

高圧容器規格解説

この解説は、本体及び附属書に規定した事項、及びこれらに関連した事項を説明しており、規格の一部ではない。

1 制定、改正の趣旨

1.1 制定の趣旨

近年、超高圧容器が冷間等方加圧(CIP)／熱間等方加圧(HIP)加工、石油化学、産業廃棄物処理などの工業分野で数多く建設、運転されている。このような容器は、設計条件が超高圧、高温、繰返し運転など厳しい環境にあり、従来の **ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 2** (以下、**ASME Sec. VIII Div. 2** と表記)より合理的な設計、製作、品質保証が可能な新しい超高圧容器を対象とした規格の必要性が叫ばれてきた。このような産業界の要求に応じて、1997年5月に **ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 3** (以下、**ASME Sec. VIII Div. 3** と表記)が発行された。日本においても、圧力容器規格委員会 高圧容器規格分科会を1997年10月より立ち上げ、**ASME Sec. VIII Div. 3** のバックグラウンドの調査などを行いながら、2005年に高圧容器規格の初版を発行した。その後、**ASME Sec. VIII Div. 3** も2年毎に改正されており、その改正内容も含めて2013年には第2版を、2023年には第3版を発行した。この規格は **ASME Sec. VIII Div. 3 2021年版** をベースとしているが、大きく異なっているのは次の点である。

- a) 本体 **6.3** の疲労評価については分科会で検討した結果、**ASME Sec. VIII Div. 3** の評価手法ではなく、高圧ガス保安協会の **KHKS 0220(2004) 超高圧ガス設備に関する基準** の評価手法を採用した。(平均応力の影響に関する評価方法は、2013年の第2版で **HPIS C 106** 独自の方法に改正した。)
- b) 適用材料については、**ASME Sec. VIII Div. 3** で認められている材料に加えて、**JIS** 材料や **ASME Sec. VIII Div. 2** で認められている材料も適用可能とした。

1.2 改正の趣旨

これまでに **ASME Sec. VIII Div. 3** の改正を担当している Sub Group on High Pressure Vessel Committee の Member に寺田主査が **ASME** より委嘱され、高圧容器規格分科会からもいくつかの改正提案を行い、**ASME Sec. VIII Div. 3** の改正版に採用されている。この規格は2005年に初版を発行したが、その後 **ASME Sec. VIII Div. 3** も **ASME Sec. VIII Div. 2 2007年版** の大幅改正の内容や **2010年版** 以降の改正内容を取り入れ、分科会独自の検討内容も含めて **2023年版** を発行した。

- a) 本体 **5.4** の材料設計データは **ASME Sec. VIII Div. 3** の注記の改正を反映する改正を行った。また、適用できる材料の **表 5.4.1** に、**ASME Sec. VIII Div. 2** の適用可能材料に対応する **JIS** 材料も追加した。
- b) 本体 **6.2** から、弾性解析を用いた評価方法を新たに追加した **附属書 J** に移動した。本体 **6.2** の円筒及び球形胴の設計内圧計算式は、耐圧試験上限圧力の変更に伴う改正を行った。この改正は日本から提案し、**ASME Sec. VIII Div. 3** で既に承認され、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021年版** として発行された。

- c) 本体 6.3 の疲労評価では、評価応力をトレスカ理論による応力強さからミーゼス理論による相当応力に変更した。また、水素容器などでの用途を考慮し、アルミニウム合金 (A6061-T6 及び A6061-T651) の設計疲労曲線を追加した。ASME Sec. VIII Div. 3 には、最大応力を降伏応力と仮定して平均応力補正した曲線のみが示されているが、圧縮の平均応力への対応として平均応力補正なしの曲線を追加した。
- d) 本体 6.4 の破壊力学評価では、炭素鋼及び規定最小降伏強さが 620 MPa 以下の低合金鋼とアルミニウム合金に対する疲労亀裂進展速度定数及び亀裂進展の下限界値を追加した。更に、設計温度が室温よりも高い場合への対応として、疲労亀裂進展速度の温度補正方法を追加した。これらの変更を日本から提案し、ASME Sec. VIII Div. 3 2019 年版で改正された。また、高压容器規格分科会から提案した炭素鋼及び低合金鋼に対する疲労亀裂進展の下限界値の最小値改正も日本から提案し、ASME Sec. VIII Div. 3 で承認され、今回の改正に含めた。
- e) 本体 6.13 として、水素容器の特別要求を新たに追加した。ASME Sec. VIII Div. 3, KD-10 の規定をベースとしたが、水素容器の適合材料の評価と水素誘起割れに対する下限界応力拡大係数を決定する試験方法は KHKS 0220 (2020) 超高压ガス設備に関する基準の評価手法を採用した。高压水素環境下における疲労亀裂進展特性として、ASME Sec. VIII Div. 3, Code Case 2938 による SA-372M 及び SA-723M の疲労亀裂進展マスター曲線を追加した。
- f) 本体 7.4 の溶接部の熱処理規定は、ASME Sec. VIII Div. 3 の規定が長年改正されておらず、規定内容も不十分なため、ASME Sec. VIII Div. 2 の内容をベースに全面改正を行った。
- g) 本体 7.6 の焼入焼戻鋼に対する製作上の追加規定も、ASME Sec. VIII Div. 3 の規定が長年見直しされていないため、ASME Sec. VIII Div. 2 の規定と比較して改正を行った。
- h) 本体 7.8 の多層容器の特別製作規定の放射線透過試験の判定範囲について日本から提案し、ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版で改正され、今回の改正に含めた。また、層間隙間の最大値の評価方法は、ASME Sec. VIII Div. 2 2021 年版で改正され、同様の方法を採用した。ASME Sec. VIII Div. 3 は溶接部の構造応力を用いた疲労評価方法が承認されたが、この規格では溶接部の構造応力を用いた疲労評価方法を採用していない。
- i) 本体 7.10 として、アルミニウム合金の追加製作規定を新たに追加した。
- j) 本体 9.1 の試験手順一般事項について、参照する JIS を追加した。
- k) 本体 9.2 の耐圧部材の試験と材料補修について、ASME Sec. VIII Div. 3, KE-2 の改正を反映した改正を行った。
- l) 本体 9.3 の溶接部の試験と合格判定基準について、設計係数 1.6 から 1.3145 への変更及び ASME Sec. VIII Div. 3, KD-2 の設計圧力の改正に伴い、許容きず寸法の見直しを行った。
- m) 本体 10.3 の耐圧試験では、日本から提案した耐圧試験の上限圧力の改正案が ASME Sec. VIII Div. 3 で承認され、2021 年版で改正されたため、今回の改正に含めた。
- n) 附属書 C では、本体 6.4 と関連して、炭素鋼及び規定最小降伏強さが 620 MPa 以下の低合金鋼に対する疲労亀裂進展速度の応力比依存特性を追加した。
- o) 附属書 D では、水素容器、耐食ライナーなどへの用途を考慮して、アルミニウム合金、銅合金、チタン合金及びジルコニウム合金に対する応力-ひずみ曲線の材料特性を追加した。
- p) 附属書 J として、本体 6.2 から移動した弾性解析を用いた評価方法を新たに追加した。評価

応力をトレスカ理論による応力強さからミーゼス理論による相当応力へ変更し、一次応力の許容限界に対して設計補正係数を考慮する改正を行った。この改正も日本から提案し、**ASME Sec. VIII Div. 3** で既に承認され、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**として発行され、今回の改正に含めた。

- q) **附属書 K**として、アルミニウム合金に適用する切欠き引張試験方法を新たに追加した。
- r) **附属書 L**として、応力分類のための応力分布の線形化を新たに追加した。

2 今回の改正での主な技術的検討

本体 5.4, 6.2, 6.3, 6.4, 6.13, 7.4, 7.6, 7.8, 7.10, 9.1, 9.2, 9.3, 10.3, **附属書 C, 附属書 D, 附属書 J, 附属書 K, 附属書 L**などの技術的な改正については、高压容器規格分科会で独自に技術的根拠を調べてから改正案を取りまとめた。各項目の詳細な内容は**3**に記載されている。

3 本体の各項の解説

1 一般要求

- a) **1.1 適用範囲** この規格は一般に設計圧力が 70 MPa を超える圧力を保有する容器に適用するが、これより低い圧力でも肉厚が薄くなり、より合理的な設計が可能となる。この規格の適用範囲は圧力容器本体と **1.1.2**に規定された部分であるが、配管や圧縮機などの部品に対しても使用者設計仕様書に明記すれば準用は可能である。
- b) **1.2 適用条件の明確化と品質マネジメントシステム** この規格は設計係数を小さくしているため、全ての荷重条件に対して各部の詳細解析による設計を要求している。したがって、使用者設計仕様書には、**1.2.1**に示されたような詳細な使用条件を明確に記述しなければならない。一方、容器製作者は容器各部の応力解析、疲労解析、破壊力学評価を行い、製作者設計報告書を作成し、容器の構造健全性を証明する必要がある。

また、容器製作者は **1.2.2**に記述されたような品質マネジメントシステムを確立し、圧力容器の使用者の品質管理要求を満足する品質管理を行い、**附属書 A**の **3**に示した記録を容器使用者に送付するとともに保管しなければならない。

2 この規格の構成

- a) **2.1 この規格の本体** この規格の本体は 11 の章から成り立っている。基本的には **ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**の内容と同じであるが、次の項目は異なっている。
 - 1) **5.4** 適用材料は **ASME Sec. VIII Div. 3** 以外にも **ASME Sec. VIII Div. 2** 適用材料、JIS 材料も適用可能とした。
 - 2) **6.2** 円筒及び球形胴の設計内圧計算式は、耐圧試験上限圧力の変更に伴う改正を行った。この改正は日本から提案し、**ASME Sec. VIII Div. 3** で既に承認され、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**として発行され、今回の改正に含めた。
 - 3) **6.3** 疲労評価では、平均応力の補正方法と設計疲労曲線が **ASME Sec. VIII Div. 3** とは異なり、高压ガス保安協会の **KHKS 0220(2004) 超高压ガス設備に関する基準**の評価手法を

一部見直しして採用した。また、評価応力をトレスカ理論による応力強さからミーゼス理論による相当応力に変更した。更に、アルミニウム合金(A6061-T6 及び A6061-T651)の設計疲労曲線で、圧縮の平均応力への対応として平均応力補正なしの曲線を追加した。

- 4) **6.4** 破壊力学評価では、炭素鋼及び規定最小降伏強さが 620 MPa 以下の低合金鋼の疲労亀裂進展速度定数及び疲労亀裂進展の下限界値を日本から提案し、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**に採用された。その後、疲労亀裂進展の下限界値の修正提案を行い、**ASME Sec. VIII Div. 3** で承認されたため、この改正を含めた。
 - 5) **6.13** 水素容器の特別要求を新たに追加した。**ASME Sec. VIII Div. 3, KD-10** の規定をベースとしたが、水素容器の適合材料の評価と水素誘起割れに対する下限界応力拡大係数を決定する試験方法は **KHKS 0220 (2020)** の規定を採用した。
 - 6) **7.4** 溶接部の熱処理規定は、**ASME Sec. VIII Div. 3** の規定が長年見直しされておらず、規定内容も不十分なため、**ASME Sec. VIII Div. 2** の規定をベースに全面改正を行った。
 - 7) **7.6** 焼入焼戻鋼に対する製作上の追加規定も、**ASME Sec. VIII Div. 3** の規定が長年見直しされていないため、**ASME Sec. VIII Div. 2** の規定と比較して改正を行った。
 - 8) **7.8** 多層容器の特別製作規定の層間隙間の最大値の評価方法は、**ASME Sec. VIII Div. 2 2021 年版**で改正され、同様の方法を採用した。
 - 9) **9.3** 超音波探傷試験の合格判定基準は、高压容器規格分科会で破壊力学評価により許容きず寸法を見直した。
 - 10) **10.3** 耐圧試験では、日本から提案した耐圧試験の上限圧力の改正案が **ASME Sec. VIII Div. 3** で承認され、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**で改正され、今回の改正に含めた。
- b) **2.2 附属書 附属書 A~L** は規格の主体となる事項であって、規格の構成上、特に取り出して本体に準じてまとめた規格で強制規定である。

大部分は **ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**に準拠しているが、**附属書 D** は **ASME Sec. VIII Div. 3** に掲載された材料以外にも、独自に高压容器規格分科会で検討して追加した。また、**附属書 F** は高压容器規格分科会でケーススタディ解析を行い、線図を作成して追加した。

附属書 J として、**6.2** から移動した弾性解析を用いた評価方法を新たに追加した。評価応力をトレスカ理論による応力強さからミーゼス理論による相当応力へ変更し、一次応力の許容限界に対して設計補正係数を考慮する改正を行った。この改正も日本から提案し、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**に採用され、今回の改正に含めた。なお、簡易弾塑性解析において疲労評価に用いる係数 K_e の計算式は日本機械学会の **JSME S NC1** を、熱応力ラチェット評価は **ASME Sec. VIII Div. 2** の規定を採用した。

附属書 K として、アルミニウム合金に適用する切欠き引張試験方法を新たに追加した。

3 引用規格

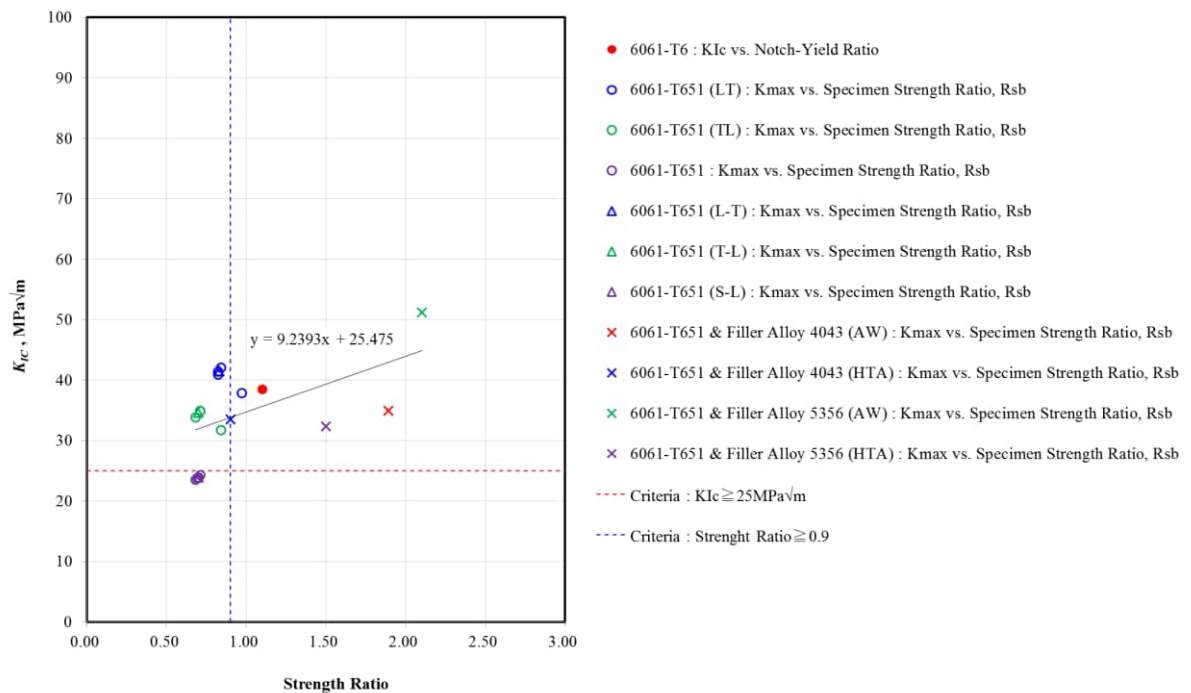
3 に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格は 2022 年 5 月時点の最新版である。

4 用語の定義

JIS B 0190 にない用語について定義を行った。

5 材料

- a) **5.1 材料一般** この章は日本が規格作成を担当した **ASME Sec. VIII Div. 2 Rewrite** における、**Part3-Materials Requirements** の **3.1 材料一般**、**3.2 耐圧部品材料**の最新規格を取り入れた。
- b) **5.1.1 耐圧部に用いる材料**
- 1) この規格に定める規格材料は **JIS** 材料を含め、全て **5.4** の表に記載した。
 - 2) **ISO** 規格などの外国規格による材料でその性質が明らかなもの、**JIS B 8266** など規定する特別認定材料も使用できることを明らかにした。
- c) **5.1.5 標準耐圧部品** 使用材料から鋳物を削除した。フランジについては、圧力-温度のレィティングに適しているものを使用することとし、この規格では規定しない。
- d) **5.1.6 標準外の耐圧部品** 使用材料から鋳物を削除した。
- e) **5.2.2 試験材及び試験片の採取方法** この項の試験片採取要領は文章のみの記述で分かり難い面があるが、参考として **JIS B 8266** の **解説 5.3.3** には図による分かり易い説明がある。
- f) **5.2.6 b) 引張試験方法** 引張試験方法は、**ASME Sec. II, Part A** の **SA-370** に代わって、**JIS Z 2241** に従うとした。
- g) **5.2.6 c) 衝撃試験方法** 衝撃試験方法は、**ASME Sec. II, Part A** の **SA-370** に代わって、**JIS Z 2242** に従うとした。
- h) **5.2.9 c) J_{IC} 破壊靱性試験** 日本機械学会(JSME)基準 **S001 弾塑性破壊靱性 J_{IC} 試験方法(増補第1版)** は絶版書籍になっているが、複写サービス対応書籍になっているため、日本機械学会よりコピーを入手することが可能である。
- i) **5.2.11 切欠き引張試験手順と許容基準** アルミニウム合金に対して切欠き引張試験を行い、切欠き引張強さと降伏強さの比を 0.9 以上と設定している理由は、**解説図 5.2.1** に示すように、破壊靱性値との相関により、簡便な試験で **6.4.3 d)** の破壊靱性値 K_{IC} が $25 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 以上あることを確認するためである。
- j) **5.4 材料設計データ** 適用材料については **ASME Sec. VIII Div. 3** で認められている材料に加えて、**JIS** 材料や **ASME Sec. VIII Div. 2** で認められている材料も適用可能とした。



解説図 5. 2. 1 アルミニウム合金 (A6061-T6 及び A6061-T651) の
切欠き引張強さと降伏強さの比と破壊靱性値の関係^{1), 2)}

参考文献

- 1) Kaufman, J. G., Clark, J. W. and Holt, M., "Using Fracture Mechanics With Aluminum Alloy Structures", Metals Engineering Quarterly, Vol.13, No.1, (1973)
- 2) Nelson, F. G. and Kaufman, J. G., "Fracture Toughness of Plain and Welded 3-In.-Thick Aluminum Alloy Plate", ASTM STP49651S, (1973)

6 設計

- a) **6.1.1 一般要求** 小容量容器の疲労解析の免除規定は静的破壊に対する設計係数を低くしたため、**ASME Sec. VIII Div. 3** と同様に削除した。
- b) **6.1.10 降伏理論** **ASME Sec. VIII Div. 3** では日本からの提案により **2021 年版** から降伏理論は、疲労評価を除いて最大せん断応力説(トレスカ理論)からせん断ひずみエネルギー説(ミーゼス理論)に変更した。この規格でも弾塑性解析と整合させるため、弾性解析の一次応力評価、一次+二次応力評価及び疲労評価に用いる応力をトレスカ応力からミーゼス応力に変更した。
- c) **6.1.14 破裂前漏洩** 高压容器にとって破裂前漏洩であることは、安全上重要である。不安定破壊しないため、万が一、漏れても高压容器の運転を安全に停止することができるからである。この規格に示した破裂前漏洩の判定基準は、**ASME Sec. VIII Div. 3, KD-141** によっている。**ASME Sec. VIII Div. 3** と同様に、**API 579-1/ASME FFS-1** の破壊評価線図による評価を適用してもよいとした。
- d) **6.2.1 適用範囲** 内外径比が 1.25 以上の円筒胴と球形胴については弾性解析による評価が

非保守的になるため、ASME Sec. VIII Div. 3 と同じく弾塑性解析による評価を行わなければならないとした。

- e) **6.2.2 円筒胴及び球形胴の計算式** HPIS C 106:2013 における単肉胴及び多層胴の設計圧力計算式は寺田^{1),2),3)} が提案し、ASME Sec. VIII Div. 3 で採用された流動応力(降伏強さ S_y と引張強さ S_u の平均値)を有効降伏強さとしたひずみ硬化塑性体の塑性崩壊圧力に対して、設計係数 1.732 と耐圧試験時(耐圧試験基準による圧力の 1.25 倍)の全断面降伏の 0.866 のいずれか小さい方の値に変更した。耐圧試験圧力が耐圧試験基準による圧力の 1.25 倍以上の場合には、**10.3.2 b)**における耐圧試験時の圧力制限の評価の方がクリティカルとなる可能性があり、こちらも設計時に評価しておく必要がある。従来の計算式では、開放端円筒と球形胴の設計係数が 1.5、閉止端円筒の設計係数が 1.732 と異なっていたが、全て同じ設計係数 1.732 に統一した。

寺田は、**解説図 6.2.1** と **解説図 6.2.2** に示すように、国内外の 145 体の各種材料の内圧破裂試験結果を、従来の全断面降伏の Nadai の式と提案した流動応力式(Nadai の式で流動応力を有効降伏強さとして使用)の比較を行った。これらの図より、流動応力式の方が、材料の降伏比が 0.4~1.0 の広い範囲で破裂圧力を推定できることが分かる。

HPIS C 106:2023 では、**10.3.2 b)**の耐圧試験の上限圧力の改正に伴い、設計圧力計算式における第 1 項の改正を行った。これらの改正は日本から提案し、ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版として発行された^{4),5)}。

式(6.2.1)~式(6.2.6)の設計圧力計算式において、第 1 項が耐圧試験基準による圧力 P_{dt} 、第 2 項が流動応力基準又は有限要素法解析結果との比較に基づく Gangling の式($Y \leq 2.85$ の開放端円筒胴)による圧力 P_{df} であり、第 1 項 P_{dt} と第 2 項 P_{df} の低い方を設計圧力 $P_d = \min(P_{dt}, P_{df})$ とする。ここで、耐圧試験圧力 P_t は $1.25 P_{dt}$ である。なお、耐圧試験の上限圧力の改正内容は **10.3** の解説に示す。

解説図 6.2.3(a)に、耐圧試験圧力 P_t と耐圧試験基準による圧力 P_{dt} の比 $R_t = P_t/P_{dt}$ が 1.25 の場合について、閉止端円筒胴及び開放端円筒胴($Y > 2.85$)の材料の降伏比 S_y/S_u と、引張強さ S_u と内外径比 Y で正規化した耐圧試験基準及び流動応力基準による圧力の関係を示す。なお、参考までに、図中には、HPIS C 106:2013 における耐圧試験基準による圧力も破線で示す。降伏比が 0.612 以下では、耐圧試験基準が支配的となる。

同様に、 $R_t (= P_t/P_{dt}) = 1.30, 1.35, 1.40$ 及び 1.43 の場合について、閉止端円筒胴及び開放端円筒胴($Y > 2.85$)の材料の降伏比と無次元設計圧力との関係を**解説図 6.2.3(b)~解説図 6.2.3(e)**に示す。それぞれ、降伏比が 0.653, 0.696, 0.806 及び 0.911 以下では、耐圧試験基準が支配的となる。

次に、開放端円筒胴($Y \leq 2.85$)及び球形胴の材料の降伏比と無次元設計圧力との関係を、 $R_t (= P_t/P_{dt}) = 1.25, 1.30, 1.35, 1.40$ 及び 1.43 の場合について、それぞれ**解説図 6.2.4(a)~解説図 6.2.4(e)**、**解説図 6.2.5(a)~解説図 6.2.5(e)**に示す。耐圧試験基準による圧力が支配的となる降伏比は、閉止端円筒胴及び開放端円筒胴($Y > 2.85$)の場合と同じ値になる。

すなわち、閉止端円筒胴、開放端円筒胴及び球形胴について、耐圧試験基準による圧力 $P_{dt} = P_t/R_t$ と流動応力基準又は Gangling の式($Y \leq 2.85$ の開放端円筒胴)による圧力 P_{df} が

等しくなる時の降伏比は**式(a)**となり、容器の端部条件(閉止端、開放端)と形状(円筒胴、球形胴)には依存しない。

表 6.2.5 に、設計圧力の計算で、耐圧試験時の評価を免除できる降伏比の条件として、**式(a)** で計算した値を示した。

$$\left(\frac{S_y}{S_u}\right)_{P_{at}=P_{af}} = \frac{1}{2\sqrt{3}K_{ut}/R_t - 1} \dots\dots\dots(a)$$

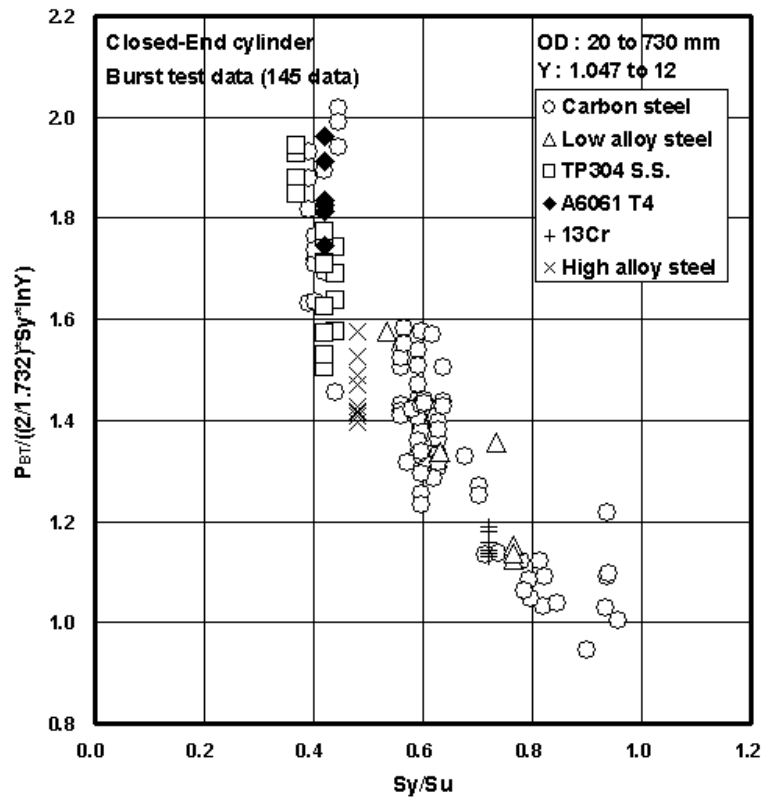
ここで、

K_{ut} : 耐圧試験の上限圧力に関する係数で、降伏比の関数 [10.3.2 b)を参照]

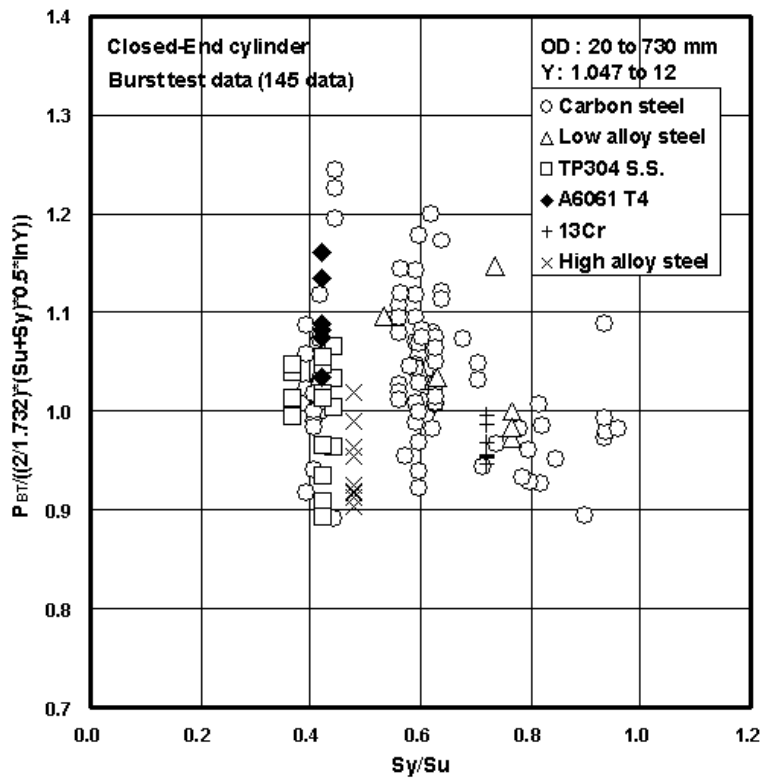
また、 $Y \leq 2.85$ の開放端円筒胴の場合には、設計圧力計算式の第 2 項は、**解説図 6.2.6** に示すように、Nadai の式で流動応力を有効降伏強さとして用いた式ではなく、有限要素法解析結果との比較から Gangling の式を採用して、設計係数を $1.732 (= \sqrt{3})$ とした。

f) **6.2.3 弾塑性解析 ASME Sec. VIII Div. 3 が 2009 Addenda で ASME Sec. VIII Div. 2 2007 年版**の弾塑性解析に関する規定を取り入れた大幅改正を行ったため、その内容を取り入れた。

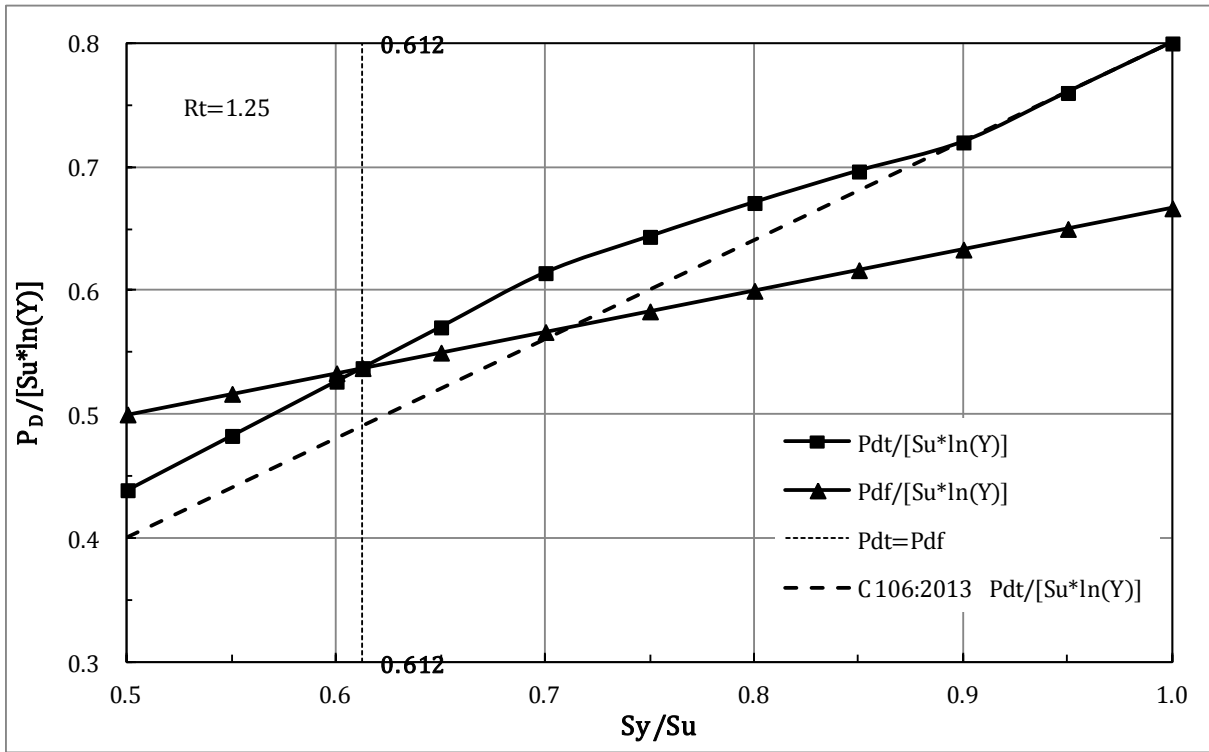
弾塑性解析の評価では、グローバルな破裂をベースとする評価に加えて、局所損傷の評価も追加された。また、設計に考慮すべき荷重とその組合せ及びその係数が具体的に示された。この荷重係数は、**ASME Sec. VIII Div. 2** の設計係数 2.4 をベースに、設計係数の比率 $1.732/2.4$ を掛け合せて求められた。



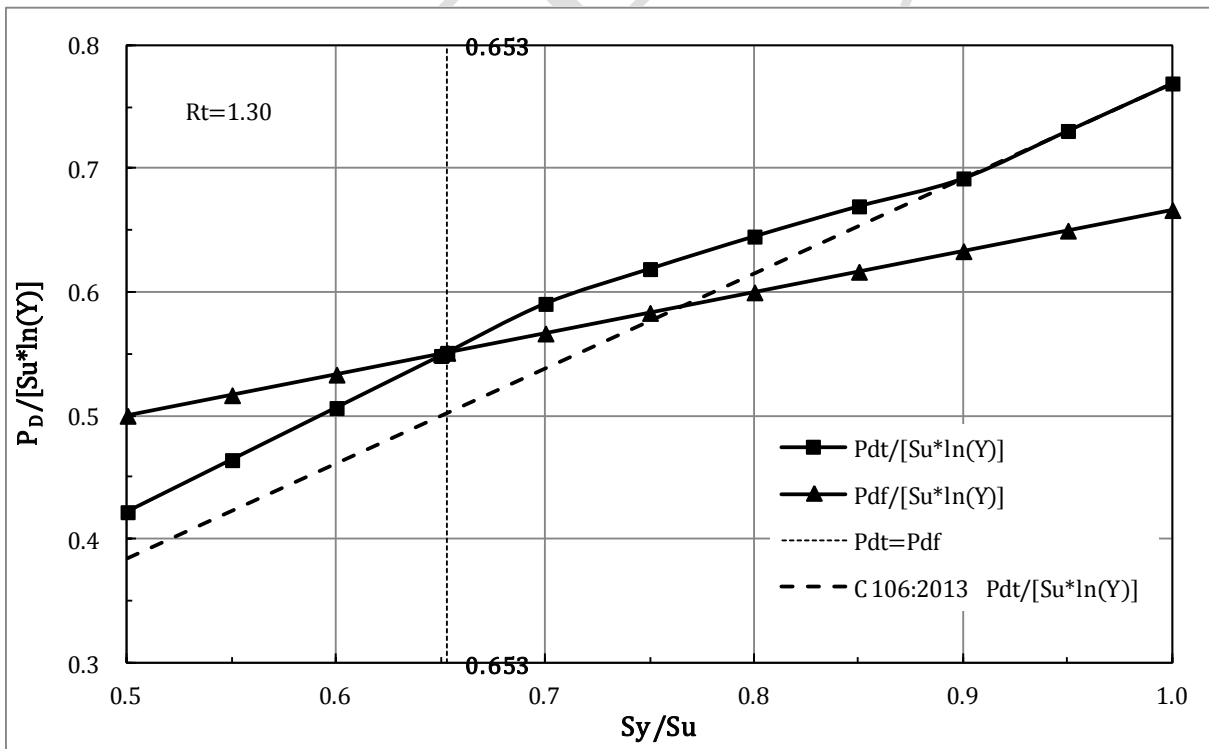
解説図 6.2.1 閉止端円筒胴の Nadai の式による破裂圧力と破裂試験圧力の比較



解説図 6.2.2 閉止端円筒胴の流動応力式による破裂圧力と破裂試験圧力の比較

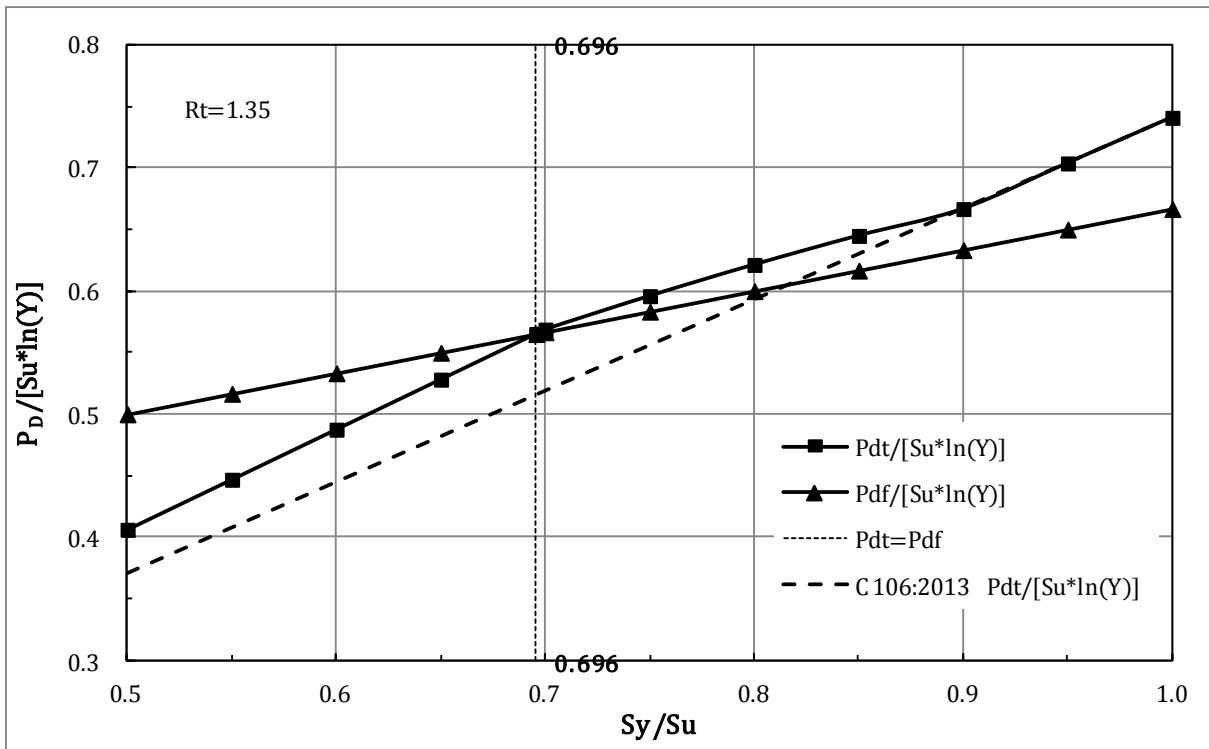


(a) $P_t/P_{dt} = 1.25$

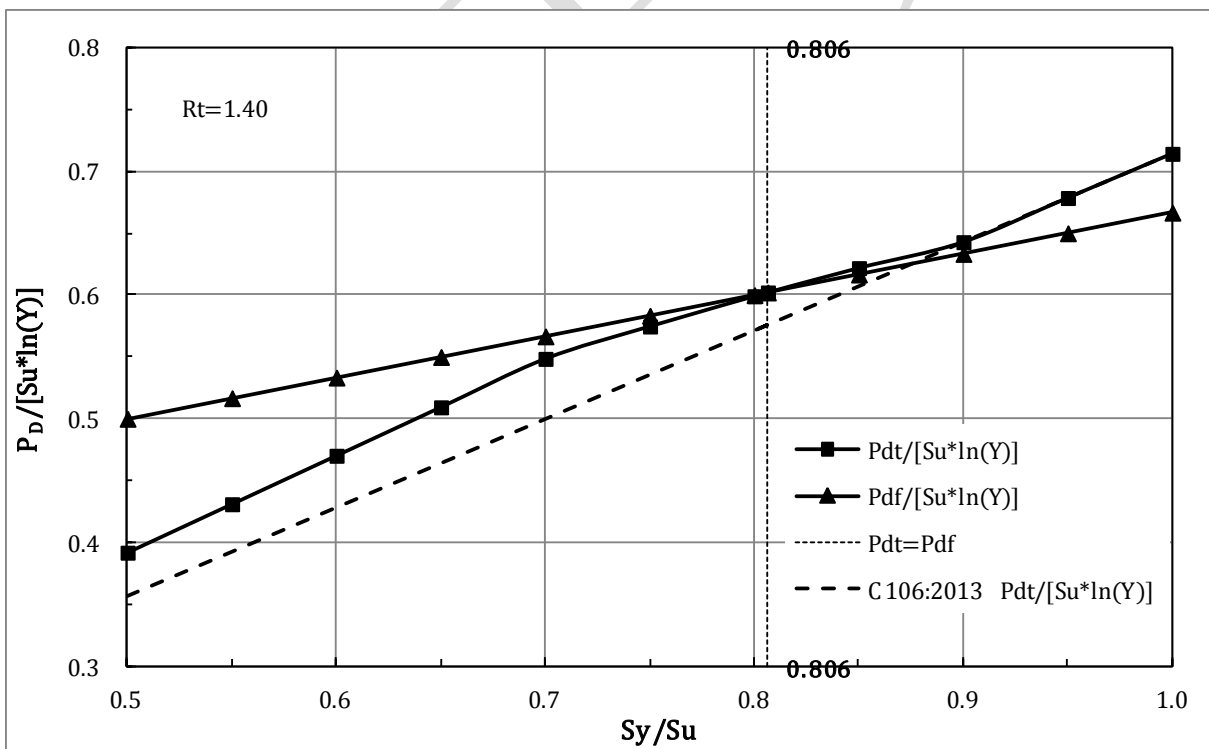


(b) $P_t/P_{dt} = 1.30$

解説図 6.2.3 閉止端円筒胴及び開放端円筒胴 ($Y > 2.85$) の設計圧力

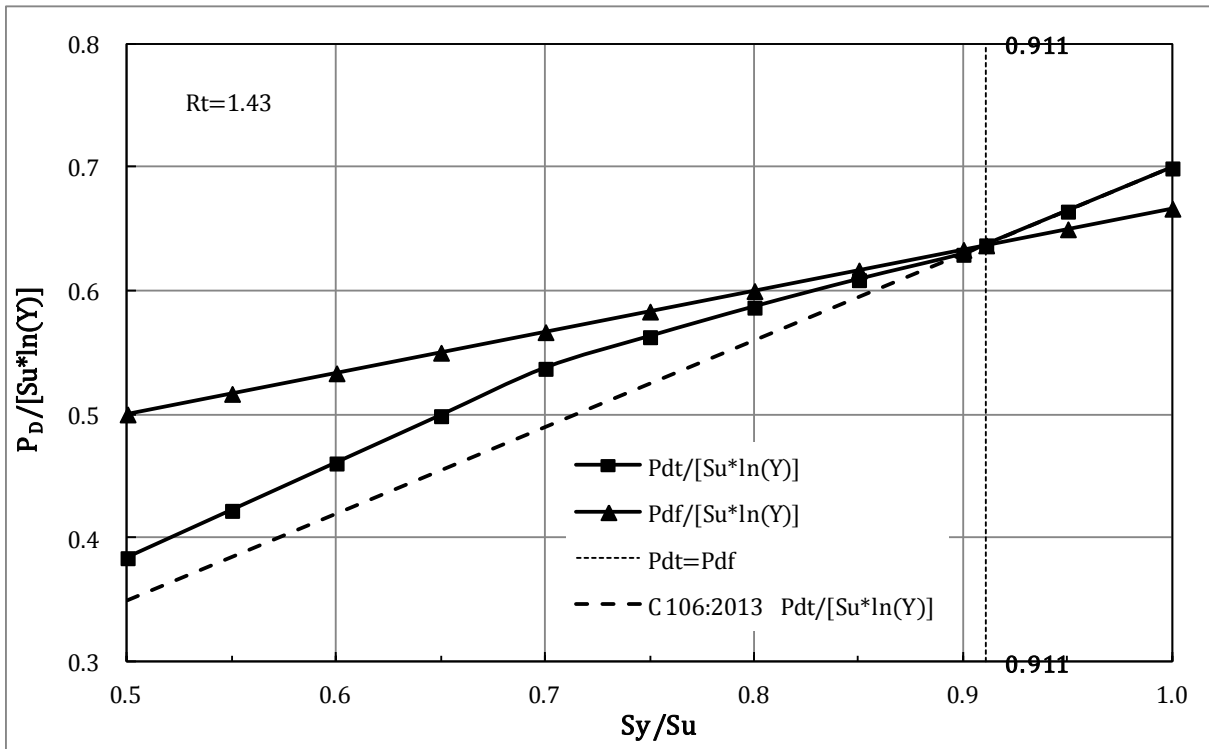


(c) $P_t / P_{dt} = 1.35$



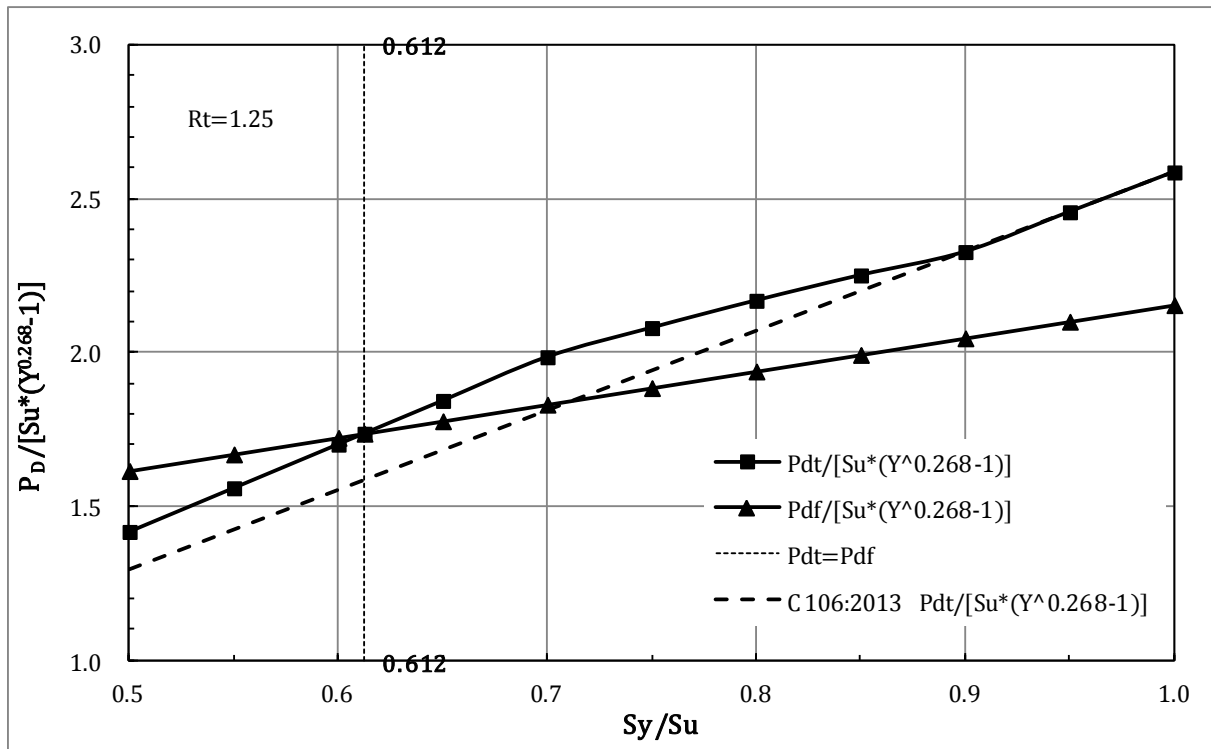
(d) $P_t / P_{dt} = 1.40$

解説図 6.2.3 閉止端円筒胴及び開放端円筒胴 ($Y > 2.85$) の設計圧力 (続き)

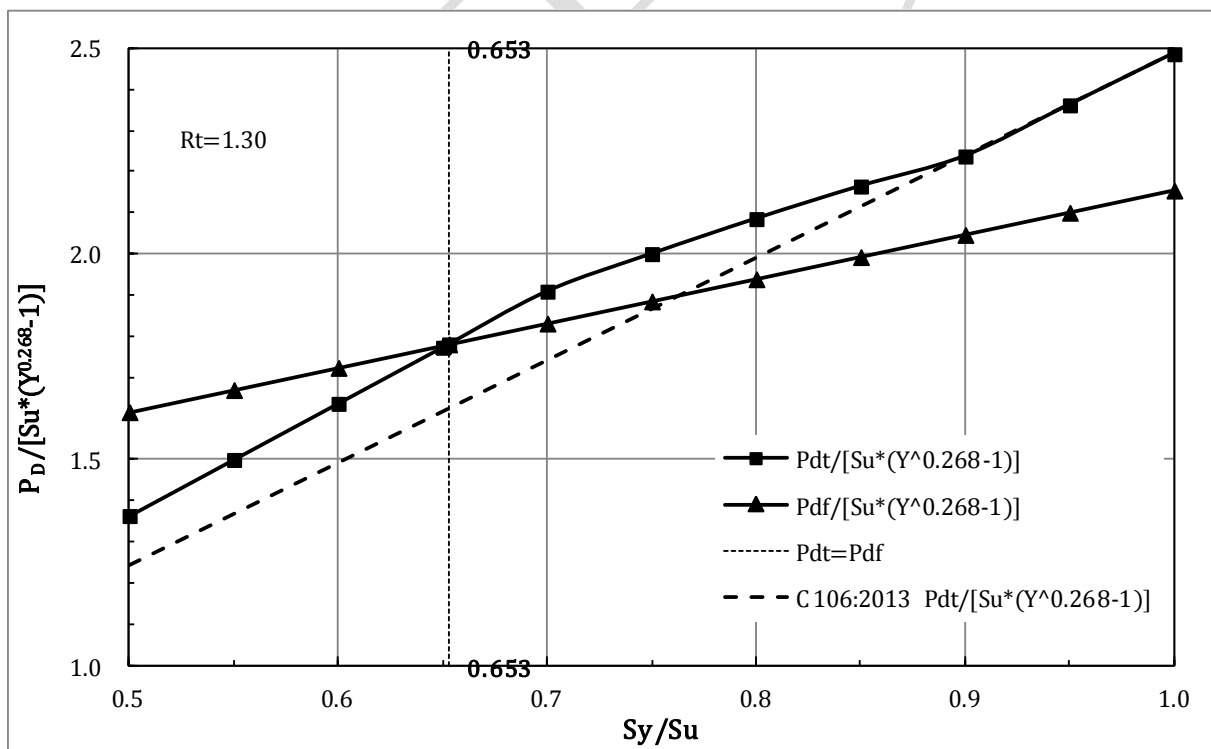


(e) $P_t/P_{dt} = 1.43$

解説図 6.2.3 閉止端円筒胴及び開放端円筒胴 ($Y > 2.85$) の設計圧力 (続き)

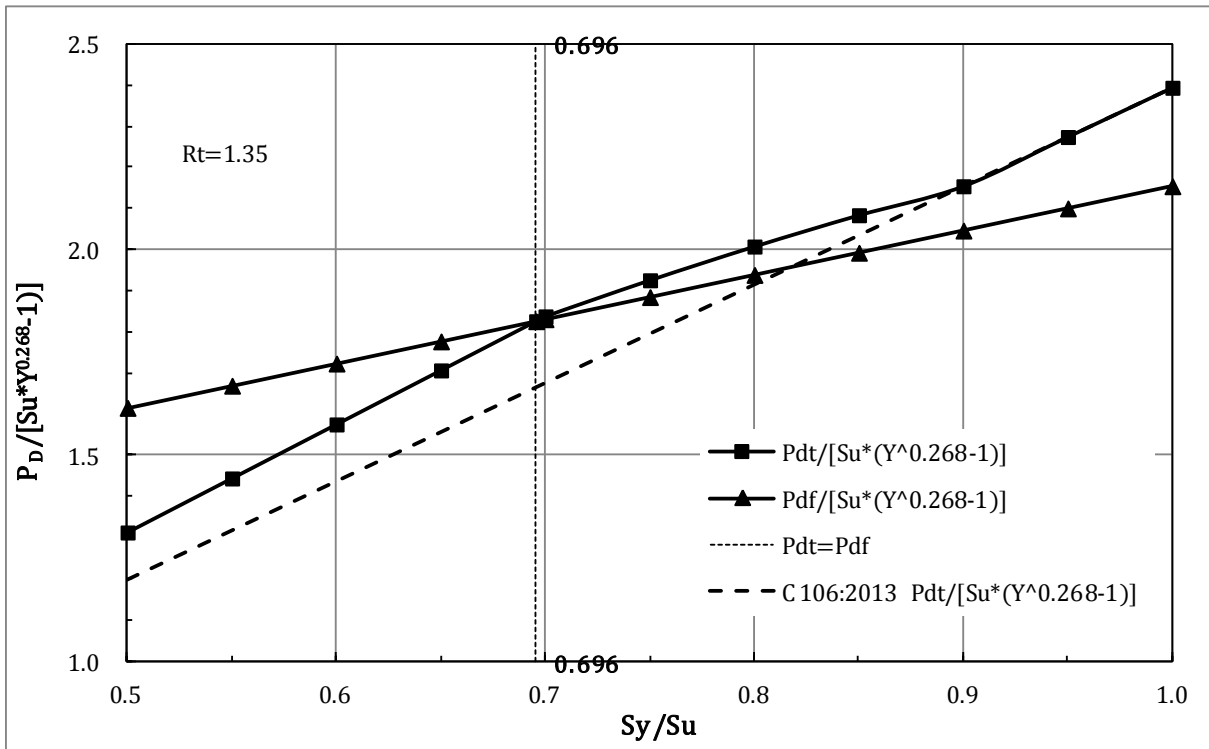


(a) $P_t/P_{dt} = 1.25$

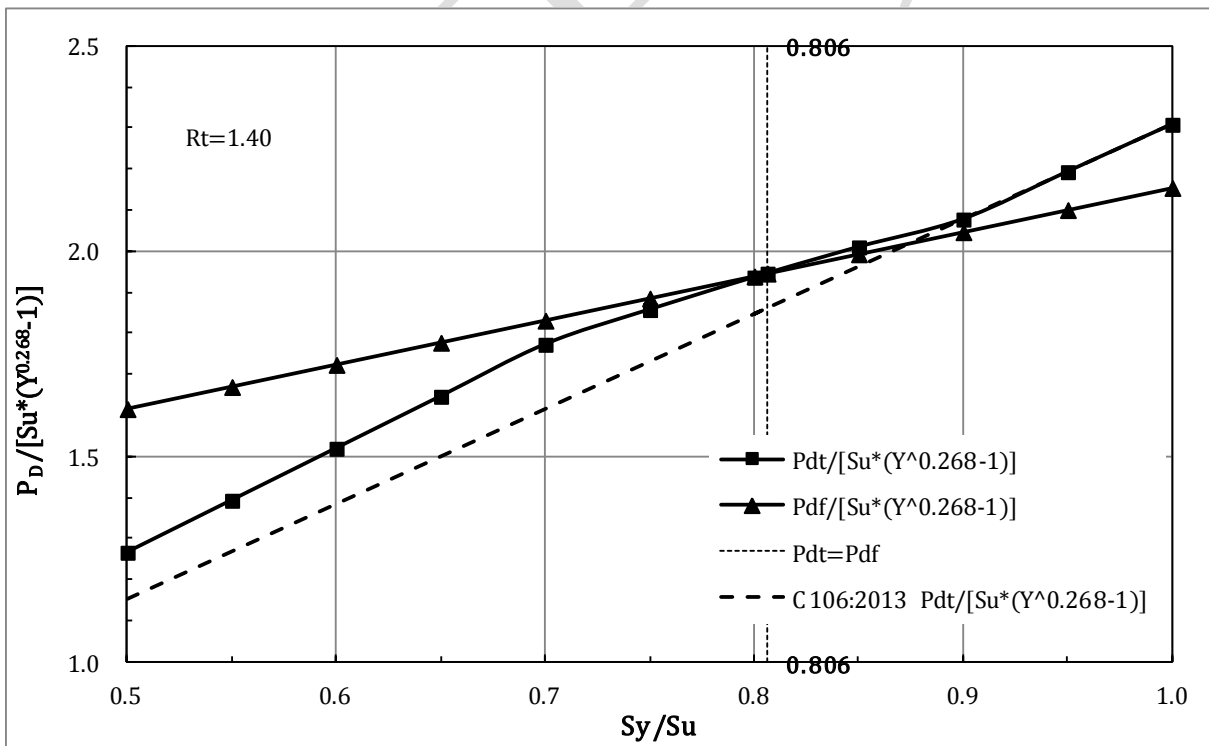


(b) $P_t/P_{dt} = 1.30$

解説図 6.2.4 開放端円筒胴 ($Y \leq 2.85$) の設計圧力

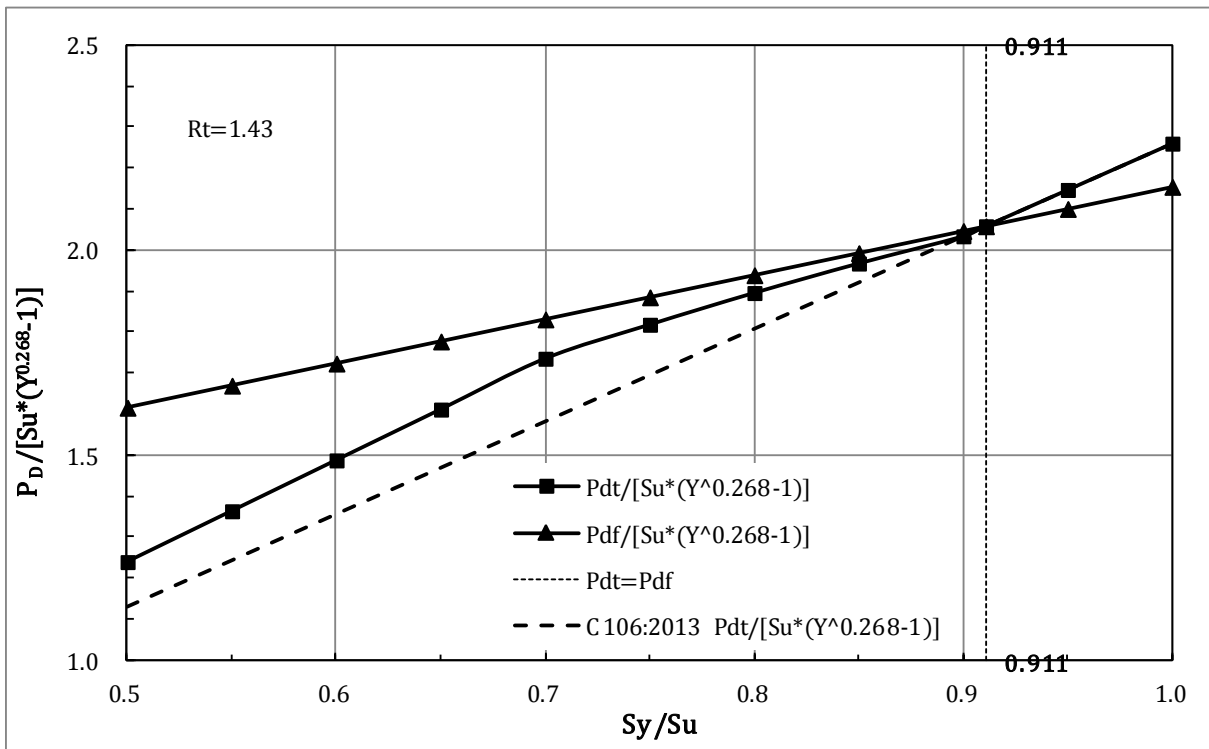


(c) $P_t/P_{dt} = 1.35$



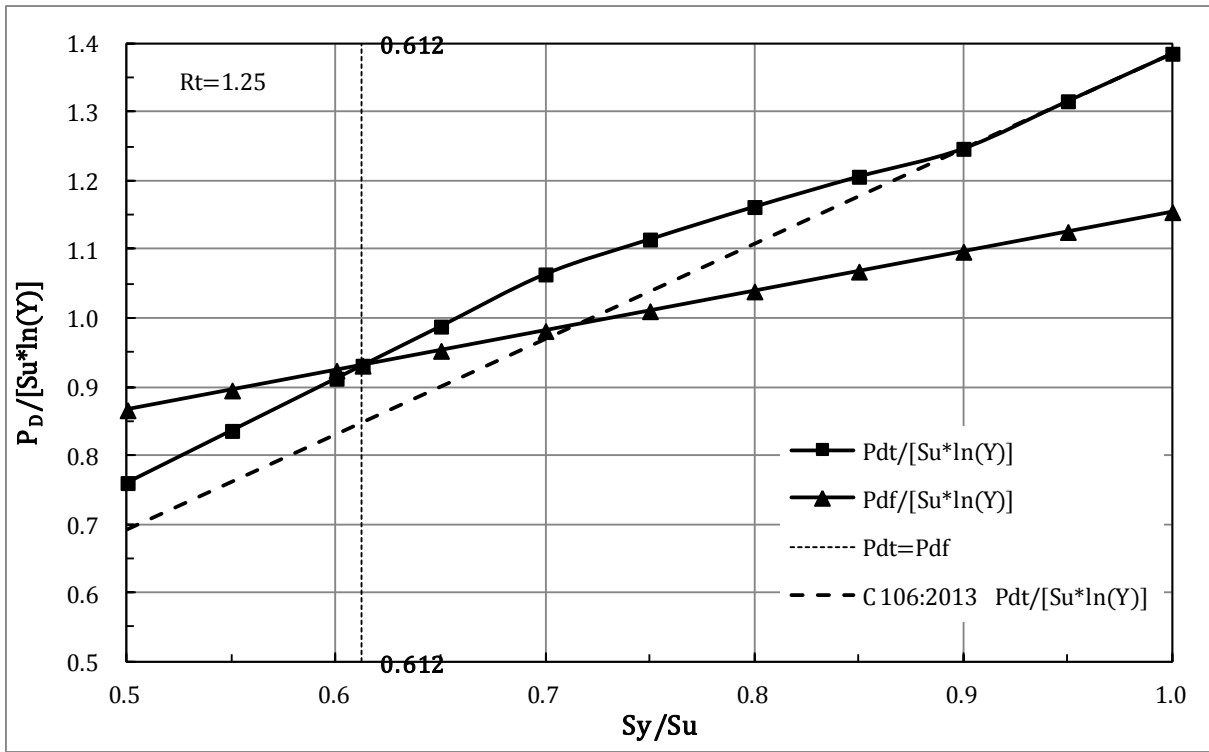
(d) $P_t/P_{dt} = 1.40$

解説図 6.2.4 開放端円筒胴 ($Y \leq 2.85$) の設計圧力 (続き)

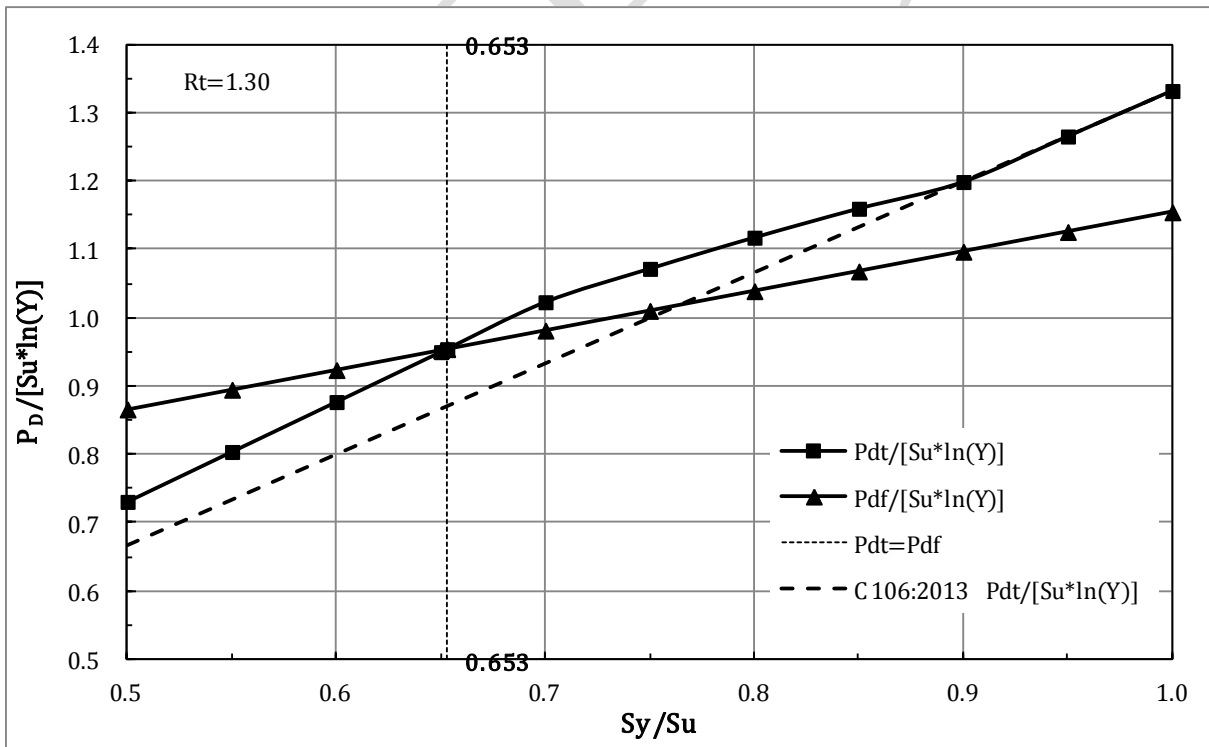


(e) $P_t / P_{dt} = 1.43$

解説図 6.2.4 開放端円筒胴 ($Y \leq 2.85$) の設計圧力 (続き)

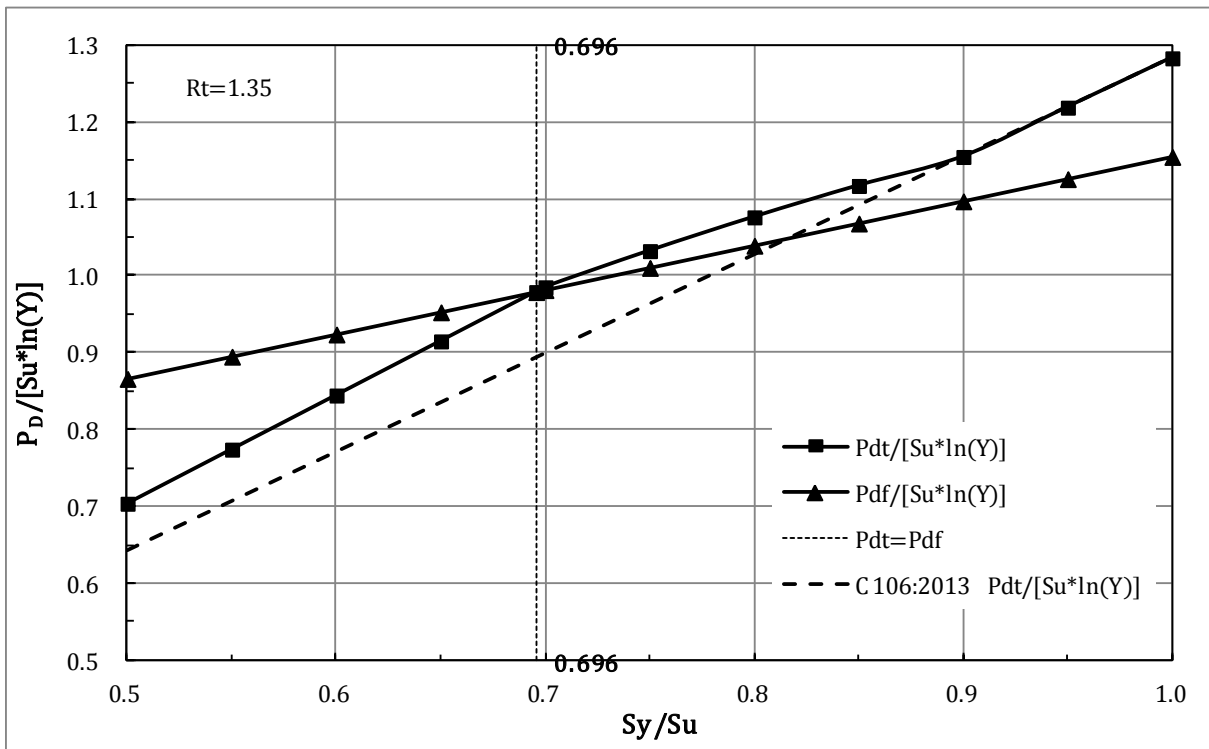


(a) $P_t/P_{dt} = 1.25$

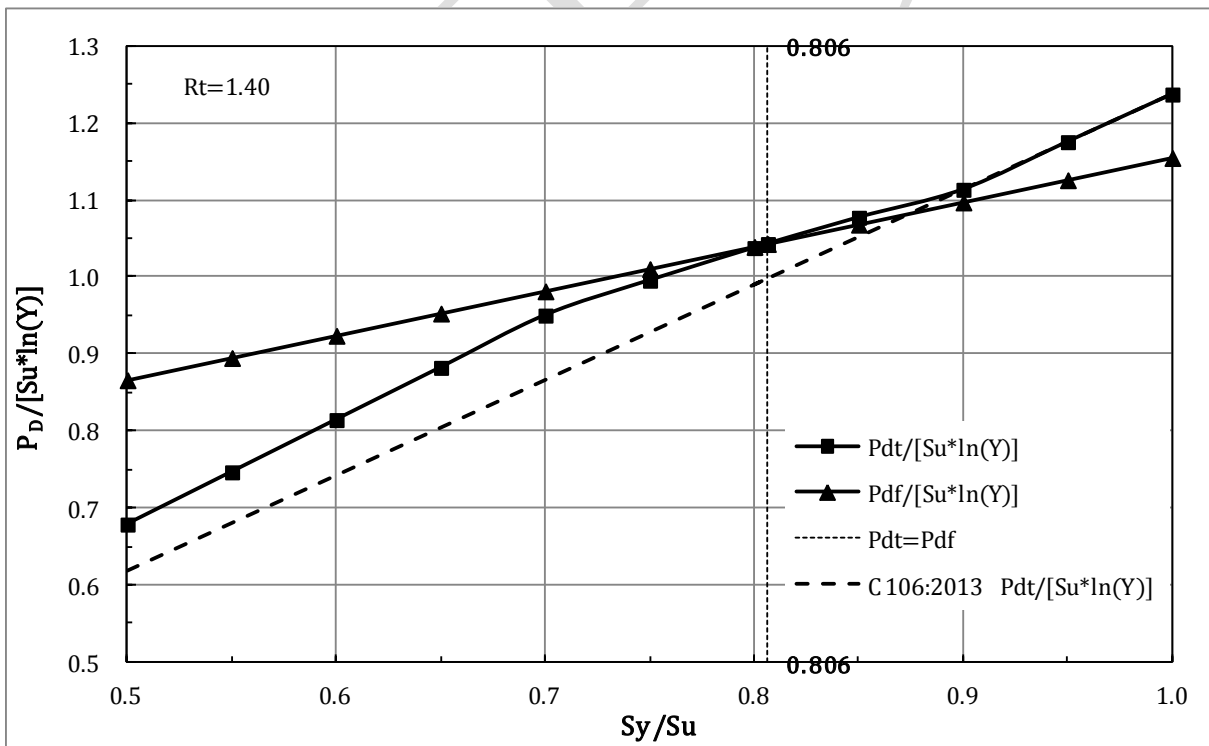


(b) $P_t/P_{dt} = 1.30$

解説図 6.2.5 球形胴の設計圧力

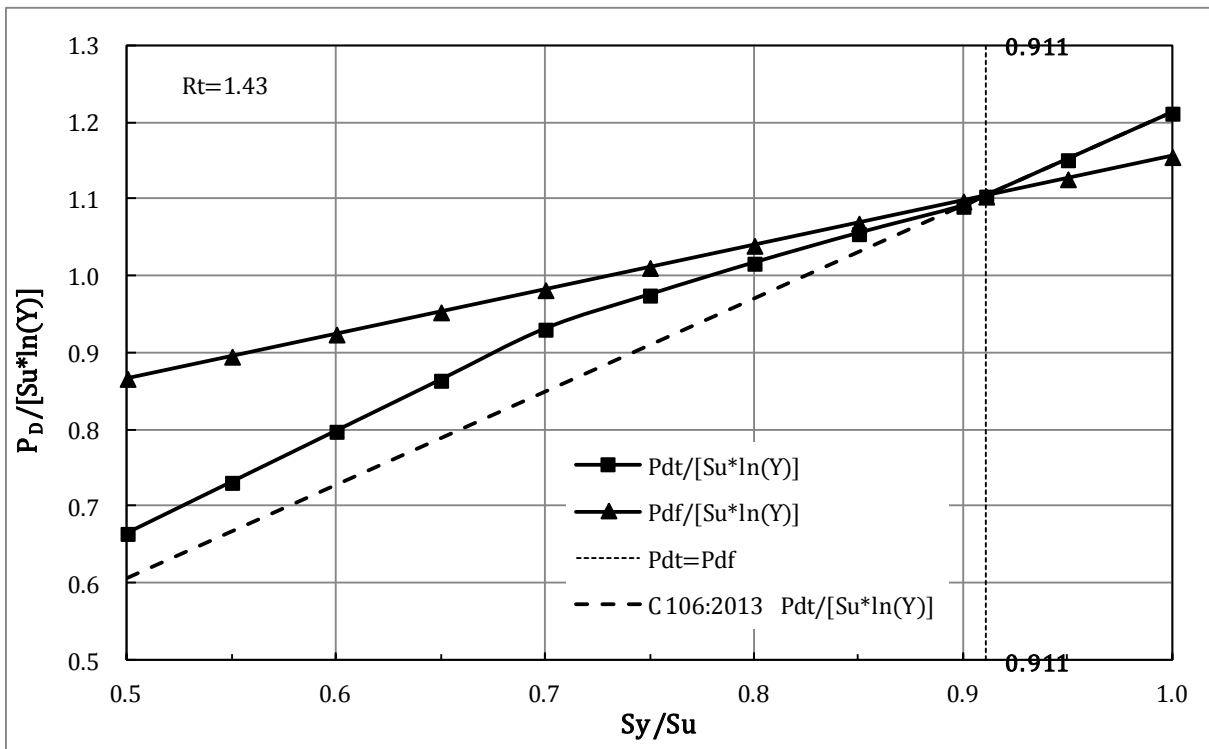


(c) $P_t / P_{dt} = 1.35$



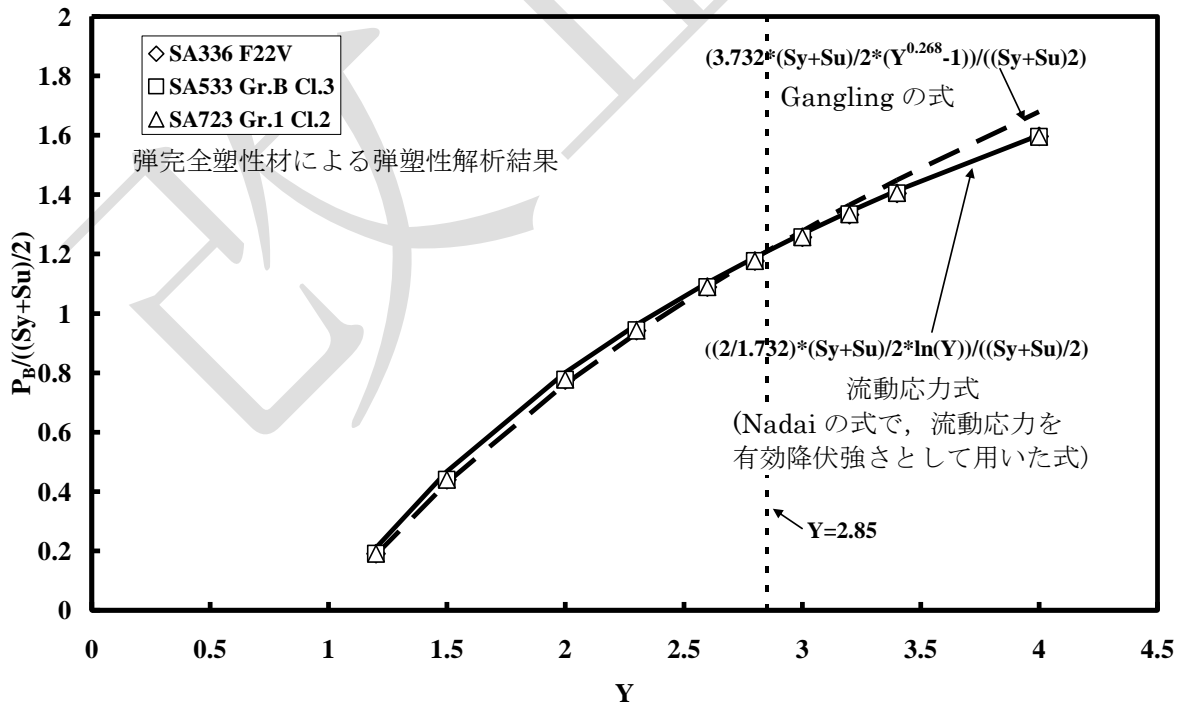
(d) $P_t / P_{dt} = 1.40$

解説図 6.2.5 球形胴の設計圧力 (続き)



(e) $P_t / P_{dt} = 1.43$

解説図 6.2.5 球形胴の設計圧力 (続き)



解説図 6.2.6 開放端円筒胴の Gangling の式と弾塑性解析による破裂圧力の比較

参考文献

- 1) Susumu Terada, “Development of Alternate Methods for Establishing Design Margins for ASME Section VIII Division 3”, Proceedings of PVP2008, 2008 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2008-61146, (2008)
- 2) Susumu Terada, “Development of Alternate Methods for Establishing Design Margins for ASME Section VIII Division 3 (Part 2)”, Proceedings of PVP2009, 2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, PVP2009-77209, (2009)
- 3) Susumu Terada, “Proposal of New Equations for Cylindrical and Spherical Shell of ASME Section VIII Division 3 for High Pressure Vessels”, Proceeding of ICPVT-12, pp.20-23, September (2009)
- 4) Susumu Terada, “17-264 Background of Revisions according to Revisions of Hydrostatic Test Criterion”, ASME SG-HPV / BPV-VIII, (2017)
- 5) Susumu Terada, “17-2173 Background of Revisions of KD-2 according to Revisions of Hydrostatic Test Criterion in KT-3”, ASME SG-HPV / BPV-VIII, (2018)
- g) **6.3.3 b) 図 6.3.1, 図 6.3.4, 図 6.3.5 及び図 6.3.8** は、非溶接構造だけでなく、溶接継手を有する圧力容器にも適用できる図であるが、溶接継手への適用の際には応力集中係数又は疲労強度減少係数を適切に考慮しなければならない。これまで、**6.11.8** に疲労強度減少係数の実験的決定法を定めていたにもかかわらず、溶接継手に適用できる設計疲労曲線に対して疲労強度減少係数を考慮することが明確に記述されていなかったため、**2013 年版**の改正で疲労強度減少係数に関する記述を新たに追記して明確に示した。
- h) **6.3.3 b) 図 6.3.5** のオーステナイト系ステンレス鋼の設計疲労曲線を、**2023 年版**で **ASME Sec. VIII Div. 2** や **Div. 3** と同様に、ANL Final Report ¹⁾ で提唱された設計疲労曲線に改正した。

この理由は、従来の **ASME Sec. VIII Div. 2** の設計疲労曲線の作成に使われたデータには冷間加工した引張強さの高いデータも含まれており、**解説図 6.3.1 (a)** に示すように、オーステナイト系ステンレス鋼一般の設計疲労曲線としては安全ではないためである。

ANL が提唱する最適疲労曲線は、**解説図 6.3.1 (a)** に示すように、Type304, 304L, 316, 316L 及び 316NG ステンレス鋼などの疲労データ数 520 に基づく ANL モデルに対して修正グッドマン線図により平均応力補正を行い、平均応力補正を施した曲線に対して応力と繰返し回数に対する設計係数 2 及び 12 を考慮して補正した曲線($10^5 \sim 10^{11}$ 回に対しては **HPIS C 106** の曲線 B に相当)である。応力に対する設計係数 2 は、材料のばらつき、部品サイズ、表面仕上げ、荷重履歴などに関する不確かさを考慮した係数であり、また繰返し回数に対する設計係数 12 は、ANL モデルにおける A 値(=6.891)のメディアン値の評価より、繰返し回数に対する 95%信頼度を考慮した場合の設計係数が、オーステナイト系ステンレス鋼では 11.6 であるために採用した値である。平均応力補正を行う前の設計疲労曲線($10 \sim 10^5$ 回までは ANL モデルと同じ、 $10^5 \sim 10^{11}$ 回に対しては **HPIS C 106** の曲線 A に相当)としては、ANL モデルに対して設計係数 2 及び 12 を考慮して補正した曲線の内、同じ繰返し回数に対して

小さな応力振幅を与える方の値を採用した。

上記の検討結果より、**HPIS C 106** では、オーステナイト系ステンレス鋼に対する設計疲労曲線として、ANL Final Report で提唱されている最適疲労曲線及び応力と繰返し回数に対する設計係数(それぞれ 2 及び 12)を採用し、 $10^5 \sim 10^{11}$ 回までの平均応力補正を施した曲線($10^5 \sim 10^{11}$ 回に対する **HPIS C 106** の曲線 B)の応力振幅値を**解説表 6.3.2**に示す。 $10^5 \sim 10^{11}$ 回までの平均応力補正を施していない曲線(**HPIS C 106** の曲線 A)の応力振幅値は、ANL モデルに対して設計係数 2 及び 12 を考慮して補正した曲線の内、同じ繰返し回数に対して小さな応力振幅を与える方の値を採用し、応力振幅値を**解説表 6.3.2**に示す。なお、**ASME Sec. VIII Div. 2 2021 年版**では、**Table 3-F.9**における 3.F.3(オーステナイト系ステンレス鋼)の 5×10^5 回における応力振幅値は 20.5 ksi となっているが、**HPIS C 106** では、ANL Final Report の **Table 9** に従い、 5×10^5 回における応力振幅値は 20.6 ksi とし、MPa に換算した値(142 MPa)を採用した。**HPIS C 106:2013** の曲線 B の設計疲労曲線は、Jaske と O'Donnell の研究²⁾のデータに基づく最適疲労曲線に、応力振幅に対して 2、疲労寿命に対して 20 の設計係数を考慮した曲線である。

解説図 6.3.1 (b)に ANL 提案の設計疲労曲線と従来の **ASME Sec. VIII Div. 2** の設計疲労曲線の比較を示す。 $10^3 \sim 10^8$ 回の範囲で ANL 提案の設計疲労曲線が低くなっている。

i) **6.3.3 c)** **図 6.3.2**(高強度低合金鋼)の設計疲労曲線は、高圧ガス保安協会の超高压ガス設備に関する基準¹³⁾によっている。この設計疲労曲線は、(独)物質・材料研究機構の”疲れデータシート資料 1 (1981)”³⁾の疲労試験結果を基に、次のような方法で作成された。

1) 最適疲労曲線は、ひずみ振幅 ε_a と破断繰返し回数 N_f で表された定ひずみ引張圧縮疲労試験の実験点の中央を通るように引かれた疲労曲線で、 $N_f = 10^7$ 回で定荷重疲労試験による両振引張圧縮疲労限度の中央値 σ_{wz} を常温における縦弾性係数 E で除した値 $\varepsilon_{wz} = \sigma_{wz}/E$ を通るように、滑らかに引いた曲線である。

実際には、**ASME Sec. VIII Div. 2** の疲労曲線決定の際にも参考にされた Langer の**式 (a)**を適用して、引張強度による材料区分ごとに定めた値を用いて計算した曲線と実験点とを比較して、最適疲労曲線を決定した。

$$\sigma_a = \frac{E}{4\sqrt{N_f}} \ln\left(\frac{100}{100-\phi}\right) + \sigma_{wz} \dots\dots\dots (a)$$

ここで、

- σ_a : 応力振幅(MPa)
- ϕ : 絞り(%)
- E : 常温の縦弾性係数(MPa)
- N_f : 破断繰返し回数(サイクル)
- σ_{wz} : 10^7 回における疲労強度(MPa)

2) 材料区分ごとに、材料特性の平均値を**式 (a)**に適用した疲労曲線に対し、 10^7 回における疲労強度の 97.5%片側信頼限界、絞りの 97.5%片側信頼限界を**式 (a)**に適用して作成した疲労曲線は、大部分の実験点に対して最適疲労曲線と見ることができるので、この曲線

を、中央値を表す曲線とし、これに応力振幅に対して 2、疲労寿命に対して 20 の設計係数を適用して、設計疲労曲線を決定した。

- 3) 各材料区分の 97.5%片側信頼限界に対する最適疲労曲線の σ_{wz} 、 ϕ 及び E の値としては、次の値を用いている。これらの値は、(独)物資・材料研究機構 “疲れデータシート資料 1(1981)”³⁾ 及び日本機械学会 “金属材料の弾性係数(1980)” を参考にしている。

材料区分(引張強さ) (MPa)	σ_{wz} (MPa)	ϕ (%)	E (MPa)
834 ~ 981	391	60.0	196,000
981 ~ 1,177	472	54.3	196,000

- 4) ただし、**図 6.3.2** における使用区分として、材料の最小引張強さを 834 MPa 以上ではなく 895 MPa 以上としたのは、**図 6.3.1** が **ASME Sec. VIII Div. 3 2006 Addenda** に採用されている図をそのまま引用しており、**ASME** における図の使用区分が 130 ksi 未満($\cong 895$ MPa)となっており、**図 6.3.1** の使用区分を外れる範囲に対して**図 6.3.2** を適用しようとする事による。
- j) **6.3.3 e)** **図 6.3.6**(SUS630 系ステンレス鋼)の設計疲労曲線は、高圧ガス保安協会の超高压ガス設備に関する基準¹³⁾によっている。この設計疲労曲線は、浅野らの論文⁴⁾に示された疲労試験結果に基づいて作成された。適用範囲を規定しているのは、次の **1)** 及び **2)** の理由による。
- 1) **図 6.3.6** で運転温度を 300°C 以下としているのは、この温度以上では材料の脆化が問題になるためである。
- 2) **6.3.3 e) 1)** で、H1075 より強度の高い H900、H925 及び H1025 に対し適用制限を設けたのは、これらの熱処理材については高いひずみを受けると亀裂が入る傾向がより強く、また、亀裂が入ると亀裂進展速度が他の高強度低合金鋼などに比べて大きいため、ライニング又は破裂前漏洩であることが確認されている容器の圧縮応力を受ける最内層材にのみ適用するとしている。H1075 及び H1075 より強度の低い H1100、H1150 材については、ひずみの制限を満たせば、圧力容器本体に使用することが可能である。**6.3.3 e) 2)** でひずみ範囲の制限を設けたのは、この材料は高いひずみが生ずるところで亀裂が入りやすい材料である事による。
- 3) **図 6.3.7**(インコネル 718)の設計疲労曲線は、高圧ガス保安協会の超高压ガス設備に関する基準¹³⁾によっている。この設計疲労曲線は、**MIL HANDBOOK 5G**⁵⁾にある疲労試験結果に基づいて作成された。疲労試験データに対する統一式は、次式で与えられる。

$$\log N_f = 8.18 - 2.07 \log (S_{eq} - 63.0) \dots\dots\dots (b)$$

$$S_{eq} = S_a + 0.40 S_m \dots\dots\dots (c)$$

ここで、

S_a : 応力振幅(ksi)

S_m : 平均応力(ksi)
 S_{eq} : 等価応力振幅(ksi)
 N_f : 破断繰返し回数(サイクル)

式(c)の S_m を0とし、式(b)の S_{eq} の代わりに S_a を用いた曲線を最適疲労曲線としている。MILの疲労試験データは $10^4 \sim 10^7$ 回の範囲であるため、低サイクル領域への拡張はMansonの修正式を用いている。また、平均応力の補正式はMIL HANDBOOK 5Gの式(c)で示される $S_{eq} = S_a + 0.40 S_m$ を用いた。

- 4) 図 6.3.8(2-1/4Cr-1Mo-1/4V 鋼)の設計疲労曲線は、高圧ガス保安協会の超高压ガス設備に関する基準¹³⁾によっている。この設計疲労曲線は、高圧ガス保安協会で実施された疲労試験結果^{6), 7)}に基づいて作成された。この設計疲労曲線は3Cr-1Mo改良鋼にも適用が可能である。2-1/4Cr-1Mo-1/4V 鋼及び3Cr-1Mo-1/4V 鋼は、例えば、SA-336M Gr.F22V, SA-336M Gr.F3V にそれぞれ相当する材料である。
- 5) 図 6.3.9 のアルミニウム合金 A6061 T6 及び A6061 T651 の母材(非溶接部のみで、溶接部は含まない)の設計疲労曲線は、Code Case N-519-1 をベースとしている。ASME Sec. VIII Div. 3 では最大応力は降伏応力と仮定して平均応力補正した曲線のみであるが、圧縮の平均応力への対応として平均応力補正なしの曲線も 2023 年版で追加した。また、解説図 6.3.2 に示すように、NEDO における高圧水素中と大気中での疲労試験結果の比較に基づき、高圧水素中でも適用可能とした⁸⁾。
- k) 6.3.4 残留応力の取り扱い 1997年に制定されたASME Sec. VIII Div. 3では、自緊の効果を疲労解析及び亀裂進展解析などに全面的に取り入れている。この規格でも次の検討を行った結果、自緊の効果を疲労解析及び亀裂進展解析などに同様に取り入れた。

解説図 6.3.3 は、寺田と山本が Davidson, Findley の自緊有りとなしとの円筒の内圧疲労試験結果をこの規格の疲労評価法(ASME Sec. VIII Div. 3, KD-5)の自緊残留応力を用いて平均応力を算出し、Peterson の 3 乗式で等価応力振幅を求めてプロットした⁹⁾。全体に材料の平均曲線より低い原因の一つは、試験体の表面粗さが $125 \sim 25 \mu\text{in Ra}$ とばらつきがあるためである。これを考慮すると、プロット点が全体に 1.2~1.1 倍等価応力振幅が大きくなる。しかしながら、この点を考慮しても自緊、非自緊の有意差は見られないが、全体的にまだ平均曲線より低い。

解説図 6.3.4(a)と解説図 6.3.4(b)は、山口の自緊有りとなしとの円筒の内圧疲労試験結果¹⁰⁾を寺田が解説図 6.3.3 と同様に、この規格の疲労評価法で等価応力振幅を求めてプロットした。この試験体の表面粗さは $1.5S$ で、表面粗さの補正は必要ない。そのため、試験結果のプロット点がほぼ材料の平均曲線上にきており、バウシinger 効果を考慮した自緊圧縮残留応力を平均応力に算入しても、材料の一軸両振疲労試験結果に合うことを示している。

なお、解説図 6.3.3 及び解説図 6.3.4(a)と解説図 6.3.4(b)の図中で KHK と表記した設計疲労曲線は、高圧ガス保安協会(KHK)の KHKS 0220(2004) 超高压ガス設備に関する基準¹³⁾によっている。

自緊などのように塑性変形を伴って導入された圧縮残留応力は、繰返し応力振幅が材料の繰返し降伏応力より大きい場合には残留応力が減衰する可能性があるため、自緊圧縮残留応

力の平均応力への算入は、残留応力の減少が少ない許容繰返し回数が多い(応力振幅が繰返し降伏応力より小さい)機器を対象としなければならない。また、自緊残留応力効果の疲労強度への適用は、材料(高強度低合金鋼)及び応力集中部(交差穴は適用可能であるが、鋭い切欠部などには適用不可)の形状も試験結果のあるデータに限定した。繰返し応力-ひずみ特性は、平滑な試験片で軸方向ひずみ制御疲労試験で求められ、繰返し数の増加に伴い安定したループを描くようになる。ひずみ振幅を変えて得られるこれらのヒステリシスループの頂点を通る曲線を**解説図 6.3.5**のように描けば、繰返し応力-ひずみ曲線が得られる¹¹⁾。

また、交差穴に対しても正確な残留応力の測定結果が無い場合には、この規格に示された保守的な円筒の残留応力を用いてもよい。この手法が保守的であることは、**解説図 6.3.6**に示した Burns の論文¹²⁾にある交差穴付円筒の試験結果からも分かる。この図の等価応力振幅は **ASME Sec. VIII Div. 3** の手法で算出されているので、この規格の手法で求めた等価応力振幅値よりは全体的に小さい値となっているが、交差穴の試験結果は自緊、非自緊共に材料の最適疲労曲線より上側にあり、保守的に評価されていることが分かる。

- l) **6.3.5 疲労評価の手順** 疲労強度減少係数を定めるに当たっては、**6.11.8**を適用するか、**JIS B 8266 附属書 8** の **3.3 (f)** 及び **3.4** を適用して疲労強度減少係数を決定できるように **2013 年版** で文章を追加した。これは、**6.3.3 b)** において溶接継手には応力集中係数又は疲労強度減少係数を考慮するとしたことによる。
- m) **6.3.5 b)** 疲労評価手順の応力振幅及び関連する平均応力は **2023 年版** の改正において、応力強さ(トレスカ応力)から相当応力(ミーゼス応力)に変更した。この理由は **ASME Sec. VIII Div. 2** と同様に、より実際に近い評価が可能であることと、弾性解析の評価応力と整合させるためである。

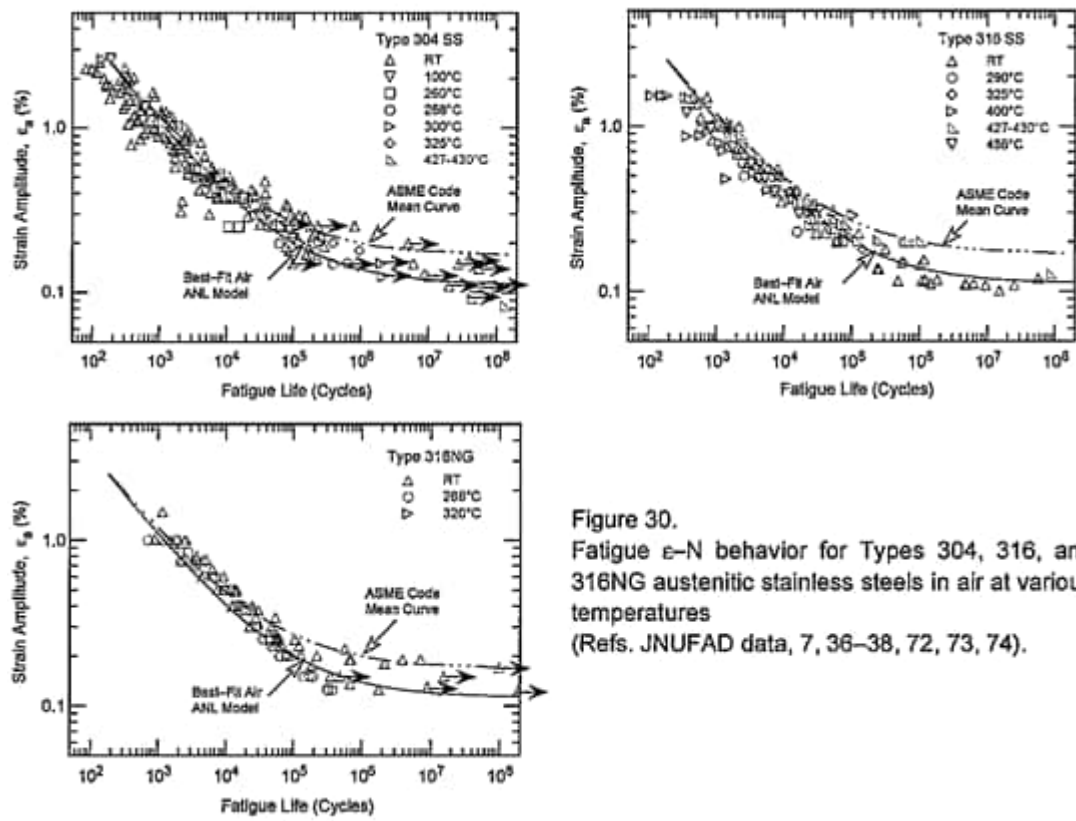
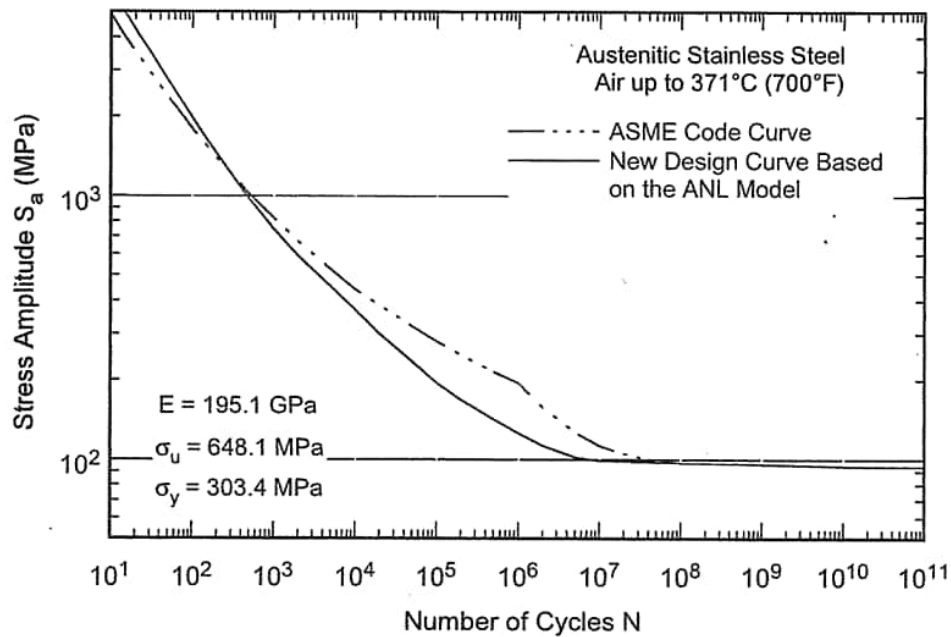
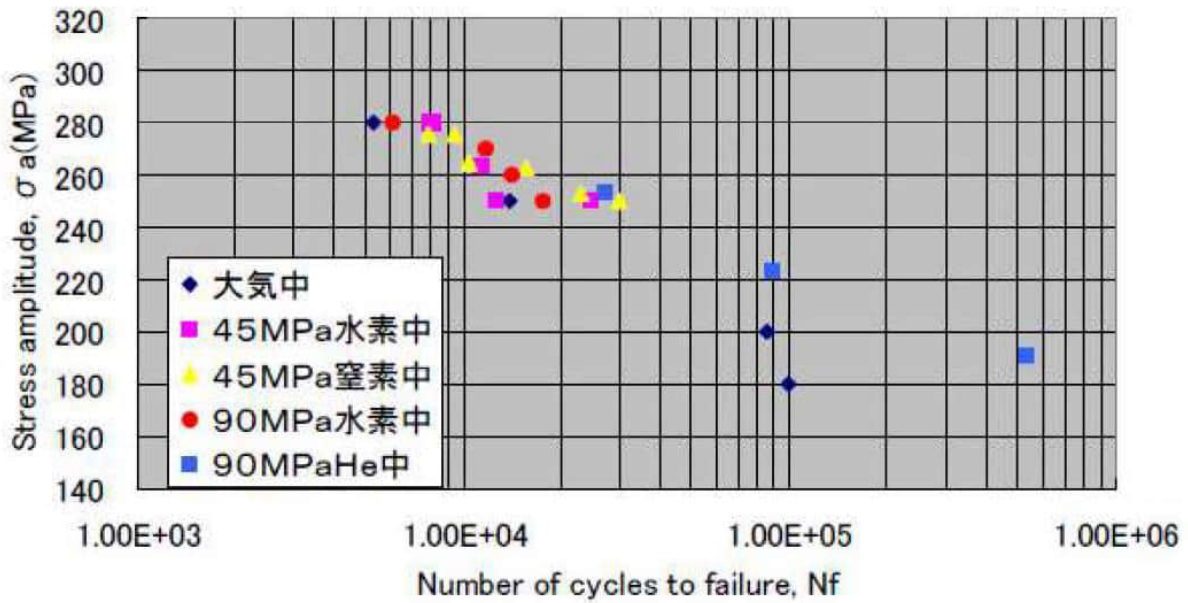


Figure 30. Fatigue ϵ - N behavior for Types 304, 316, and 316NG austenitic stainless steels in air at various temperatures (Refs. JNUFAD data, 7, 36-38, 72, 73, 74).

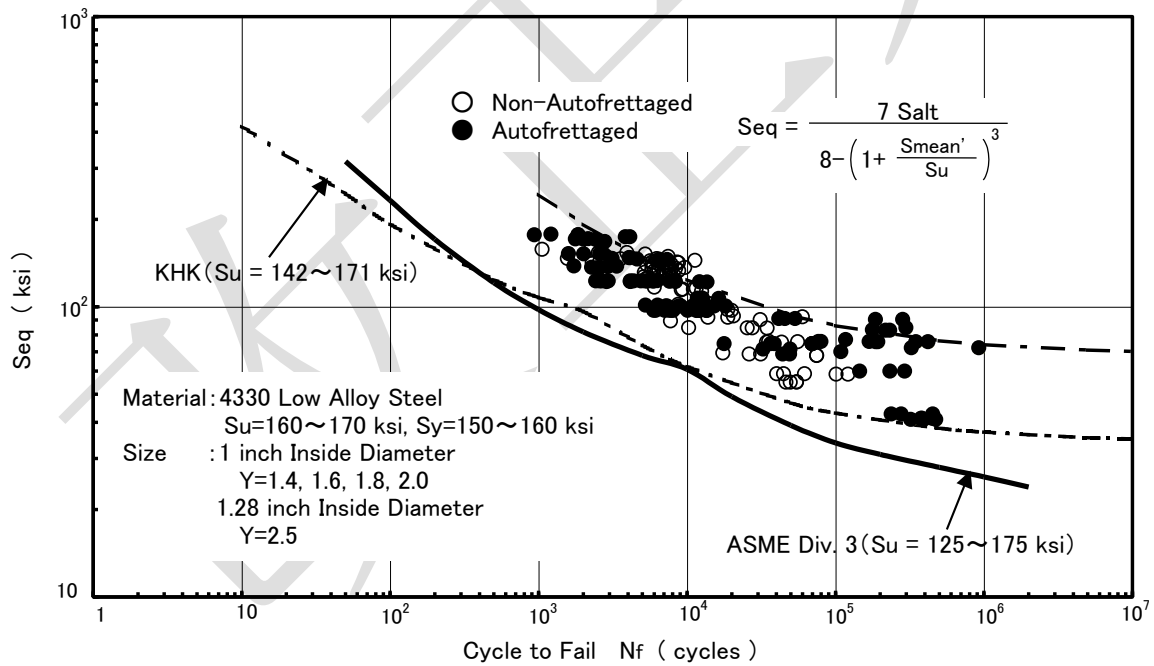
解説図 6.3.1(a) オーステナイト系ステンレス鋼の疲労試験結果¹⁾



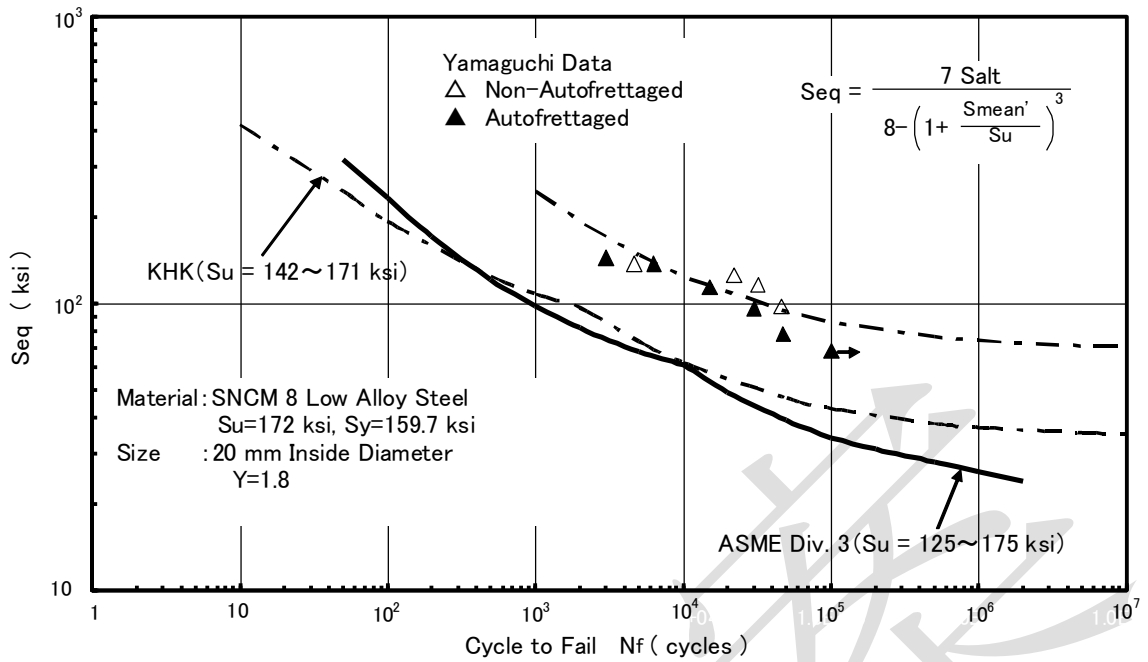
解説図 6.3.1(b) ANL 提案の設計疲労曲線と従来 ASME 規格の設計疲労曲線の比較¹⁾



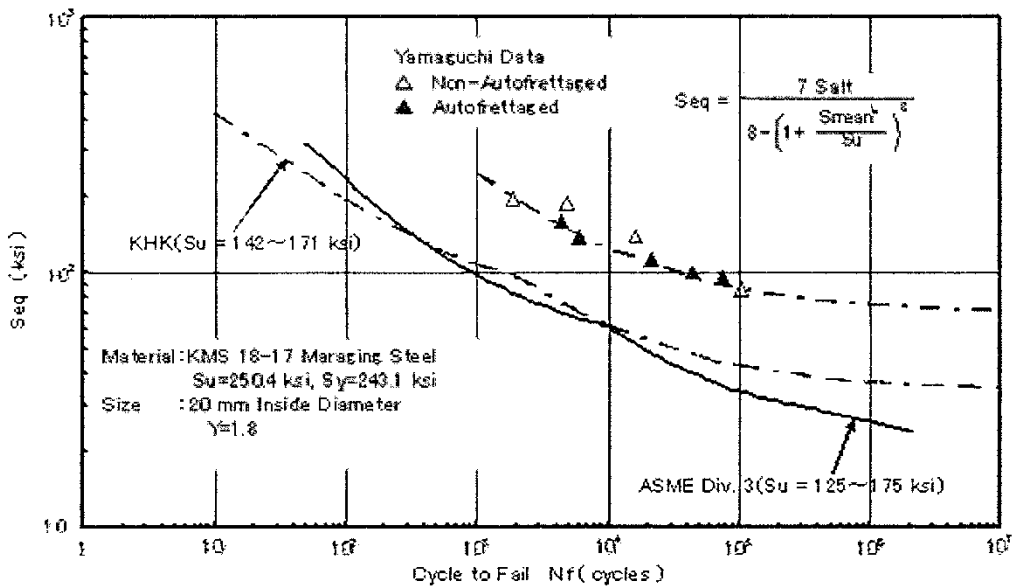
解説図 6. 3. 2 A6061-T6 の高圧水素ガス中の疲労特性⁸⁾



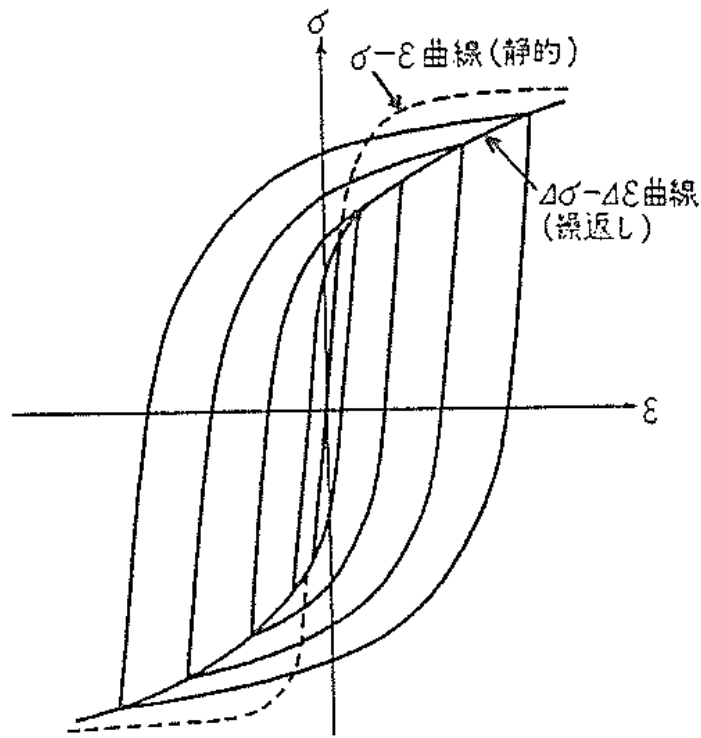
解説図 6. 3. 3 自緊，非自緊円筒の内圧疲労試験結果の疲労評価
 (Davidson と Findley のデータ，ASME KD-5 自緊残留応力考慮)



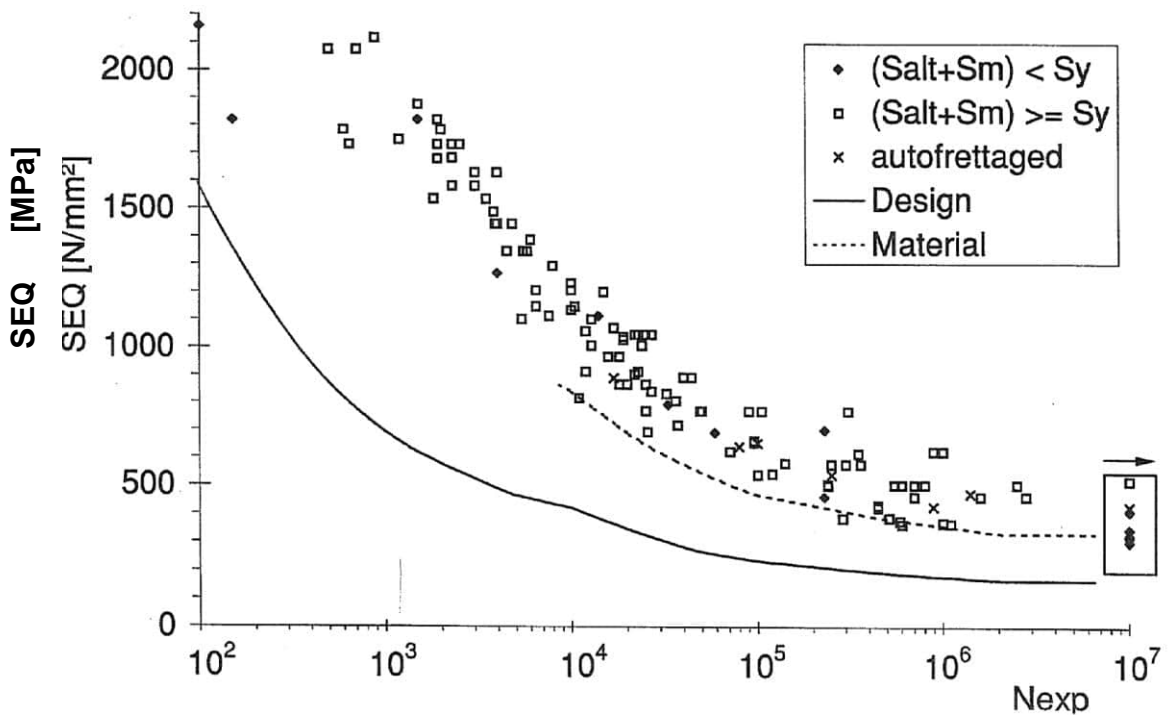
解説図 6.3.4(a) 自緊, 非自緊円筒の内圧疲労試験結果の疲労評価
 (山口のデータ, ASME KD-5 自緊残留応力考慮)



解説図 6.3.4(b) 自緊, 非自緊円筒の内圧疲労試験結果の疲労評価
 (山口のデータ, ASME KD-5 自緊残留応力考慮)



解説図 6.3.5 繰返し応力-ひずみ曲線



解説図 6.3.6 自緊, 非自緊交差穴付円筒の内圧疲労試験結果の疲労評価
(Burns のデータ, ASME KD-5 自緊残留応力考慮, ASME Sec. VIII Div. 3 疲労評価)

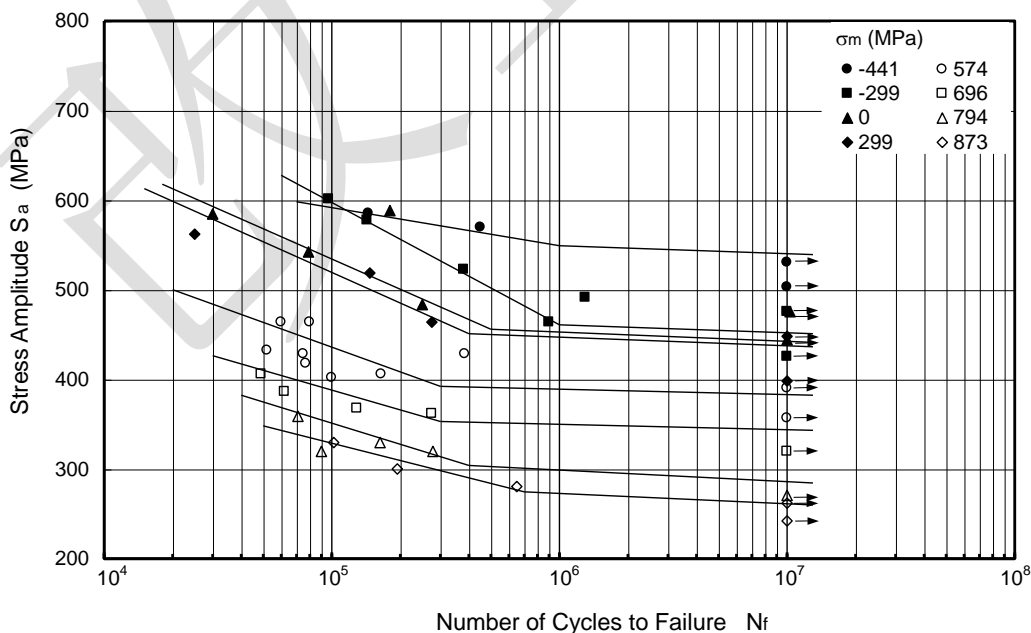
- n) **6.3.5 b) 1) 相当応力振幅** 評価点の 1 サイクル中における 6 個の応力成分 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ の時間的化を求め、それらが極値(代数的に最大または最小)の 1 つを生じる時点を選び出し、この時点の応力成分を σ_{xi}, σ_{yi} のように添字 i を付けて表す。**式(6.3.2)**より、相当応力範囲の時間的変化を求める。1 サイクル分の変化の内、値が大きい数個の応力成分より、**式(6.3.3)**を用いて相当応力振幅を求める。この方法は **ASME Sec. VIII Div. 2**と同様の方法である。
- o) **6.3.5 b) 3) 等価相当応力振幅** **図 6.3.1, 図 6.3.3, 図 6.3.4, 図 6.3.5** の曲線 B, **図 6.3.8** 及び**図 6.3.9** の設計疲労曲線では、設計疲労曲線を作成する時に平均応力が疲労寿命に及ぼす効果を最大限反映しているため、計算から求めた評価対象位置の応力振幅は補正せずに設計許容繰返し回数を求める。これに対して、**図 6.3.2, 図 6.3.5** の曲線 A, **図 6.3.6** 及び**図 6.3.7** の設計疲労曲線では、平均応力が疲労寿命に及ぼす効果を設計疲労曲線に反映させていないため、代わりに計算から求めた評価対象位置の応力振幅を補正して設計許容繰返し回数を求める。すなわち、計算された相当応力振幅と平均応力に対して、これと疲労損傷(=設計許容繰返し回数)が等価な平均応力が 0 の応力振幅(等価相当応力振幅という)を**6.3.5 b) 3.2)**の各式から求め、この値を設計疲労曲線の縦軸にとって設計許容繰返し回数を求める。
- p) **6.3.5 b) 2) 関連する平均応力** 等価相当応力振幅を計算する際に用いる、平均応力の取り方及び等価相当応力振幅の計算式は **ASME Sec. VIII Div. 3** によらず、高圧ガス保安協会(KHK)の **KHKS 0220(2004) 超高压ガス設備に関する基準**(以下、**KHK 基準**と表記)¹³⁾ に採用された Peterson の 3 乗式によっている。これは、次の 1), 2) の理由による。ただし、**6.3.5 b) 3) 3.2)**の修正平均応力計算式は、次の 3) の理由により見直している。
- 1) **ASME Sec. VIII Div. 3** と **KHK 基準**の等価応力振幅の計算式を、平均応力を有する SCM440 及び SUS630 H1075 の一軸引張・圧縮疲労試験結果と比較した結果⁹⁾、**ASME Sec. VIII Div. 3** の計算式が試験結果に合わなかったことによる。特に、引張の高い平均応力の場合 ($S_{mean}/S_u > 0.5$) に、差が大きく非保守的になる。これに対して、**KHK 基準**の等価応力振幅の計算式は試験結果に合う。
 - 2) 円筒チューブを用いた内圧疲労試験の結果から、**ASME Sec. VIII Div. 3** と **KHK 基準**の等価応力振幅を求め、疲労繰返し回数に対してプロットすると、**ASME Sec. VIII Div. 3** による等価応力振幅は **KHK 基準**によるよりも低くなり非保守的になる。詳細を次に示す⁹⁾。
解説図 6.3.7 は、平均応力を有する SCM440 の一軸引張・圧縮疲労試験の結果である。
解説図 6.3.8 は、縦軸に等価応力振幅 S_{eq} に対する応力振幅 S_a の比を、横軸に引張強さ S_u に対する平均応力 S_{mean} の比をとり、試験結果と **ASME Sec. VIII Div. 3, KHK 基準**に採用された Peterson の 3 乗式及び修正 Goodman による等価応力振幅の計算式を曲線で示した(試験結果をプロットする際、 S_{eq} の値は SCM440 の両振一軸疲労試験データの最適疲労曲線と疲労繰返し回数から読んでいる。また、平均応力 S_{mean} の取り方は **ASME Sec. VIII Div. 3** 及び **KHK 基準**のそれぞれに従っている)。試験結果のプロットは、**KHK 基準**の応力振幅の曲線に広い範囲にわたり乗っている。**ASME Sec. VIII Div. 3** の曲線は $S_{mean}/S_u > 0.5$ では試験点を上回り(等価応力振幅 S_{eq} を試験値よりも低めに見積っている)非保守的であ

る。

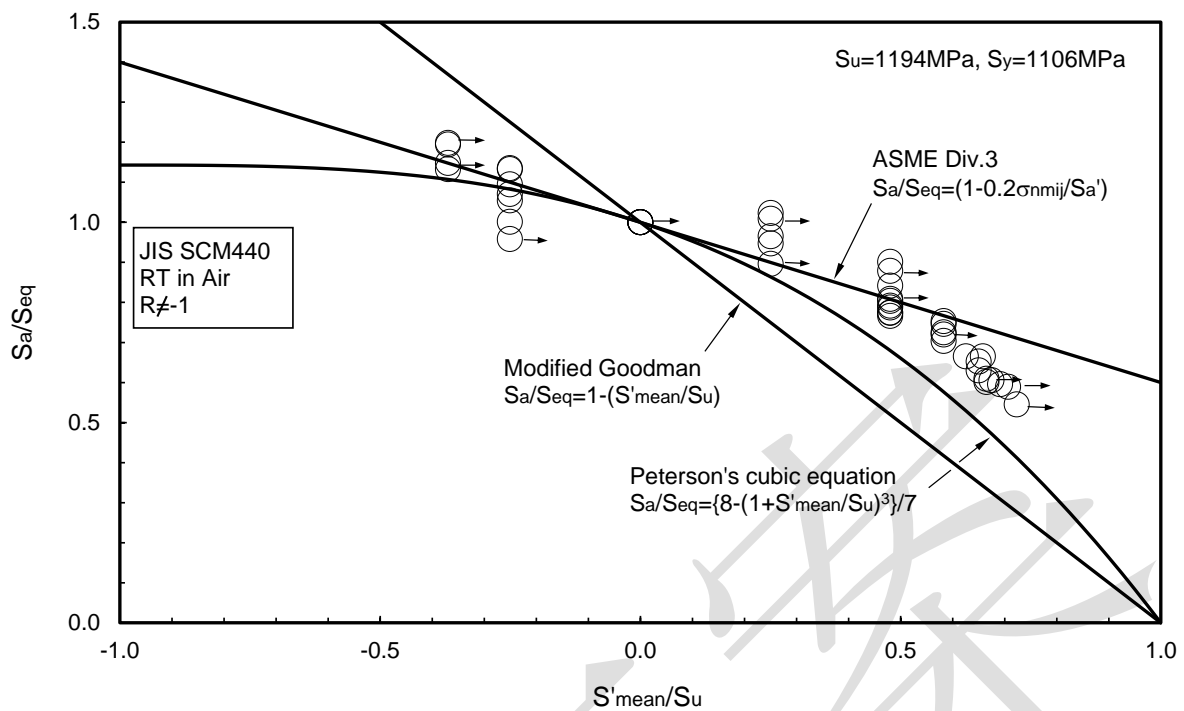
解説図 6.3.9 は、SUS630 H1075 の一軸引張・圧縮疲労試験の結果である。**ASME Sec. VIII Div. 3** は $S_{mean}/S_u > 0$ の場合、この材料については $\beta = 0.5$ を採用しており、試験結果よりも保守的な曲線となった。

解説図 6.3.10 及び**解説図 6.3.11** は、AISI 4340 の円筒チューブの内圧疲労試験の結果をプロットした。縦軸は、それぞれ **KHK 基準**¹³⁾ 及び **ASME Sec. VIII Div. 3** の等価応力振幅 S_{eq} である。**ASME Sec. VIII Div. 3** によるプロット点は **KHK 基準** によるプロット点よりも低めにでており、等価応力振幅 S_{eq} を低めに見積もるため非保守的といえる。

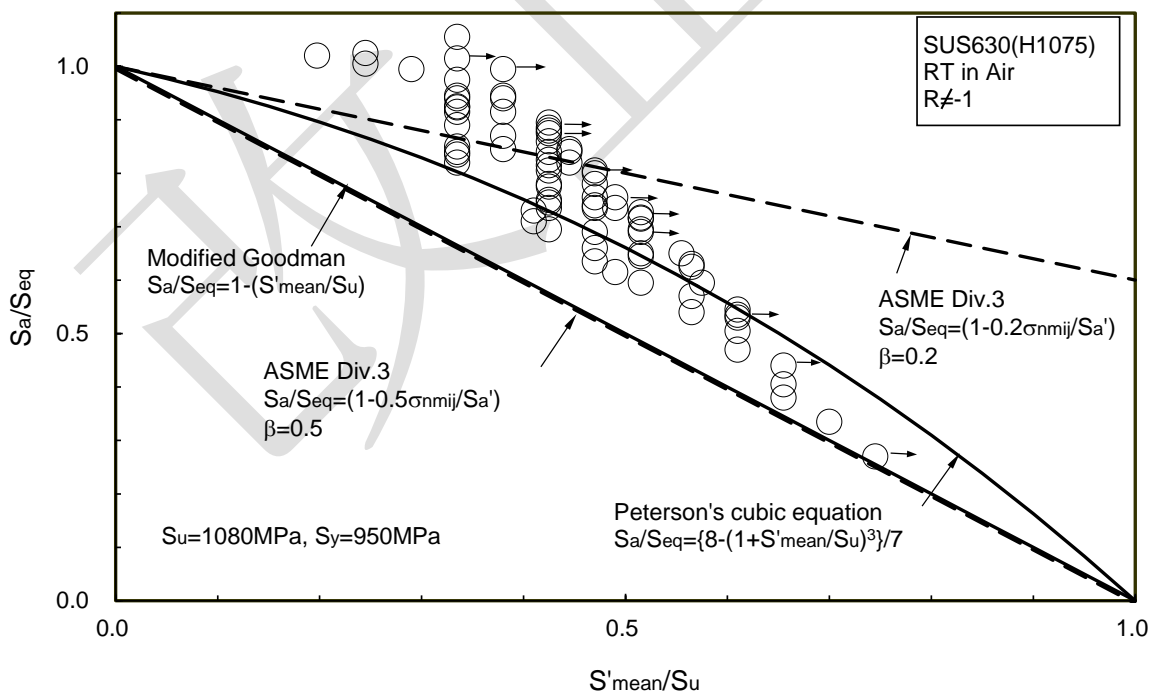
- 3) **6.3.5 b) 3) 3.2)** の修正平均応力計算式の見直しの理由について次に示す。**解説図 6.3.12** に示したように、平均応力の補正は最適疲労曲線に対して行うという基本的な考え方であるが、現状の計算応力振幅や平均応力を用いて修正平均応力を求めて設計疲労曲線より疲労寿命を算出する手法は、設計疲労曲線に対して平均応力補正を行っていることになる。応力で 2 の設計係数の場合には $2S_a$ に対して修正平均応力を求め、等価応力振幅を計算して寿命を求める。寿命で 20 の設計係数の場合には設計係数考慮前の S_a に対して修正平均応力を求め、等価応力振幅を計算して寿命を出してから寿命を 1/20 して求める。これらの計算寿命の小さい方を許容寿命とする原点に戻った手法と今回の見直し案及び従来法との比較を高強度低合金鋼と析出硬化ステンレス鋼について片振引張の条件で比較した結果を、**解説表 6.3.1(a)** と **解説表 6.3.1(b)** に示した。見直し案の方が従来手法に比べて、原点に戻った手法の結果に一致することが分かる。この検討に用いた最適疲労曲線はこの規格の設計疲労曲線より、設計係数を寿命で 20、応力振幅で 2 として求めた曲線を使用した。



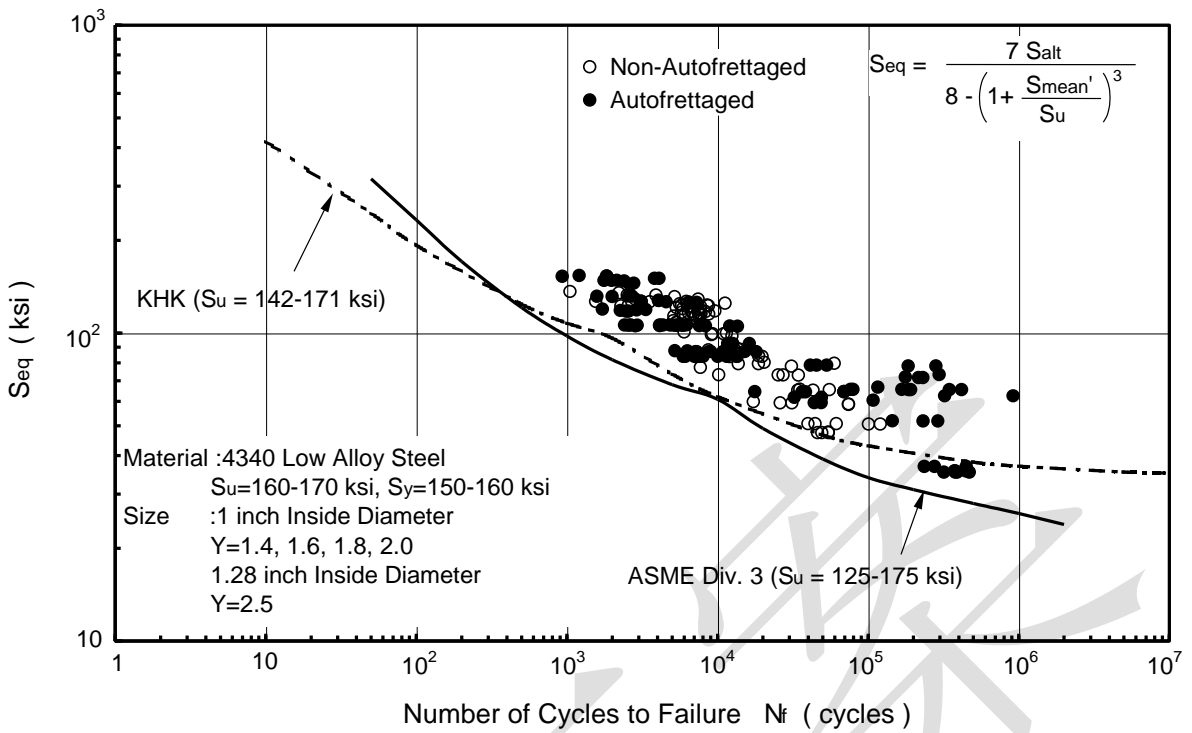
解説図 6.3.7 JIS SCM440 の平均応力を有する疲労試験結果¹⁰⁾



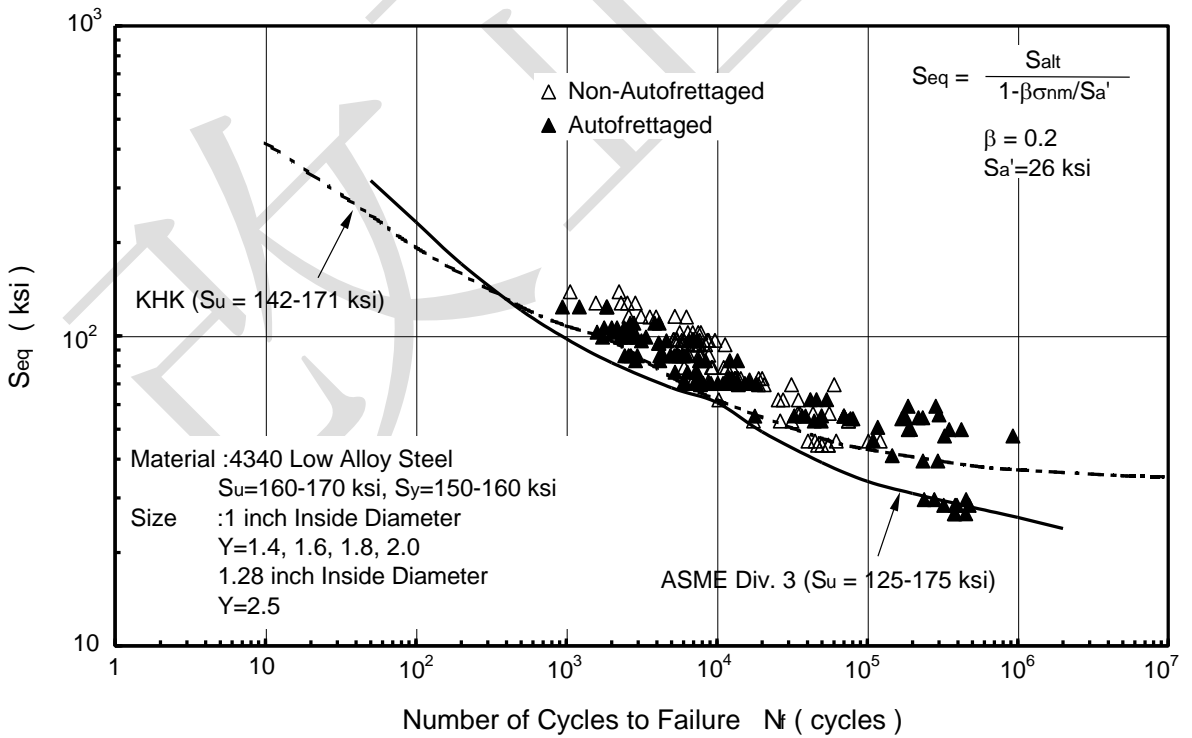
解説図 6.3.8 JIS SCM440 の疲労強度に対する平均応力の影響



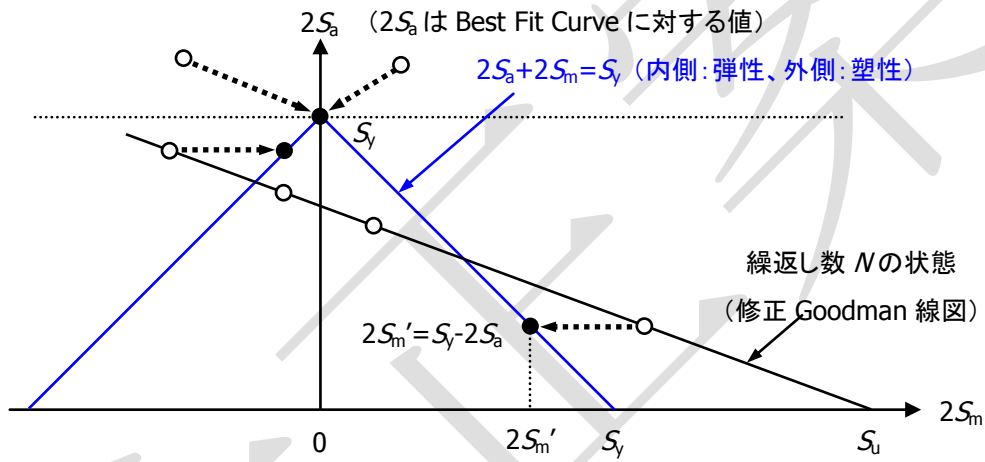
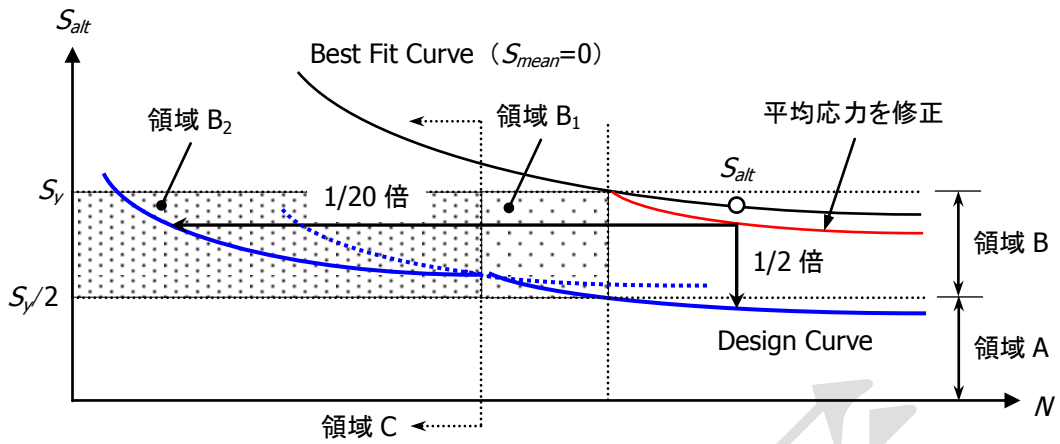
解説図 6.3.9 JIS SUS630 H1075 の疲労強度に対する平均応力の影響



解説図 6.3.10 円筒の内圧疲労試験結果 (KHK 基準による S_{eq})



解説図 6.3.11 円筒の内圧疲労試験結果 (ASME Sec. VIII Div. 3 による S_{eq})



解説図 6.3.12 平均応力補正の模式図

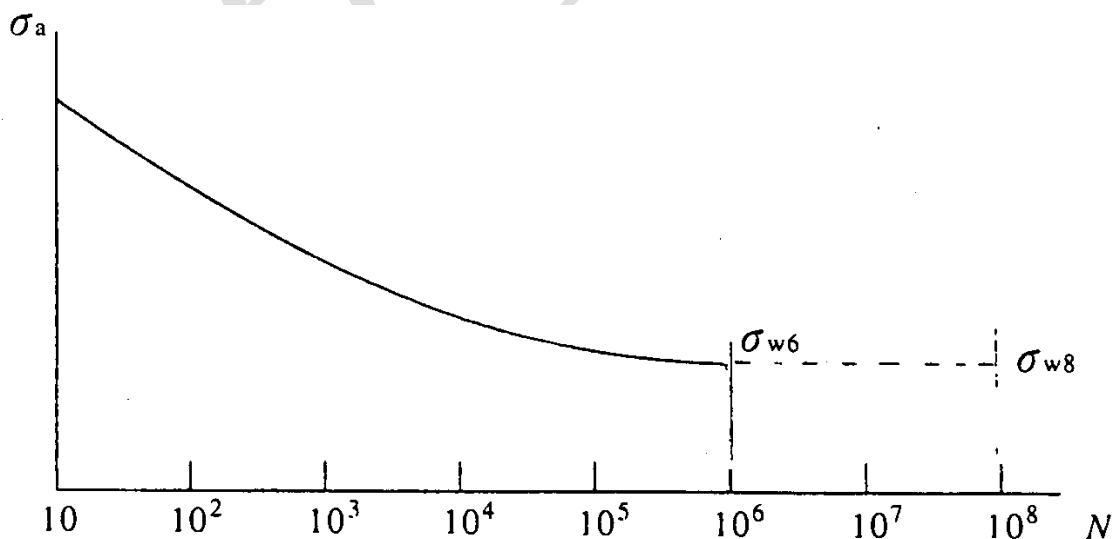
解説表 6.3.1(a) 高強度低合金鋼(SA-723M Gr.1 Cl.3)の最適疲労曲線より求めた設計寿命との比較

Stress ⁽¹⁾ (MPa)	current procedure Nd (A)	Design life obtained by best-fit curve			proposed procedure Nd (C)	(A)/(B)	(C)/(B)
		Nd1 (Nf/20)	Nd2 (2S)	Nd (B) Min[Nd1, Nd2]			
400	>10000000	>500000	711400	711400	711400	14.0568	1
482.5	287900	>500000	33640	33640	35950	8.5583	1.068668
600	28520	>500000	22750	22750	21020	1.2536	0.923956
800	4684	25070	9599	9599	9599	0.4880	1
850	3490	9860	8467	8467	8379	0.4122	0.989607

解説表 6.3.1(b) SUS630 析出硬化ステンレス鋼の最適疲労曲線より求めた設計寿命との比較

Stress ⁽¹⁾ (ksi)	procedure N_d (A)	Design life obtained by best-fit curve			procedure N_d (C)	(A)/(B)	(C)/(B)
		N_{d1} ($N_f/20$)	N_{d2} (2S)	N_d (B) Min[N_{d1}, N_{d2}]			
75	767700	>5000000	297600	297600	301500	2.5796	1.013105
100	13390	2884000	50000	50000	50000	0.2678	1
125	1982	45085	14140	14140	14140	0.1402	1
150	1407	14880	3885	3885	4056	0.3622	1.044015
175	1038	5750	1989	1989	1879	0.5219	0.944696
200	826	2500	1113	1113	1121	0.7421	1.007188

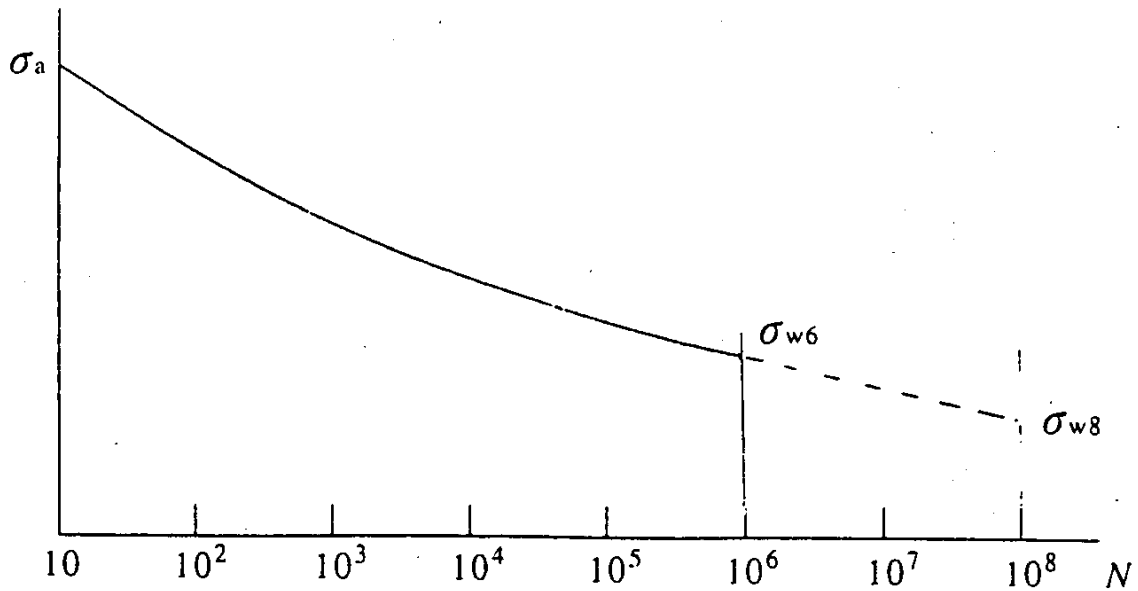
- q) 6.3.5 b) 4) 設計許容繰返し回数の決定¹³⁾ 10^8 回における許容応力振幅を与えている。応力振幅が 10^6 回又は 10^7 回における許容応力振幅値を下回る場合の許容繰返し回数の決定法を次に示す。
- 1) 10^8 回における許容応力振幅 σ_{w8} が、 10^6 回における許容応力振幅値 σ_{w6} 又は 10^7 回における許容応力振幅値 σ_{w7} を超える場合 (この場合、 σ_{w8} は、 σ_{w6} 又は σ_{w7} に等しくとる)



注記1 $0.5 \sigma_{w8} < \sigma_a < \sigma_{w8}$ の場合、 $N = 10^8$

注記2 $\sigma_a \leq 0.5 \sigma_{w8}$ の場合、 $N = \infty$

- 2) 10^8 回における許容応力振幅 σ_{w8} が、 10^6 回における許容応力振幅値 σ_{w6} 又は 10^7 回における許容応力振幅値 σ_{w7} より小さい場合



注記 1 $\sigma_{w8} < \sigma_a < \sigma_{w6}$ 又は σ_{w7} の場合、 N は σ_{w6} 又は σ_{w7} と σ_{w8} を両対数グラフ上で、直線で結んで求める。

注記 2 $0.5 \sigma_{w8} < \sigma_a \leq \sigma_{w8}$ の場合、 $N = 10^8$

注記 3 $\sigma_a \leq 0.5 \sigma_{w8}$ の場合、 $N = \infty$

10^6 回に対する許容応力振幅値 σ_{w6} を示す点、又は 10^7 回に対する許容応力振幅値 σ_{w7} を示す点と 10^8 回に対する許容応力振幅 σ_{w8} を示す点を直線補間することを許容している。

10^8 回に対する許容応力振幅 σ_{w8} を与え、直線補間を許容するのは、圧縮機に関する脈動の場合、繰返し回数が設計疲労曲線に示す上限の回数を超えるようなことがあり、そのような場合でも脈動が疲労に及ぼす影響を考慮できるようにするための措置であり、原則的には、設計使用範囲をカバーする疲労試験データに基づいて作成した設計疲労曲線を用いるのが望ましい。

- r) **6.3.6 10^8 回に対する許容応力振幅** 2023年版の改正において 6.3.6 a) 1)～4)の式における (E/E_a) を削除した。これは 6.3.3 b) 4) 4.1) の S_a で考慮されており、二重に考慮することになるためである。

s) **その他 応力集中部について**

- 1) **交差穴部** 円筒胴に設けた交差穴部の応力集中係数を低減するには、コーナーに丸みを付けるとよい。もう一つの方法は、半径方向－円周方向を含む面内で穴を斜めに開けることである。斜めの交差穴に対する応力集中係数は、Davidson¹⁴⁾らによって与えられている。
- 2) **ふた取付部** ふた取付部は、高圧容器で最も破局的な損傷の原因になるところである。ねじによって、ふたを取り付けるのが一般的であるが、最大応力は荷重を受ける最初の

ねじ山の谷に発生する。この応力が低くなるように設計することは実際的でない。設計疲労曲線から寿命を求めると、いつも短い寿命になる。したがって、この部分については破壊力学により寿命を算定するのがよい。

3) **外表面のノッチ部** 圧力容器の外表面にノッチがある場合は応力集中を考慮した設計を通常するが、自緊した容器の場合には外表面には引張残留応力が生じるため平均応力が増加する。疲労解析においてはこれを考慮する必要がある。

t) **設計疲労曲線の数値** この規格で使用する設計疲労曲線の設計繰返し回数と対応する応力振幅の値を**解説表 6.3.2**に示す。



解説表 6.3.2 設計疲労曲線の繰返し回数と応力振幅値 (MPa)

炭素鋼, 低合金鋼及びフェライト系ステンレス鋼

回数 線種	10	50	100	500	1,000	5,000	10,000	12,000	50,000	10 ⁵	5×10 ⁵	10 ⁶
図 6.3.1 実線	2,890	1,580	1,200	688	537	337	303	296*	200	179	151	138
図 6.3.1 点線	3,990	1,890	1,410	723	571	330	262	—	158	138	92.9	86.1

高強度低合金鋼¹³⁾

回数 線種	10	50	100	500	1,000	2,000	5,000	10,000	50,000	10 ⁵	5×10 ⁵	10 ⁶	5×10 ⁶	10 ⁷
図 6.3.2 実線	3,190	1,690	1,330	856	743	664*	508	429	322	297	263	255	244	242
図 6.3.2 点線	3,570	1,810	1,390	840	709	—	533*	421	296	267	228	219	206	203

高強度鋼ボルト

回数 線種	10	50	100	500	1,000	5,000	10,000	50,000	10 ⁵	5×10 ⁵	10 ⁶
図 6.3.3 2.7S _m	7,920	3,100	2,200	984	688	310	234	151	131	103	92.9
図 6.3.3 3.0S _m	7,920	3,100	2,070	840	558	227	155	72.3	57.8	41.3	36.5

注記 応力振幅値の右肩に*印のついているところは、設計疲労曲線の尖点となるところである(以下、同様)。

解説表 6.3.2 設計疲労曲線の繰返し回数と応力振幅値 (MPa) (続き)

オーステナイト系ステンレス鋼

回数 線種	10	50	100	500	1,000	5,000	10,000	50,000	10 ⁵
図 6.3.4	6,000	2,750	1,980	974	745	450	368	236	196

回数 線種	3.5×10 ⁵	5×10 ⁵	10 ⁶	2×10 ⁶	5×10 ⁶	10 ⁷	10 ⁸	10 ⁹	10 ¹⁰	10 ¹¹
図 6.3.5 A	152	-	136	128	121	117	112	110	109	109
図 6.3.5 B	152	142	126	113	102	99.0	97.1	95.8	94.4	93.7

SUS630 系ステンレス鋼¹³⁾

回数 線種	10	30	100	300	1,000	10,000	10 ⁵	10 ⁶	10 ⁷
図 6.3.6 H900	2,840	1,730	1,170	970*	715	494	402	336	281
図 6.3.6 H1075	2,840	1,730	1,170	970*	715	450	357	297	248
図 6.3.6 H1150	2,840	1,730	1,170	970*	715	423	330	274	229

解説表 6.3.2 設計疲労曲線の繰返し回数と応力振幅値 (MPa) (続き)

インコネル 718 ¹³⁾

回数 線種	10	50	100	500	1,000	5000	10,000	35,000	50,000	10 ⁵	5×10 ⁵	10 ⁶
図 6.3.7	2,720	1,650	1,380	1,000*	824	569	500	413	382	335	272	256

2-1/4Cr-1Mo-1/4V 鋼 ¹³⁾

回数 線種	10	20	50	100	200	500	1,000	1,480	1,630	1,720	2,000	5,000	10,000	17,900
図 6.3.8 400℃	1,986	1,475	1,036	822	674	545	481	453*	—	—	411	318	273	—
図 6.3.8 450℃	2,026	1,450	978	759	613	491	433	—	—	400*	379	289	246	—
図 6.3.8 500℃	1,938	1,318	847	644	516	416	370	—	347*	—	322	243	208	188*

回数 線種	20,000	40,500	50,000	97,300	10 ⁵	1.033×10 ⁵	2.0×10 ⁵	2.26×10 ⁵	3.03×10 ⁵	5.0×10 ⁵	10 ⁶
図 6.3.8 400℃	240	217*	207	177*	175	—	160	—	—	143	131
図 6.3.8 450℃	216	—	191	—	178	178*	172	—	169*	158	144
図 6.3.8 500℃	185	—	178	—	172	—	166	165*	—	146	132

回数 線種	2.0×10 ⁶	5.0×10 ⁶	10 ⁷	2.0×10 ⁷	5.0×10 ⁷	10 ⁸
図 6.3.8 400℃	121	110	102.3	95.5	87.5	82.1
図 6.3.8 450℃	133	120	110.9	103.1	94.1	88.0
図 6.3.8 500℃	121	108	99.0	91.5	82.9	77.1

解説表 6.3.2 設計疲労曲線の繰返し回数と応力振幅値 (MPa) (続き)

アルミニウム合金 (A6061-T6 及び A6061-T651)

回数 線種	70	100	200	500	1,000	5,000	7,000	10,000	20,000	50,000	10 ⁵	5×10 ⁵	10 ⁶	10 ⁷	10 ⁸	10 ⁹
図 6.3.9 平均応力 0	483	420	325	241	199	142	136	121	100	80.7	71.2	58.5	55.5	50.5	49.0	48.5
図 6.3.9 最大平均応力	483	420	325	240	185	95.0	85.5	75.4	63.0	53.4	47.5	30.1	26.7	21.8	20.4	20.0

参考文献

- 1) Argonne National Laboratory, “Effect of LWR Coolant Environments on the Fatigue Life of Reactor Materials Final Report”, NUREG/CR-6909, ANL-06/08, (2008)
- 2) Jaske, C. E. and O'Donnell, W. J., “Fatigue Design Criteria for Pressure Vessel Alloys”, Transaction of the ASME, Nov. (1977)
- 3) 金属材料技術研究所, “疲れデータシート資料 1”, (1981)
- 4) 浅野恭一, 緒方浩之, 高山拓治, 竹島菊男, 吉田昌浩, “析出硬化系ステンレス鋼の疲労特性(設計疲労曲線の設定)”, 日本機械学会, 材料力学部門講演会講演論文集, Vol. A, No. 940-37, pp.441-442, (1994)
- 5) MIL HANDBOOK 5G, Fig. 6.3.5.1.8 (f), (1994)
- 6) T. Takehana, T. Sano, S. Terada and H. Kobayashi, “Proposal for the Implementation of Elevated Temperature Design Fatigue Curve for 2-1/4Cr-1Mo-V and 3Cr-1Mo-V Steels”, Proceedings of ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2004-2271, pp.7-14, July(2004)
- 7) 小林英男, 轟 章, 大村敏一, 佐野 尊, 竹花立美, “Cr-Mo 改良鋼の高温超高サイクル疲労特性と破壊メカニズム”, 日本機械学会論文集(A 編), 70 巻, 696 号, pp.1087-1092, (2004)
- 8) NEDO, “水素社会構築共通基盤整備事業 水素インフラ等に係る規制再点検及び標準化のための研究開発 水素用材料基礎物性の研究, 平成 17 年度～平成 21 年度成果報告書”, 平成 22 年 3 月
- 9) S. Terada and K. Yamamoto, “Mean Stress Correction Procedure in Fatigue Evaluation for High Pressure Vessels”, ASME PVP, Vol.473, pp.33-38, (2004)
- 10) 山口喜弘, 服部重夫, 柳井博, “高強度製厚肉単体円筒及び自緊円筒の内圧疲労強度”, 圧力技術, 第 17 巻, 第 5 号, pp.24-30, (1979)
- 11) 日本機械学会, “金属材料 疲労強度設計資料 IV 低サイクル疲労強度”, p.3
- 12) Burns, J. D., Karl, E. and Ohlsson, L., “Method for Predicting the Fatigue Performance of Non-Welded High Pressure Vessels”, ICPVT-9, (2000)
- 13) 高压ガス保安協会, KHKS 0220(2004) 超高压ガス設備に関する基準, (2004)
- 14) Davidson, T. E., Brown, B. B. and Kendall, D. P., “Materials and Process Considerations in the Design of Pressure Vessels”, Proceedings of 2nd International High Pressure Engineering Conference, Bristol

- u) **6.4 破壊力学評価** 設計許容繰返し回数を決定するための破壊力学的手法について規定している。圧力容器が破裂前漏洩(Leak Before Burst)条件を満たさないときには破壊力学評価が求められる。破壊力学評価の詳細に対しては多くの方法があるが、ここで記述している方法は基本的な要求に留まっている。詳細な手順については、**附属書 C** で与えられる。

高い圧力を受ける容器における限界亀裂深さを予測することは難しい。複雑な形状に対する応力拡大係数が正しく求められたとしても、二軸又は三軸応力の影響や亀裂先端での静水

圧の影響を定量化して取り込むことは容易ではない。例えば、疲労亀裂が内表面から発生したときには、内部流体圧力が亀裂先端に作用する。その圧力が構成材料の降伏強さと同程度であるならば、亀裂先端に作用する圧縮応力は塑性変形や鈍化挙動に影響を与え、破壊靱性を見かけ上、著しく増加させる可能性がある。

v) **6.4.3 一般要求** 線形破壊力学に基づいて解析を行うが、次の値が要求される。

- 1) 初期亀裂寸法
- 2) 疲労損傷を生じやすい箇所ごとに、負荷応力履歴と亀裂の進展が想定される部位における厚さ方向の応力分布
- 3) 残留応力分布
- 4) 限界亀裂深さは、**6.4.3 c)**で定義したように、亀裂の応力拡大係数が材料の平面ひずみ破壊靱性値 K_{IC} に等しいときの亀裂深さである。

材料の最低設計金属温度(MDMT)が十分に高く、上部棚領域にある場合には、Vノッチシャルピー衝撃吸収エネルギーから**附属書Cの6a)**より K_{IC} に換算することができるが、直接、平面ひずみ破壊靱性試験によって測定した K_{IC} の値を用いる方が望ましい。**附属書Cの6)**では、 J_{IC} とCTODより K_{IC} に換算する式も与えている。

なお、限界亀裂深さを求める方法として、**ASME Sec. VIII Div. 3**と同様に、 K_{IC} による脆性破壊の他に、塑性崩壊を考慮した**API 579-1/ASME FFS-1**の破壊評価線図(Failure Assessment Diagram)を用いてもよい。

アルミニウム合金の平面ひずみ破壊靱性値 $25 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ は、破壊靱性値と切欠き引張試験による切欠き強度比(=切欠き引張強さ/降伏強さ)との相関から設定された値であり、詳細は**5.2.11**の解説に示す。

w) **6.4.4 a) 想定初期亀裂寸法** 寿命の大半を亀裂進展に費やす低サイクル疲労に対しては、想定初期亀裂寸法は非破壊試験で許容される最大寸法から得られる。高圧力を受ける容器では、特に切欠きや局部応力集中箇所において、応力が表面側から厚さ中央に向かって急速に減少するケースが多いため、表面亀裂が最も重要である。そのため、想定初期亀裂寸法は、磁粉探傷試験、浸透探傷試験、超音波探傷試験における最大許容指示寸法に基づいて決定される。

すなわち、**9.2.5**の鍛造品や棒材の磁粉探傷試験及び浸透探傷試験では、厚さが50 mm以上では表面長さとして4.8 mmの線状指示模様を許容しており、50 mmより厚さが薄いときには、より小さい線状指示模様が許容される。**6.4.4 a)**では、表面亀裂は深さと表面長さの比(アスペクト比)を1:3としているので、厚さが50 mm以上では最大許容深さ、すなわち想定初期亀裂深さは1.6 mmである。

また、**9.3.6 c)**の溶接部の超音波探傷試験では、軸方向のきずを想定し、設計圧力による周方向応力に溶接残留応力を考慮して計算される応力拡大係数が、要求シャルピー衝撃吸収エネルギーの平均値を用いて**附属書Cの6a)**より求められる K_{IC} の $1/1.3145$ となる許容きず寸法を定めている。なお、1.3145は設計係数である。

容器が高サイクル疲労(10^5 回以上の繰返し)を受ける場合には、計算で求めた設計許容繰返し回数が設計上での必要寿命となるように、想定初期亀裂寸法を小さくすることが必要となる場合がある。このときには、次の要求がなされる。

- 1) 想定初期亀裂寸法を使用者設計仕様書に明記する。
- 2) 想定初期亀裂寸法を確実に検出できることが実証された非破壊検査方法を示す。

疲労亀裂進展速度を計算するためには、亀裂先端における応力振幅と亀裂進展方向の応力分布を知る必要がある。亀裂が進展する方向は作用する応力の向きによって決められるが、複雑な形状では、工学的な判断と経験によって進展方向を決定しなければならない。内圧を受ける厚肉円筒における亀裂は 1 : 3 のアスペクト比で厚さ方向に進展することが経験的に分かっている。ねじ底における亀裂は、ねじ底を完全に 360°環状に進展する環状形状又は半楕円形状で進展する表面亀裂を想定する。

- x) **6.4.4 b) 許容最終亀裂深さ** 設計許容繰返し回数は、設計係数を考慮して、疲労亀裂が限界亀裂深さに到達するまでの繰返し回数、又は疲労亀裂が許容最終亀裂深さに到達するまでの繰返し回数のどちらか小さい方の回数としている。許容最終亀裂深さを求める方法として、**ASME Sec. VIII Div. 3** と同様に、塑性崩壊を考慮した **API 579-1/ASME FFS-1** の破壊評価線図(Failure Assessment Diagram)を用いてもよい。

- y) **6.4.5 応力拡大係数 K_I の計算** ここで用いる応力拡大係数とは、線形破壊力学における亀裂先端パラメータを意味しており、応力拡大係数の最大値と最小値を計算するための一般的な方法と残留応力によって生じる応力拡大係数を求めるための方法を規定している。

亀裂面に垂直な方向に作用する残留応力が圧縮であるときには、この残留応力により負の応力拡大係数が生じる。これだけでは、亀裂閉口をするために物理的な意味を持たないが、運転荷重によって生じた正の応力拡大係数に重ね合わせることにより、平均応力拡大係数を低下させることによる影響を及ぼす。詳細な応力拡大係数を計算するための手順については、**附属書 C** に示されている。

- z) **6.4.6 疲労亀裂進展の計算** 疲労亀裂進展速度は、応力拡大係数範囲 ΔK_I と応力比依存係数 $f(R_K)$ の関数である。この応力比依存係数は、残留応力による応力拡大係数の影響を取り込んだ応力拡大係数比 R_K (=最小応力拡大係数/最大応力拡大係数)の関数である。繰返し応力下で、亀裂面に垂直に作用する最小応力が 0 で、残留応力が作用していないときには $R_K = 0$ となり、 $f(R_K) = 1$ である。各種材料の $f(R_K)$ は、**附属書 C** に示されている。

また、**6.4.6** には、それ以下の応力拡大係数範囲では疲労亀裂が進展しないと考えられる ΔK_I の下限界値 ΔK_{th} を、 R_K の関数として求める方法を与えている。

新たな材料として、炭素鋼及び規定最小降伏応力が 620 MPa 以下の低合金鋼に対する疲労亀裂進展特性(C , m , ΔK_{th})を追加した¹⁾。日本からこの材料の追加提案を行い、**ASME Sec. VIII Div. 3 2019 年版**に採用された。疲労亀裂進展速度定数(C , m)は、負の応力比を含めて幅広い応力比で疲労亀裂進展速度データの検討を行った Bloom の論文²⁾に基づいており、正の応力比では **ASME Sec. XI, A-4300** にも採用されている。

疲労亀裂進展の下限界値 ΔK_{th} は、**ASME Sec. XI, A-4300** を採用した。 ΔK_{th} の最小値については、当初提案した値から $2.0 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ への改正提案を行い、**ASME Sec. VIII Div. 3** で承認され、今回の改正に含めた。

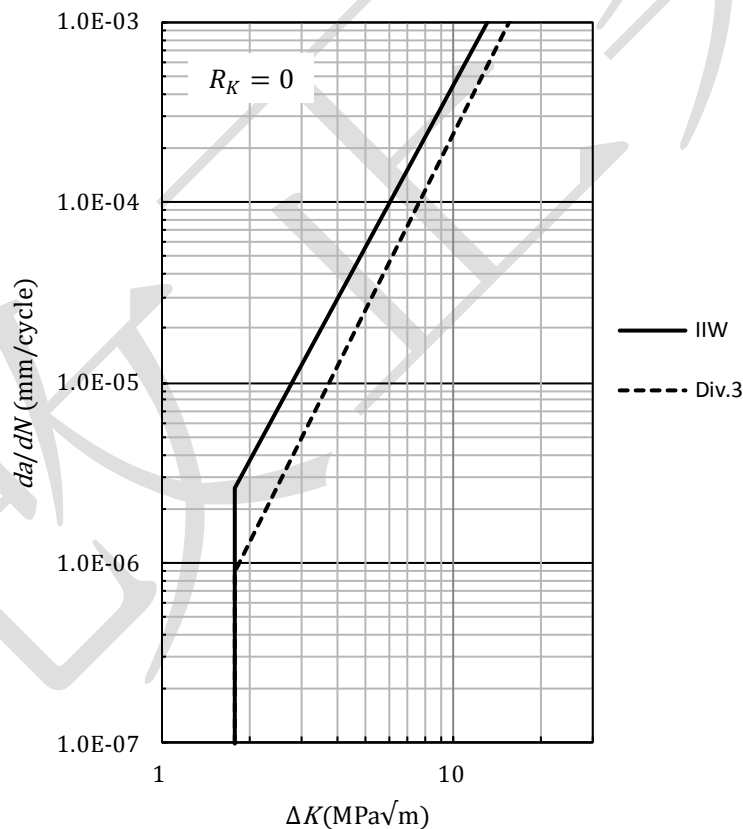
なお、応力比の影響を考慮した Bloom の疲労亀裂進展速度式は、**ASME Sec. VIII Div. 3** の他の材料の式とは異なり、 $R_K = 0$ で $f(R_K) = 1$ になっていない。**表 6.4.1** の定数 C は、

$R_K = 0$ で $f(R_K) = 1$ になるように式を変形して得られた値であり、詳細は**附属書 C** の解説に示す。

アルミニウム合金の疲労亀裂進展特性(C , m , ΔK_{th})は、**ASME Code Case 2563** を採用した **ASME Sec. VIII Div. 3** とは異なり、**IIW document XIII-2151-07/XV-1254-07**(以下、**IIW** と表記)の **Table 3.6-2** を採用した。なお、**ASME Sec. VIII Div. 3** における ΔK_{th} の R_K 依存特性は、**式(6.4.5)** の材料定数 H が未定義という不備があったため、日本から R_K 依存特性として **IIW** の採用を提案し、**ASME Sec. VIII Div. 3 2019 年版** で改正された。ただし、**IIW** の R_K 依存特性は $R_K = 0.5$ で不連続になっているため、連続になるように次の修正を行った。

$$\begin{aligned} R_K > 0.5 \text{ で,} & \quad \Delta K_{th} = 0.7 \quad (\text{MPa}\sqrt{\text{m}}) \\ 0 \leq R_K \leq 0.5 \text{ で,} & \quad \Delta K_{th} = 1.8 - 2.3 R_K \rightarrow \text{修正 } \Delta K_{th} = 1.8 - 2.2 R_K \quad (\text{MPa}\sqrt{\text{m}}) \\ R_K < 0 \text{ で,} & \quad \Delta K_{th} = 1.8 \quad (\text{MPa}\sqrt{\text{m}}) \end{aligned}$$

アルミニウム合金の疲労亀裂進展特性として **IIW** を採用した理由は、**解説図 6.4.1** に示すように、**ASME Sec. VIII Div. 3** に比べて保守的なためである。



解説図 6.4.1 アルミニウム合金の疲労亀裂進展特性の比較

6.4.6 で与える疲労亀裂進展特性は、大気中で得られた実験室データに基づいている。設計温度が室温よりも高い場合の疲労亀裂進展速度の温度補正として、**IIW** や **API 579-1/ASME**

FFS-1 に示されるように、疲労亀裂進展速度定数 C を縦弾性係数比で補正する方法を採用した。この温度補正方法についても日本から提案を行い、ASME Sec. VIII Div. 3 2019 年版に採用された。

- aa) **6.4.7 設計許容繰返し回数** 破壊力学評価では、稼動中に生じると予測される荷重繰返しの履歴を知ることが要求される。例えば、容器がスタートアップされた後に、設計圧力の 20% の圧力変動を 2,000 回受けてシャットダウンされた場合には、最初のスタートアップを 1 サイクルとみなして亀裂進展量を計算し、その後、その進展した亀裂長さから 2,000 回の圧力変動による進展を計算しなければならない。

亀裂進展計算では、亀裂進展量の増分 Δa を小さくにとって微小進展後の亀裂寸法 $a + \Delta a$ に対する応力拡大係数範囲 ΔK_I を計算し、この値を疲労亀裂進展速度の式(6.4.1)に用いて繰返し回数の増分 ΔN を求める。採用した増分 Δa が十分小さければ、最終的な繰返し回数 $N(= \sum \Delta N_i)$ の計算結果に影響しなくなるので、この条件が満たされることを計算によって確認することが要求される。

参考文献

- 1) S.Terada and T. Yoshida, “Background of Addition of Fatigue Crack Growth Rate Factors for Intermediate Strength Steels in KD-4 of ASME Section VIII Division 3”, PVP2021-60650, (2021)
- 2) Bloom, J. M., “An Approach to Account for Negative R-Ratio Effects in Fatigue Crack Growth Calculations for Pressure Vessels Based on Crack Closure Concepts”, Journal of Pressure Vessel Technology, 116, pp.30-35, (1994)

- ab) **6.5 自緊を用いた設計** 自緊処理は压力容器に内圧を作用させてその内面を部分降伏させ、その外側の弾性体とのつり合いで内面に圧縮の残留応力を発生させることにより、運転状態での平均応力を下げて疲労強度の向上を図る処理であり、超高压設備においてはこの目的のために压力容器本体に自緊処理を施す場合がある。この規格では圧縮の残留応力を積極的に考慮した疲労評価と破壊力学評価を取り入れており、自緊による残留応力の計算には ASME Sec. VIII Div. 3, KD-5(以下、ASME 規格と表記)の計算式を取り入れた。

この規格に示した自緊による残留応力の計算式は平滑の単一円筒に対してのみ適用することができ、より複雑な構造形状の残留応力は、材料の繰返し応力-ひずみ挙動を考慮した弾塑性有限要素法解析により求める必要がある。なお、残留応力を求めるために、実験的手法を用いても良い。

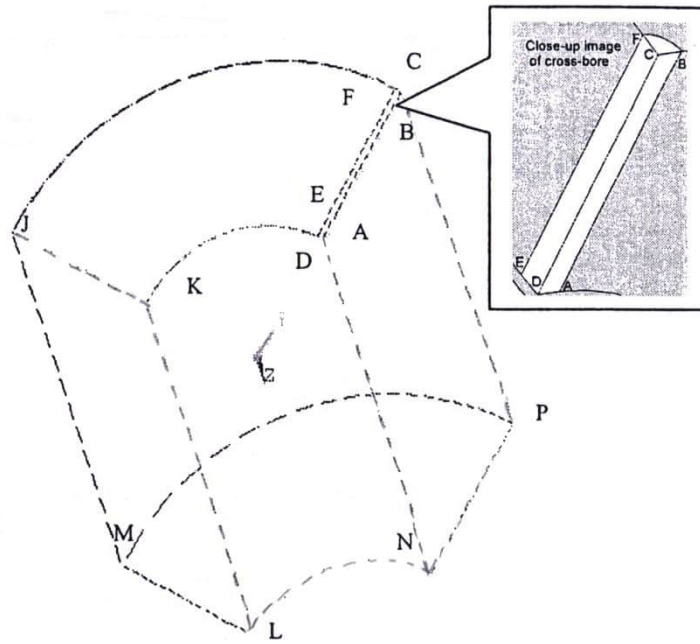
弾塑性境界直径を求める式では、実用的な観点から、トレスカの降伏条件に基づく計算式に対して便宜的に降伏強さを 1.15 倍高くして、ミーゼスの降伏条件を模擬している。これは、ある塑性化率に対する圧力はミーゼスの降伏条件ではトレスカの降伏条件よりも 10%~15%高い値を与えるため、トレスカの降伏条件を使用すると高い塑性化率となり、結果として残留応力を高く評価することになり、非保守的になるためである¹⁾。

内面におけるバウシinger効果に対して補正した周方向残留応力 σ_{CD} は、主に SA-723M

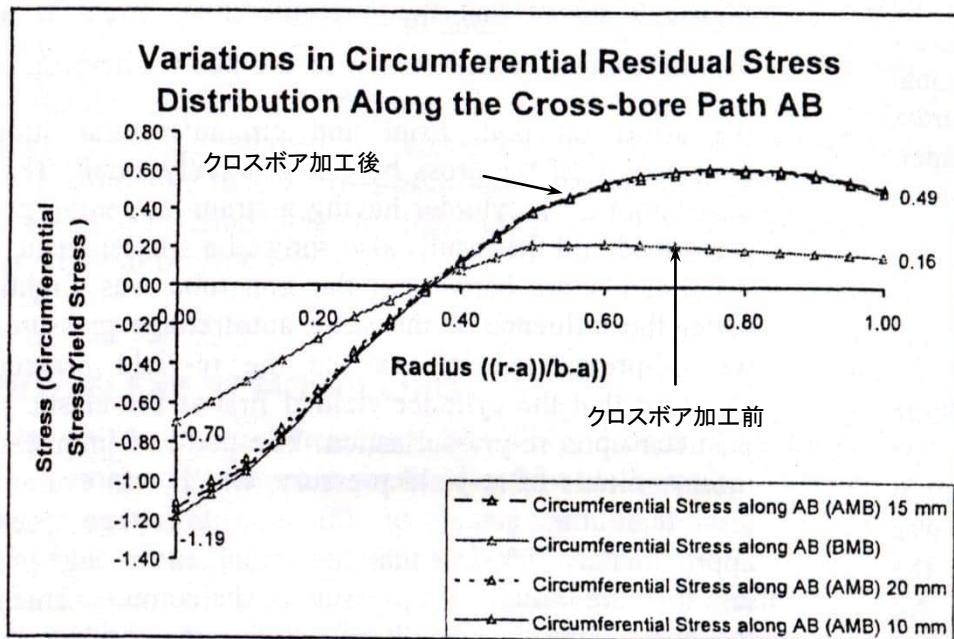
と同等な高強度低合金鋼で行われた理論的及び実験的研究²⁾に基づいている。

この規格では自緊後の機械仕上げを許容しているが、機械仕上げによる引張残留応力を考慮する必要がある。また、自緊処理後にクロスボアの加工を行うと、クロスボア周囲の残留応力分布にはかなり局所的な変化が見られる。**解説図 6.5.1** に示すクロスボア付き円筒の有限要素法による解析結果では、**解説図 6.5.2** に示すように、クロスボア加工後には円筒内面の周方向残留応力は圧縮応力で増加するが、外面の周方向残留応力は引張応力で増加するため、外面では疲労破壊や疲労亀裂発生に対する注意が必要である³⁾。また、同図より、クロスボア径が大きくなると内面の周方向残留応力は減少し、外面の周方向残留応力は増加する傾向があるため、クロスボアは設計条件を満足する最小の径にしなければならない。

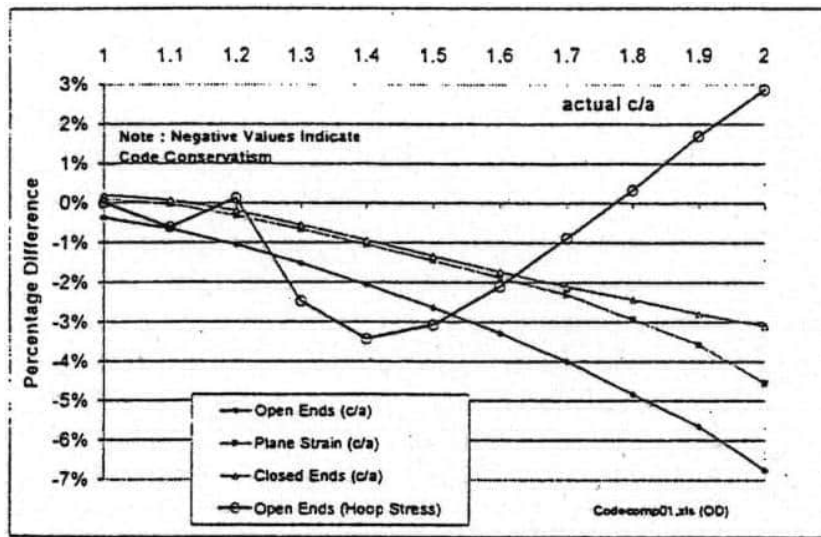
自緊による残留応力に関しては Parker による一連の研究^{4),5),6)}があり、弾塑性境界直径を最大自緊圧力時の外面周方向ひずみ、自緊圧力解放後の周方向永久ひずみ及び最大自緊圧力を用いて求める場合について、ASME 規格の計算式との比較を行っている。**解説図 6.5.3 (a)**⁶⁾ に内外径比 2.0 の円筒で、最大自緊圧力時の外面周方向ひずみを用いた場合の ASME 規格による残留応力値との差異を示す(負であれば、ASME 規格の方が保守的である)。ひずみを用いる場合には、内外径比 2.0 の円筒では塑性化率が 20%~80%であれば ASME 規格による残留応力値は保守的な結果となる。**解説図 6.5.3 (b)**⁵⁾ は内外径比 1.25~3.0 の円筒で最大自緊圧力を用いた場合の比較であり、塑性化率が 40%以下であれば ASME 規格による残留応力値は保守的な結果となる。



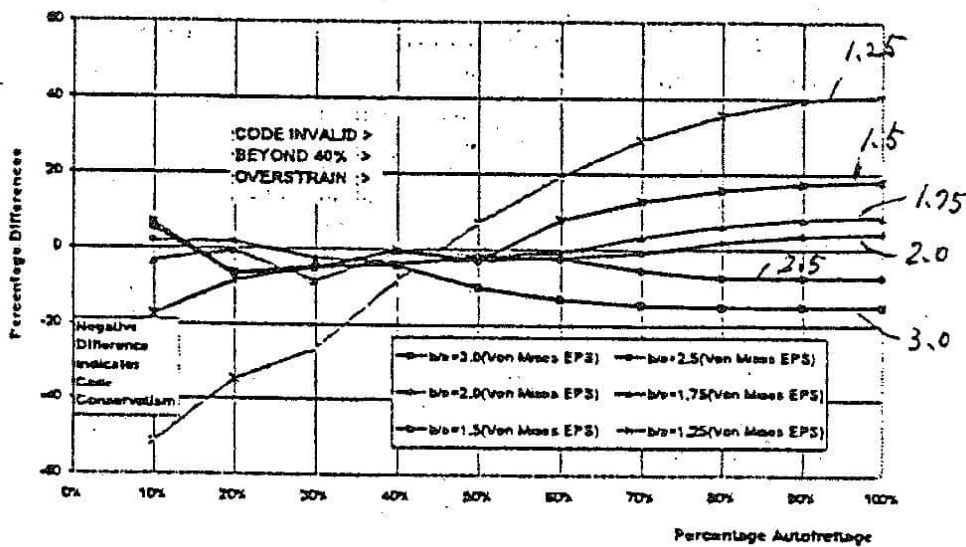
解説図 6.5.1 解析モデル



解説図 6.5.2 経路 A-B に沿った周方向残留応力分布



(a) 最大自緊圧力時の外面周方向ひずみを使用



(b) 最大自緊圧力を使用

解説図 6.5.3 ASME Sec. VIII Div. 3 との残留応力の差異

参考文献

- 1) Mraz, G. J. and Kendall, D. P., "Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII division 3", Jan.(1998)
- 2) Kendall, D. P., "The Influence of the Baushinger Effect on Re-Yielding of Autofrettaged Thick-Walled Cylinders", ASME PVP High Pressure Technology, Vol.125, (1987)
- 3) Hameed, A., Brown, R. D. and Hetherington, J., "A Study of the Effect on Residual Stress Distribution in an Autofrettaged Thick-Walled Cylinder of Varing the Diameter of a

Cross-Bore”, ASME PVP High Pressure Technology, Vol.418, (2001)

- 4) Parker, A. P., “Autofrettage of Open End Tube (1) - Overviews, Pressure Calculation and Stress Profiles”, ASME PVP High Pressure Technology, Vol.406, (2000)
- 5) Parker, A. P., “Autofrettage of Open End Tube (2) - Bore Hoop Stresses, Code Comparison and Design Recommendations”, ASME PVP High Pressure Technology, Vol.406, (2000)
- 6) Parker, A. P., “Autofrettage of Open End Tube (3) - Hoop Strains, Code Comparison and Design Recommendations”, ASME PVP High Pressure Technology, Vol.406, (2000)

ac) **6.6.1 穴, ふた板, 鏡板, ねじ接手, シールの設計 適用範囲** この項は, 穴, ふた板, 鏡板, ねじ接手, シールへの要求を規定している。これらの構造物は解析によって設計されると考えられるため, 一般要求事項やいくつかの制限事項のみを規定するのに留めている。穴補強については, その規定を**附属書 E** に示している。

ad) **6.6.3 ねじ継手** ねじ継手とボルト継手に制限事項を与えている。**6.6.3 c)**は, あらゆるねじ継手に対して疲労解析を要求している。スタッドの軸方向の公称応力に対して, 4.0 の疲労強度減少係数を用いて疲労評価を行う。代替として有限要素解析が使えるが, この場合はピーク応力を得るために, ねじのルート部は非常に細かく要素をきる必要がある。**JIS** 及び **ANSI** 規格ナットについては疲労解析を要求されない。

6.6.3 d) 6)のねじ部平均せん断応力は, 設計荷重に対して荷重分布を考慮せずに, ねじ数をそのまま用いて求める平均値的な値に対する要求である。**6.6.3 d) 9), 10), 11)**のねじ込み長さの要求は, ねじがスタッドそのものと同等の強度であり, ねじより先にスタッドが壊れるように, タップ穴へ保守的なねじ込み長さを与えることを意図しており, 全てのタップ穴に適用される。

ae) **6.6.5 ねじ込みふたを有する荷重伝達機能を持つ胴及び 6.6.7 急速開閉ふた** ねじ込みふたと急速開閉ふたに制限を与えている。頻繁に開閉する容器には, 様々なねじ込み又は急速開閉のふたが用いられるが, いずれの場合も容器側のめねじ部の応力は大きく, その部分での亀裂が起点となり, 容器の破壊が発生する場合がある。大抵の場合, 一番目のめねじのルート部から容器の外表面への応力の分布は, 通常の円筒胴よりもかなり不均一になる。このため, ここでは亀裂が容器壁を貫通する前に円周方向に完全に伝播し, 環状亀裂はその後, これが限界サイズになるまで容器壁の方向へ伝播していく。高靱性材料では残存したリガメント部は延性的に引裂かれるかもしれないが, いずれにせよ容器端が分離されるという壊滅的な事象に変わりはない。そして, ねじ込みふたには **LBB** の条件の適用が難しいため, **6.6.5 a) 4)**はあらゆる場合に関して **6.4** による破壊力学解析を要求している。

6.6.7 a), b), c), e)は, 急速開閉ふたが加圧前に完全にかみ合うこと及び減圧しきるまで開かないことを確実にするための要求である。

af) **6.7 アタッチメント, サポート, 外部ヒーティング/クーリングジャケットの設計** 耐圧部に取付ける全ての非耐圧部材の溶接は, 連続した完全溶け込み溶接であることを要求している。隅肉溶接のヒールとトウで発生しうる亀裂が耐圧部へ伝播する可能性があるため, 隅肉溶接による取付物を禁止している。

- ag) **6.7.4 取付物の設計** 6.7.2～6.7.4 は取付物に関する要求である。6.7.2 b) で規定している小物取付物で荷重を受けない物を除いて、取付物はこの規格で許容された材料を用い、耐圧部と同様の解析を行わなければならない。
- ah) **6.7.5 支持構造物の設計** 一般的な要求であり、全ての荷重を考慮しなければならないことを明記するのが主たる目的である。
- ai) **6.7.6 ジャケット** 大抵の場合、加熱や冷却のジャケットは低圧で運転される。他の規格の要求事項に則って製作した場合でも、ジャケットと耐圧部の溶接はこの規格に合致しなければならない。
- aj) **6.8.1 適用範囲** 多層円筒は、いくつかの点で自緊式よりメリットがある。まず、三つ以上の円筒を組み合わせるにより、内表面に高い残留応力が得られる。これは塑性変形が無く、バウジンガー効果による圧縮残留応力の低減が無いからである。次に、外側の円筒は低強度、高靱性の材料で作ることができ、これにより、破裂前漏洩が実現される。更に、大口径の圧力容器を製造する際、超厚肉円筒では製造や材料の硬化性といった問題にしばしばぶつかるが、多層円筒を用いると、このような問題は解決する。
- ak) **6.8.4 焼ばめ式多層容器** 焼ばめによる多層円筒容器の残留応力の導出は次による。Láme の式から、内圧又は外圧 P が作用したときの周方向応力と半径方向応力は、それぞれ次式で与えられる。

周方向応力

$$\text{(内圧)} \quad \sigma_t = \frac{P}{Y^2 - 1} \left(1 + \frac{D_o^2}{D^2} \right) \quad \text{(外圧)} \quad \sigma_t = -\frac{P Y^2}{Y^2 - 1} \left(1 + \frac{D_i^2}{D^2} \right) \quad \dots\dots\dots \text{(a)}$$

半径方向応力

$$\text{(内圧)} \quad \sigma_r = \frac{P}{Y^2 - 1} \left(1 - \frac{D_o^2}{D^2} \right) \quad \text{(外圧)} \quad \sigma_r = -\frac{P Y^2}{Y^2 - 1} \left(1 - \frac{D_i^2}{D^2} \right) \quad \dots\dots\dots \text{(b)}$$

残留応力により、層の界面に圧力 P_{if} が発生すると考える。内層は、内径 D_i 、外径 D_{if} で外圧 P_{if} が作用するとし、外層は、内径 D_{if} 、外径 D_o で内圧 P_{if} が作用するとして、内外層に発生するひずみを足し合わせれば、式(6.8.1)が得られる。

$$P_{if} = \frac{\delta}{D_{if} A} \dots\dots\dots \text{(6.8.1)}$$

δ は測定から得られるから、 P_{if} が確定する。内外層に発生する残留応力は、得られた P_{if} を使って Láme の式で計算している。なお、層間には長手方向の力は働かないことを仮定していることにも注意する必要がある。

- al) **6.8.5 溶接巻き多層容器** 溶接巻き多層容器の応力は、層間にできる隙間によって調整する。調整方法は次による。耐圧試験圧力 P_t が作用したとき、容器外面における周方向応力 σ_t 、半径方向応力 σ_r 及び軸方向応力 σ_l は、それぞれ次式で与えられる。

$$\sigma_t = \frac{2 P_t}{Y^2 - 1} \quad \sigma_r = 0 \quad \sigma_l = \frac{P_t}{Y^2 - 1} \quad \dots\dots\dots \text{(a)}$$

したがって、周方向ひずみ ε_t は次式で与えられる。

$$\varepsilon_t = \frac{P_t (2 - \nu)}{E (Y^2 - 1)} \dots\dots\dots (b)$$

これより、周長の理論伸び e_{th} は式(6.8.10)となる。

$$e_{th} = \frac{P_t (2 - \nu) \pi D_o}{E (Y^2 - 1)} \dots\dots\dots (6.8.10)$$

層間隙間がゼロであれば、実測による周長伸び e_m と理論伸びとの比 $Q_c = e_m/e_{th}$ は限りなく 1 に近いが、隙間の影響を考え、 Q_c は 0.5~1 の間にあればよいとした。

この層間隙間係数 Q_c を応力補正に使うためには、単位を応力に変える必要がある。このため、隙間補正係数 F_c を、外面における周方向応力 $2P/(Y^2 - 1)$ に、 $(1 - Q_c)$ を掛けることで定義した。この規格では、周方向応力は、Láme の応力に加え、内面で $+F_c$ 、外面で $-F_c$ になるように線形補正をしている。すなわち、規格の式を更に整理すると次式となる。

$$\sigma_t = \frac{P}{Y^2 - 1} \left\{ 1 + \left(\frac{D_o}{D} \right)^2 \right\} + \frac{F_c}{t} (D_m - D) \dots\dots\dots (c)$$

また、半径方向応力は Láme の応力に加え、内外面で 0、径が $\sqrt{D_I D_o}$ となる板厚のところで最大となるような補正をしている。すなわち、規格の式を更に整理すると次式となる。

$$\sigma_r = \frac{P}{Y^2 - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{D_o}{D} \right)^2 \right\} + \frac{F_c}{t} \left\{ D_m - \frac{1}{2} \left(D + \frac{D_o D_I}{D} \right) \right\} \dots\dots\dots (d)$$

ここで、 $D_m = \frac{D_I + D_o}{2}$, $t = \frac{D_o - D_I}{2}$

am) 6.9.1 適用範囲 1層からなる内筒の外面を、長方形断面を持つ高強度のワイヤを使って、張力を注意深くコントロールしながら巻きつけた場合、内筒とワイヤの残留応力分布は計算可能であり、残留応力は疲労解析に使用してもよい。

ここでは、ワイヤ巻き容器の特別要求を示した。なお、ワイヤは容器への長手方向荷重は支持できないため、閉口部の圧力荷重はフレームやヨークといった支持構造で受けるように設計しなければならない。

an) 6.9.3 応力計算 ワイヤ巻き円筒に発生する残留応力の計算方法は、ASME Sec. VIII Div. 3 によった。この式は、内筒とワイヤが弾性範囲にあることを前提としている点に注意が必要である。

ao) 6.9.8 ワイヤの設計疲労曲線の導き方 ワイヤ巻き容器の疲労設計を行う場合には、ワイヤの設計疲労曲線が必要になる。設計疲労曲線を作る方法をここで示している。

平均応力の補正式は、ASME Sec. VIII Div. 3 では修正グッドマン線図が採用されているが、この規格ではピーターソンの 3 乗式を採用している。ワイヤの疲労曲線の作り方についてもこの考え方を踏襲し、ピーターソンの 3 乗式による補正を行うことにしている。

また、ワイヤの設計疲労曲線の設計係数については、応力振幅に対して 2 以上、疲労寿命

に対して 20 以上の設計係数を持つことにした。

- ap) **6.10.2 溶接容器の一般要求** ASME Sec. VIII Div. 3 では、"ASME Sec. IX の規定にもよる" となっているが、これに対応する規定として、JIS B 8266, B 8285 を当てはめた。ノズルの取付け部の内面コーナー R は、ASME Sec. VIII Div. 2 と同じ要求とした。
- aq) **6.11 実験的設計検証** 規定事項は JIS B 8266 附属書 8 と似かよっている。唯一の大きな相違点は、崩壊荷重の決定法にある。JIS B 8266 附属書 8 では 2 倍勾配法による決定方法を示しているが、この規格では ASME Sec. VIII Div. 3, KD-12 と同様に、単純にひずみを 2% に制限する決定方法を採用している。更に、このひずみは一次ひずみを生じる箇所まで測定するように要求している。これは、局部のノッチや不連続部でのひずみは制限されないことを意味する。実験的手法では、容器が高い局部ひずみで破損せずに崩壊荷重に達することを要求しているので、試験中に破損をしないような局部ひずみに抑えることは設計者の責任である。
- ar) **6.12 フランジ継手** クランプ継手の設計を附属書 H による場合、フランジ部の内外径比は 1.5 以下とすると規定した。これは、フランジは剛で、フランジ断面の図心回りにねじりモーメントを受ける場合には、断面は剛体として回転及び変位するという応力解析上の前提を有しているためである。この前提が成立するのは、フランジの内外径比が 1.5 以下であると言われている。1.5 以下の根拠は、S. Timoshenko 著の Strength of Materials, Part II ¹⁾ に式の適用限界は内外径比 1.5 以下と記載されていることと、KHK S-0220 ²⁾ の解説にも FEM で 1.5 以上になると非安全となるため 1.5 を導入したと記載されている。

また、フランジの内外径比 1.94、胴の内外径比 1.75 のフランジ継手について、有限要素法の結果と JIS B 8284 の 7.2(分割クランプ形)による結果を比較したデータがある。その結果、JIS B 8284 による曲げ応力は、有限要素法の結果より約 20% 低くなることが解った。

参考文献

- 1) S. Timoshenko, Strength of Materials Part II: Advanced Ed., pp.138-144, (1940)
- 2) 高圧ガス保安協会, KHK S-0220-1998 超高压ガス設備に関する基準, (1998)

- as) **6.13 水素容器の特別要求** この項は昨今の水素社会への取り組み状況の変化を考慮して、6.13 として新設している。6.13 が対象とする水素容器は、水素環境で使用する全ての圧力容器としている。内容は ASME Sec. VIII Div. 3 の KD-10 を全面的に取り込んでいるが、以下については KD-10 とは別に 6.13 として規定している。
- at) **6.13.5 a) SSRT (Slow Strain Rate Tensile Test) の試験結果による判定** 材料の水素適合性の判定として SSRT を導入している。規定内容は、高圧ガス誌 ¹⁾ 及び KHK S-0220 (2020) を引用し、試験片、試験方法、試験条件(水素純度やひずみ速度)及び水素適合性の判定式を設定している。また、SUS316 及び SUS316L については、同論文に記載されている Ni 当量による判定(絞り又は伸びの実測値を利用)も採用している。

水素環境及び不活性ガス環境ともに SSRT の試験圧力は設計圧力としているが、不活性ガスを設計圧力にして SSRT を行うことは試験装置に限られることから困難なので、不活性ガ

ス環境に替えて大気環境(試験圧力は大気圧)にしてもよいとしている。実際は大気環境での試験が多く見られる。SSRT の目的は各引張特性に対する水素の影響の有無を確認することにあるが、大気中の水素濃度はほぼゼロのため高压空気下で SSRT を行う必要はない。不活性ガス環境でも同じではないかとの議論はあるが、不活性ガスの適切な試験圧力を定めることが困難なため、不活性ガス環境では設計圧力を SSRT の試験圧力としている。

試験温度は最低設計金属温度としている。設計温度での SSRT 試験を要求すると、かなり高温での SSRT 試験を求めることになる可能性があるが、試験自体が困難だと考えられる。また水素適合性は低温側で問題になることによる。

- au) **6.13.5 a) 5) 5.2)** SSRT による材料の判定の主旨は、水素環境での SSRT の荷重-伸び曲線の形状を規定することである。水素環境での荷重-伸び曲線が不活性ガス環境の SSRT の最大荷重点に達する前の荷重又は伸びで破断によって打ち切られない一例が、**解説図 6.13.1** の右側の実線になる。水素は弾性変形には影響を与えず塑性変形能に影響を与えるため、右側の実線を $RTS=1$ (最高荷重点までの両者の軌跡は同じ)、 $RTS > REL$ (RTS が REL より大きい)、 $RTS > RRA$ (REL と同じ)と見なせるとしている。

水素環境での荷重-伸び曲線が、不活性ガス環境の SSRT の最大荷重点に達する前の荷重又は伸びで破断によって打ち切られた一例が、**解説図 6.13.1** の左側の実線になる。

約 20 年前から圧縮水素スタンド用の高压ガス設備に用いる材料選定に係る議論が始まり、各種材料の SSRT、疲労試験、亀裂進展試験などが実施されて大量のデータが蓄積され現在も水素環境で使用できる材料を拡大する努力が続けられている。**6.13** で取り上げられているオーステナイト系ステンレス鋼、アルミニウム合金及び低合金鋼を例として、 RRA 、 REL 及び RST に基づいて材料選定の判定基準が **KHKS 0220 (2020)** に定められた経緯の概略を次に示す。

- 1) **オーステナイト系ステンレス鋼** 圧縮水素スタンドにおいては高压水素を車両に充填する際の車載容器内の水素温度の上昇を防ぐために、プレクール設備で高压水素を冷却する。低温用材料として用いられるオーステナイト系ステンレス鋼の中で水素の影響が比較的小さい $SUS316$ 及び $SUS 316L$ がプレクール設備の材料として、約 10 年前に一般高压ガス保安規則の機能性基準の運用について(以下、一般則例示基準と記す)で規定化された。他のオーステナイト系ステンレス鋼(例えば、 $SUS304$ など)はコスト的に魅力があるが、まだ一般則例示基準では規定化されていない。

$SUS316$ 及び $SUS 316L$ の水素適合性の判定基準には、当初は RRA が用いられたが管材や板材の使用も考慮して REL の適用が検討され現在に至る。現在の一般則例示基準では REL の判定式に基づき、材料の使用制限が温度、 Ni 当量[$Nieq$, **式(c)**]及び材料規格やミルシートの伸びをパラメータとして表の形式で整理されている。

RRA 及び REL のイメージを得るため、低温での RRA 及び REL の式を一例として示す。**式(a)**及び**式(b)**は **6.13** の**式(6.13.10)**及び**式(6.13.11)**に対応するが、大量の SSRT の結果を整理した実験式である。

$$RRA = 0.6 + 0.4 \tanh\left(\frac{Ni_{eq} - 27.76}{1.339}\right) \dots\dots\dots(a)$$

$$REL = 0.6 + 0.4 \tanh\left(\frac{Ni_{eq} - 26.51}{1.490}\right) \dots\dots\dots(b)$$

$$Ni_{eq} = 12.6C + 0.35Si + 1.05Mn + Ni + 0.65Cr + 0.98Mo \dots\dots\dots(c)$$

低温での Ni 当量の目安は 28.5%以上なので、28.5%を**式(a)**及び**式(b)**に代入すると、RRA 及び REL はそれぞれ 0.80 及び 0.95 となる。これらの値が 1 に近いほど水素適合性の判定では有利になるが、高い Ni 当量を要求するため高価な材料となる。

RRA 及び REL が 1 であればそもそも水素適合性の議論をする必要がないため、水素適合性を判断する材料の RRA 及び REL が 1 以下であることは自明である。RRA 及び REL は 1 に近いことに意味がある指標で、採用する Ni 当量、REL 及び RRA の設定は設計者に委ねられている。

- 2) **アルミニウム合金** アルミニウム合金製ライナーに炭素繊維を FW(フィラメントワインディング)やプリプレグで積層して強化層とする圧力容器(以下、複合蓄圧器と記す)は長い歴史を持つ成熟した技術である。圧縮水素スタンド用複合蓄圧器のアルミニウム合金製ライナーとしては A6061-T6 が用いられるが、A6061-T6 は温度に関係なく水素適合性があることが確認されているため、RRA 及び REL などに関する特段の議論はない。

それ以外のアルミニウム合金は水素環境での SSRT の結果より、機械的性質に水素の影響があることが確認されている。このため、A6061-T6 以外のアルミニウム合金を複合蓄圧器のライナーに使用する場合は、SSRT の結果を基に水素適合性を判定する必要がある。

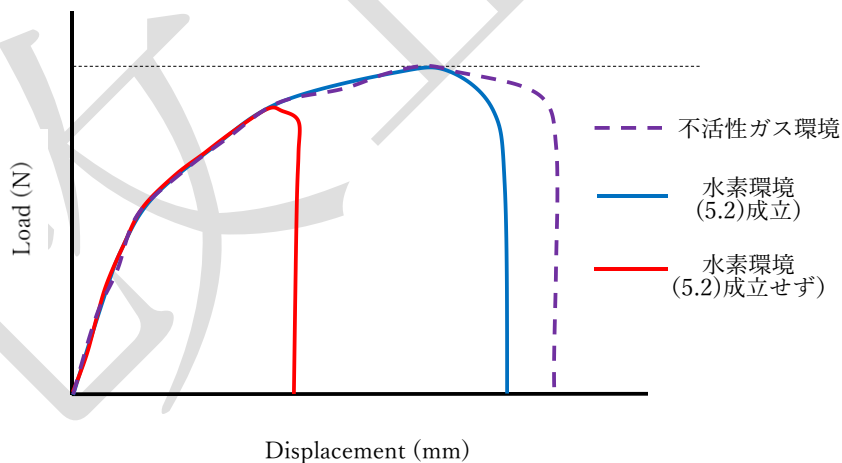
- 3) **低合金鋼** 炭素繊維を強化層とする複合蓄圧器は高価なため、当初より低合金鋼製蓄圧器の開発が進められてきたが、低合金鋼の機械的性質は水素環境で大きく低下する。遅れ破壊の研究結果より、低合金鋼は引張強さが約 1,000 MPa を越えると拡散性水素に起因する割れ感受性が高まることが明らかにされているため、熱処理条件を各材料で設定して引張強さを 1,000 MPa 以下に制限している。

しかし、高圧水素用の低合金鋼製蓄圧器の肉厚は一般的に 50 mm 前後のため、熱処理時に生じる肉厚内での引張強さの不均質さが無視できなくなる。熱処理で低合金鋼の引張強さを低減させる項目は ASME Sec. VIII Div. 3, KD-10 にはない。6.13 でも採用していない部分となっている。

低合金鋼の SSRT のイメージを**解説図 6.13.1**に示す。**解説図 6.13.1**の左側の実線のように RTS が 1 未満になることは材料の延性が消滅したことを意味する。この場合は引張強さに水素環境の影響を考慮する必要があるが、降伏点以降の伸びが微少だと延性部分を暗黙裏に強度的な余裕と見る通常の金属材料の設計手法の適用可否も問題となる。したがって、低合金鋼を水素環境で使用する場合は、RTS=1(RYS=1 も当然)は必須の条件となる。なお、RTS<1 は低合金鋼だけの話ではなく、SUS304 も同様の傾向を示す。SUS304 の採用が難しい理由の一つとなっている。

オーステナイト系ステンレス鋼の項で述べたように、RRA 及び REL は 1 に近いことに意味がある指標で、材料選定の観点からは $RRA \geq \alpha$, $REL \geq \beta$ のように規定するのが本来の姿だが、残念ながら低合金鋼の現状は α や β の値を設定できる段階ではなく、式 (a) や式 (b) のような実験式も得られていない。また、材料選定で RRA や REL を単にある値未満とする表記を用いると、「その値未満であればよい」という誤解を招く恐れがある。このため、RTS の値と RRA 及び REL の値を関係づけ、不十分だが解説図 6.13.1 の右側実線を $RTS=1$, $RTS > RRA$ (RTS が RRA より大きい), $RTS > REL$ (RRA と同じ) と見なせるとしている。見なせるとしているため、 $RTS=1$ で不等式は RTS が主体になる。

- av) **6.13.8 水素誘起割れに対する下限応力拡大係数 K_{IH} 決定の試験方法** K_{IH} を決定する試験方法として ASME Sec. VIII Div. 3, KD-10 では一定荷重法または一定変位法を規定しているが、これらに代えて 6.13 ではライジングロード法を規定している。水素環境で塑性させるライジングロード法に比べて KD-10 の方法は判定時に水素環境にするが、負荷時は水素環境ではない。国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の資料によれば、一定変位法による K_{IH} はライジングロード法による K_{IH} より高くなる傾向が示され、低強度材ほどその傾向が顕著であるとされている²⁾。6.13 では、ASTM E1820 の要領をベースにこの内容を反映する形でライジングロード法を規定している。
- aw) **6.13.10 SA-372M 及び SA-723M の疲労亀裂進展速度** ASME Sec. VIII Div. 3, Code Case 2938 の内容を 6.13 に導入し、SA-372M 及び SA-723M 材に関してはマスター曲線から亀裂進展速度を求められるようにしている。試験材料の引張強さも Code Case 2938 に合わせて、915 MPa 未満としている。



解説図 6.13.1 水素環境での荷重－伸び曲線

参考文献

- 1) 山田敏弘, 小林英男, “水素スタンド設備に使用するオーステナイト系ステンレス鋼の選定基準(高圧水素環境の SSRT の伸びの適用)”, 高圧ガス, Vol. 56, No. 6, (2019)
- 2) NEDO, “平成 25 年度～平成 29 年度成果報告書 水素利用技術研究開発事業/燃料電池自動車及び水素供給インフラの国内規制適正化, 国際基準調和・国際標準化に関する研究開発/

燃料電池自動車及び水素ステーション関連機器向け使用可能鋼材の拡大に関する研究開発”，(2018)

7 製作

- a) **製作一般** この規格の特徴としては、製作中(溶接がない時)に生じる好ましい残留応力を役立てても良いことと、設計者が高強度材の性能を主要耐圧部材に最大限利用できることである。この規格に従う全ての容器は疲労解析を要求され、ほとんどが厚肉構造である。そのため、この章の要求事項の多くは、設計の前提である疲労によって進展する可能性が高い内部欠陥が存在しないことを実現するように取り決められている。また、製作者は残留応力分布を管理し、容器及び容器部品に使用される材料特性や材料欠陥が設計のベースと確実に一致させる能力を持たなくてはならない。

この章は、**ASME Sec. VIII Div. 3, KF-1** の要求事項を基にしたが、**7.1.3 c)** のノズル内側端部のアール取り寸法を、**6.10** の改正に合わせて $t/4$ 又は 3 mm のいずれか小さい値以上としている。

- b) **7.2 溶接による製作に関する追加規定** この章は、**ASME Sec. VIII Div. 3, KF-2** の要求事項を基にしたが、溶接施工方法確認試験と溶接士の認定については、**JIS** を引用した。自動溶接士の認定は **JIS** にはないので、**ASME Sec. IX QW-360** に従った。また、**7.2.1 c)** の溶接開先面に対して検査の対象とする肉厚は、**7.1.3 a) 2)** に合わせて 38 mm 以上とした。
- c) **7.3 耐食クラッド、耐食肉盛溶接又は耐食ライニングに対する製作上の要求** **ASME Sec. VIII Div. 3, KF-3** の規定は **ASME Sec. IX** を参照するような規定になっているが、米国と我が国では規格体系が異なっておりこのまま適用できないため、**ASME Sec. IX** に関連した規定は **JIS B 8266** の **9.4**(耐食クラッド、耐食肉盛溶接又は耐食ライニングに対する特別規定)に準拠した。また、溶接施工方法確認試験については **JIS B 8285 附属書 2** を、ステンレスクラッド鋼の溶接施工については **JIS B 8266 附属書 13** を参照するようにした。
- d) **7.4 溶接部の熱処理** 溶接施工方法確認試験は、**ASME Sec. IX** に代わり、**JIS B 8285** を参照するようにした。
- e) **7.4.1 b) 溶接後熱処理に対する要求事項** **ASME Sec. VIII Div. 3** の溶接後熱処理規定は、**ASME Sec. VIII Div. 2** と比べて長年改正されておらず、規定内容も不十分なため、**ASME Sec. VIII Div. 2 2019 年版** の **6.4.2** の規定を全面的に取り入れた改正を行った。溶接後熱処理規定で参照している試験材の熱処理に関しては、**10.1.2 c)** 試験材の熱処理手順、**d)** クロムモリブデン鋼の熱処理に対する追加規定及び **e)** 試験材に対する要求の例外事項として新たに追加した。なお、**ASME Sec. VIII Div. 2 2019 年版** には、溶接後熱処理を規定した表中の参照パラグラフ番号に何箇所か間違いがあり、日本から改正提案を行い、**2021 年版** で改正され、この改正にも反映した。
- f) **7.5.3 自緊の実施方法** 自緊の実施方法の注意点を次の **1)～3)** に示した。
- 1) 圧力コントロールが重要なのは、圧力のわずかな違いが応力及びひずみの大きな変化につながり、残留圧縮応力の水準の大きな差につながるからである。
 - 2) 自緊の範囲をコントロールする手順を開発することが、特に重要である。最も一般的な

方法は、ひずみゲージを最も応力が高くなる外表面に貼ることである。自緊中はひずみがオーバーしないことを保証するために、また、所定の圧縮残留応力の水準に達していることを保証するために、すべてのゲージの読みを監視した方が良い。

- 3) 自緊圧力に達するまでに圧力を何度も負荷すると、低サイクル疲労亀裂の発生につながることもある(例えば、高い圧力の負荷によりポンプが故障するとか、シール部から漏れることになれば系の圧力を除荷し、問題を特定し再負荷することが起こり得る)。そのため、シール部分を適切に検査し、最初の圧力負荷前にすべての接続部を慎重に組み立てることが非常に重要である。自緊圧力に達する前に複数回圧力を負荷することになる例としては、ひずみゲージの故障がある。クリティカルなエリアでは、ひずみゲージを複数枚用いて、圧力を負荷する初期の段階でひずみゲージの挙動をチェックすることが重要である。
- g) **7.6 焼入焼戻鋼に対する製作上の追加規定 表 7.6.1 焼入焼戻鋼に対する溶接後熱処理規定について**、ASME Sec. VIII Div. 3 の後熱処理規定は初版の段階では、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて作られた。その後、ASME Sec. VIII Div. 3 は ASME Sec. VIII Div. 2 の改正をフォローしてこなかったため、両者にずれが生じた。今後とも ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせる方向とのことであるため、差異が生じている規定については、次のように ASME Sec. VIII Div. 2 の規定を先取りした。
- 1) SA-724M Grade C の後熱処理温度 566°C~595°Cを、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて 565°C~620°Cに変更した。25 mm 当たりの最小保持時間 2 h を、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて 1/2 h に変更した。
 - 2) SA-508M Grade 4N Cl.1 の溶接後熱処理が必要な厚さの欄に、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて注^{b)}を付けた。25 mm 当たりの保持時間 1/2 h を、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて 1 h に変更した。また、最小保持時間 1/2 h を、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて 1 h に変更した。
 - 3) SA-508M Grade 4N Cl.2 の溶接後熱処理が必要な厚さの欄に、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて注^{b)}を付けた。
 - 4) SA-508M Grade 4N Cl.3 は ASME Sec. VIII Div. 2 にはないが、ASME Sec. VIII Div. 3 にあるため残した。25 mm 当たりの保持時間は、ASME Sec. VIII Div. 2 の類似の材料に合わせて 1 h に変更した。
 - 5) SA-543M Type B Cl.2 及び SA-543M Type C Cl.2 の P 番号を、ASME Sec. VIII Div. 2 に合わせて「11A Gr.5」から「11B Gr.10」に修正した。
 - 6) SA-372M Grade E Cl.70, SA-372M Grade F Cl.70 及び SA-372M Grade J Cl.110 は気蓄器などで使用される可能性があるため、ASME Sec. VIII Div. 3 と同様に追加した。
- h) **7.7 溶接制限のある材料の追加規定** この章は ASME Sec. VIII Div. 3, KF-7 の要求事項を基にしている。
- i) **7.8.3 溶接多層巻き容器** ここで規定されている層間の隙間の最大値 h の規定は、ASME Sec. VIII Div. 2, 6.8.8 (4.13.12) の規定と本質的に同じである。ASME Sec. VIII Div. 2 及び Div. 3 で、許容される隙間の最大値の規定が 2021 年版で改正され、この規格も今回改正

を行った。**7.8.3 f)**の式**(7.8.1)～式(7.8.6)**に示したように、内圧及び隙間による子午線方向、半径方向及び周方向応力成分から一次+二次+ピーク相当応力振幅を求め、この応力振幅が設計許容繰返し回数以下となる隙間を許容される隙間の最大値とする規定に改正した。**Div. 3**は**2021年版**で、構造応力法で疲労評価を行って許容される隙間の最大値を求める規定に改正されたが、この規格では疲労評価に構造応力法を適用していないため、採用しなかった。

7.8.3 d)で、層成胴の分類 B 継手の放射線透過試験の評価範囲を、従来の層成胴側の開先部分を除く範囲から溶接部全体を評価するように変更した。これは、層成胴側の開先部分にも割れなどが無いことを確認するためである。レイヤーウオッシュや許容隙間は評価しないが、評価範囲を拡げることにより、開先面のバタリングなどによるレイヤーウオッシュを無くすねらいがある。この改正は日本から提案し、**Div. 3 2021年版**で改正され、今回の改正に含めた。なお、**Div. 2**は**Div. 3**よりも設計係数が大きく、現在の規定で多数製作、運転された実績がありこの改正は行わない。

- j) **7.10 アルミニウム合金製容器の特別製作規定** 今回の改正で、設計規定として**6.13**に水素容器の特別要求が追加された。これに伴い、水素容器などに用いられるアルミニウム合金製容器の製作規定として、**ASME Sec. VIII Div. 3, KF-10**の内容を取り込んだ。
- k) **7.11 時効硬化ステンレス鋼を溶接する場合の追加製作規定** **HPIS C 106:2005**では時効硬化ステンレス鋼は溶接不可となっていたが、**HPIS C 106:2013**では溶接不可の注記はなくなったため、**ASME Sec. VIII Div. 3, KF-11**の内容を取り入れ、溶接後に再度、固溶化熱処理と時効硬化処理を行えば使用可能とした。

また、時効硬化の表現は、**JIS G 4303**では析出硬化で、**ASME**規格では時効硬化となっており、ここでは時効硬化とした。

8 過圧防止安全装置

当初、**ASME Sec. VIII Div. 3, Article KR**を基に、**ASME Sec. VIII Div. 2**や**JIS**との比較調査を行ったが、**ASME**の認定、検査員制度がこの規格になじまないことと、**JIS B 8265**では、安全弁の規定が全面的に削除された経緯を踏まえ、この規格では適用される**JIS**を引用するに留めた。

9 非破壊試験

- a) **9.1 試験手順、試験技術者の認定** この章は、**ASME Sec. VIII Div. 3, KE-1**の要求事項が日本国内の基準に合致しないため、各非破壊試験の試験手順に対応する**JIS**を採用し、**JIS B 8266**の非破壊試験技術者の認定規定を引用した。
- b) **9.2 耐圧部材の試験と材料補修** この章は**ASME Sec. VIII Div. 3, KE-2**の要求事項を基にしている。ただし、試験方法は**JIS**を採用し、次の項目についても**JIS**を採用している。
 - 9.2.5 c)** 垂直探傷における判定基準は、**JIS G 0587**の第2類の判定基準とした。
 - 9.2.8 e)** 試験機器の校正は、**JIS G 0587**に準じて距離振幅補正曲線を作成して校正を行うこととし、判定基準は、**JIS G 0587**の第2類の判定基準とした。
- c) **9.3.1 a) ASME Sec. VIII Div. 3 2003 Addenda**として、新たに Performance Demonstration

Block[技量実証試験体(PD ブロック)と訳した]の語句が出てきた。これは、1989年12月 Addenda として、超音波探傷技術に関する実証を定めた **ASME Sec. XI Appendix VIII** が Mandatory 要求として発行されたためと思われる。この要求は、原子力発電プラントの供用期間中検査において、実際の探傷対象物の形状と欠陥を模擬した試験体により探傷技術の実証を求めている。この要求に対応するため、米国の電力会社は1991年に PDI なる組織を結成し、EPRI NDE センターにて試験体及び試験の実施体制を整えるとともに準備の整ったものから順次試験を開始した。

PDI では試験実施のために常時数人のスタッフを抱えており、その費用が受験費用として徴収されるが、非常に大きなコストのかかる試験となっている。技量実証試験は、検査精度向上の効果が期待できるが、これまで多くの国で実現しなかった最大の理由に、実施にかかわる産業界のコストが非常に大きなことが挙げられる。

以上に加えて、実証試験をどのような形で行うべきかという実証試験の根幹に係る議論があり、日本においては原子力発電分野において、現在検討がなされている最中である。このような現状ではあるが、この規格では技量実証試験体による実証方法があることを記述し、この方法の採用については圧力容器の使用者の判断に委ねた。

- d) **9.3.2 a) ASME Sec. VIII Div. 3** においては、超音波探傷試験の最小要求として **ASME Sec. V Article 4** を規定しているが、この規格では **JIS B 8266** における超音波探傷試験要求(**JIS Z 3060** をベース)を最小要求とした。
- e) **9.3.2 b) Time of Flight Diffraction** は、日本でなじみのある TOFD 法と訳した。米国においては、TOFD 法が **ASME Code Case 2235**(放射線透過試験の代替試験としての超音波探傷試験の適用)が、**ASME Sec. VIII Div. 1, Div. 2** 及び **Div. 3** に取り込まれ、放射線透過試験の代替として TOFD 法を用いる事例の報告が増加している。

日本における TOFD 法の規格化動向は、2000年度から NDIS2423 委員会が発足し、**BS 7706** 及び **pr-ENV583-6** をもとに国内事情に合致した規格の原案策定が開始され、2001年7月に **NDIS 2423:2001 TOFD 法によるきず高さ測定方法** が発行された。この規格原案は次の方針で作成された。適用範囲は、欠陥の高さ寸法測定方法とする。TOFD 法を欠陥検出に使っている事例も多数あるが、従来探傷法との整合性に関し十分なバックデータと調整が必要なので、今回は寸法測定に限定した。適用対象とする材質については **JIS Z 3060** などの関連規格と整合させ、フェライト系鋼とする。

以上の状況を踏まえて、TOFD 法については技量実証に触れずに、単に欠陥高さ寸法測定法として採用できるとした。

- f) **9.3.6 b) 放射線透過試験** 放射線透過試験の判定基準は、**ASME Sec. VIII Div. 3** の判定基準 1)~5) と **JIS B 8266** の判定基準 6) を併記し、使用者が選択できるようにした。使用者は、**1.2.1 b)** の使用者設計仕様書に、いずれにするかを明記する必要がある。
- g) **9.3.6 c) 1)** 同一平面上の複数個の平面きずの合体と合体した単一の平面きずの自由表面との相互作用の明確化に関して、**ASME Sec. XI 2021 年版, IWA-3300** で改正された内容を取り入れた。複数個の平面きずが合体した単一の平面きず(高さ $2d$ 、長さ l)を内部きずとするか、又は表面きずとするかの判定について、3個の平面きずが合体した場合を例にその判定

例を示す(解説図 9.3.1 を参照)。

- 1) 内部きず($S \geq 0.4 d$)と判定された「きず 3」の S_3/d_3 が最小値であるため、合体した単一の平面きずは、高さ $2a = 2d$ 、長さ l の内部きずとする。

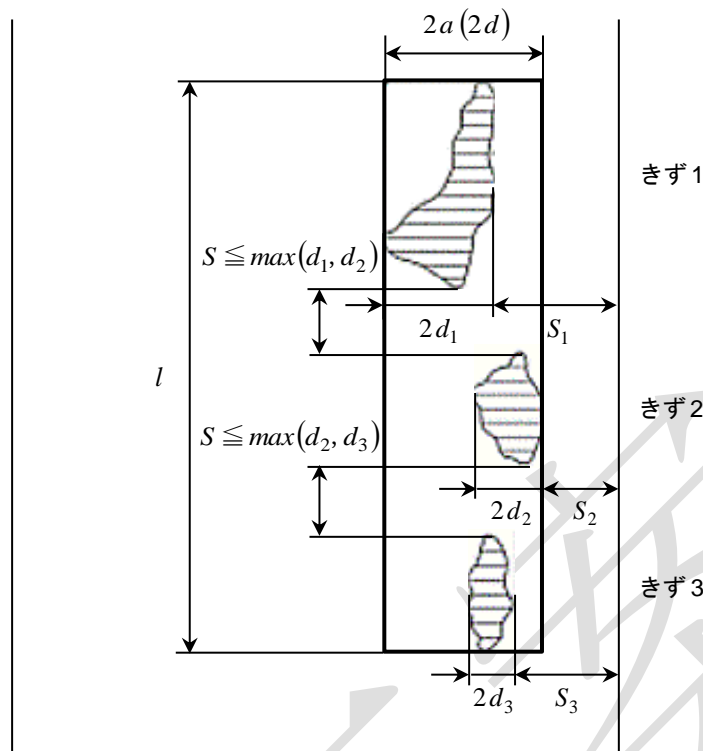
	きず 1 (内部きず)	きず 2 (内部きず)	きず 3 (内部きず)
S_i/d_i	0.8	0.6	0.4
d_i (mm)	15	5	10
S_i (mm)	12	3	4

- 2) 表面きず($S < 0.4 d$)と判定された「きず 2」の S_2/d_2 が最小値であるため、合体した単一の平面きずは、高さ $a = 2d + S_1$ 、長さ l の表面きずとする。ここで、きず高さに含める表面又はクラッドと母材境界からの距離は、最小値の S_1 を用いる。

	きず 1 (内部きず)	きず 2 (表面きず)	きず 3 (内部きず)
S_i/d_i	0.8	0.3	0.5
d_i (mm)	3	10	8
S_i (mm)	2.4	3	4

- 3) 表面きず($S < 0.4 d$)と判定された「きず 2」の S_2/d_2 が最小値であるため、合体した単一の平面きずは、高さ $a = 2d + S_3$ 、長さ l の表面きずとする。ここで、きず高さに含める表面又はクラッドと母材境界からの距離は、最小値の S_3 を用いる。

	きず 1 (内部きず)	きず 2 (表面きず)	きず 3 (内部きず)
S_i/d_i	0.8	0.3	0.5
d_i (mm)	10	20	7
S_i (mm)	8	6	3.5



参考図 9.3.1 3個の内部きずの例

単一指示模様を取扱いを示した図 9.3.2 において、表面近くの内部きずを表面きずとする判定基準は ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版では $S \leq d$ となっているが、ASME Sec. XI の判定基準(JSME S NA1 も同様) を採用して $S \leq 0.4d$ とした。Div. 3 では、内部きずを表面きずとする判定基準と許容きず寸法は ASME Code Case 2235 を採用しているが、複数きずを一つのきずと見做す隣接距離の判定基準は Code Case 2235 ではなく、Sec. XI を採用している。なお、Code Case 2235-9 において、判定基準の $S \leq d$ を $S \leq 0.4d$ に改正する提案がなされているが¹⁾、2018 年の Code Case 2235-14 においても反映されていない。

- h) 9.3.6 c) 2) 超音波探傷試験における許容きず寸法として、ASME Sec. VIII Div. 3 と同様に ASME Code Case 2235 を採用することも検討したが、HPIS C 106:2013(ASME Sec. VIII Div. 3 2010 年版も同様)ではより高い設計圧力まで許容できるようになったため、破壊力学解析により許容きず寸法を規定した^{2)・3)}。

HPIS C 106:2023 では、耐圧試験の上限圧力の改正に伴い、式(6.2.1)及び式(6.2.2)の円筒胴の設計圧力の計算式が改正されたため、許容きず寸法の見直しを行った。また、HPIS C 106:2013 では、許容きず寸法を求めるときの設計係数を 1.6(応力に 1.2, きず高さに 1.2, 破壊靱性値に 1.2 の部分設計係数を考慮し、全体としては $1.2 \times \sqrt{1.2} \times 1.2 = 1.577$)としたが、許容きず寸法がかなり小さくなるケースもあったため、内圧による厚さ方向の応力分布を詳細な 3 次多項式で近似することより応力に対する部分設計係数を 1.0 と低く抑え、設計係数を $1.3145(= 1.0 \times \sqrt{1.2} \times 1.2)$ に変更する見直しも行った。

閉止端円筒胴と $Y \leq 2.85$ の開放端円筒胴について、式(6.2.1)及び式(6.2.2)の設計圧力

P_D の計算式は、次式で示される。

$$P_D = \min(P_{dt}, P_{df}) \dots\dots\dots (a)$$

ここで、

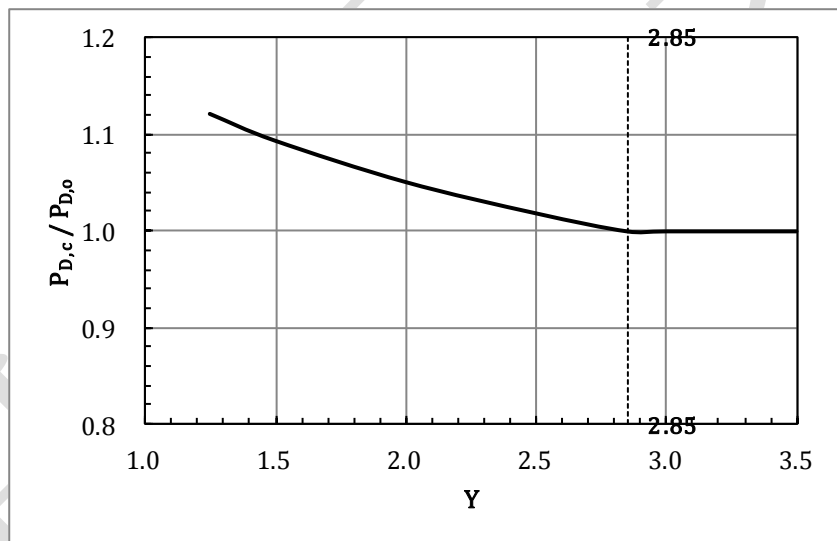
P_{dt} : 耐圧試験基準による圧力

P_{df} : 流動応力基準(閉止端円筒胴)又は Gangling の式($Y \leq 2.85$ の開放端円筒胴)による圧力

閉止端円筒胴(添え字 c)と開放端円筒胴(添え字 o)の圧力比 $P_{dt,c}/P_{dt,o}$ 及び $P_{df,c}/P_{df,o}$ を求めると次式になり、この関係を**解説図 9.3.2**に示す。これより、閉止端円筒胴の設計圧力の方が高くなるため、**式(6.2.2)**の閉止端円筒胴の設計圧力を用いて許容きず寸法の見直しを行った。

$$Y \leq 2.85 \text{ で, } \frac{P_{dt,c}}{P_{dt,o}} = \frac{P_{df,c}}{P_{df,o}} = \frac{1}{3.232} \frac{\ln(Y)}{Y^{0.268} - 1} \equiv \frac{P_{D,c}}{P_{D,o}} \dots\dots\dots (b)$$

$$Y > 2.85 \text{ で, } \frac{P_{D,c}}{P_{D,o}} = 1$$



解説図 9.3.2 閉止端円筒と開放端円筒の設計圧力比 $P_{D,c}/P_{D,o}$

破壊力学によるパラメータ解析は、次の条件で行った。

- 円筒の厚さ : $t = 12.7, 25.4, 63.5, 101.6, 203.2, 304.8, 406.4$ mm
- 内外径比 : $Y = D_o/D_i = 1.2, 1.5, 2.0, 2.5$
- アスペクト比 : $a/l = 0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5$ (a : きず高さ, l : きず長さ)
- 材料 (4 鋼種) :
 SA-543M Type B Cl.2 ($S_y = 690, S_u = 795$ MPa) 溶接可能材料の上限強度
 SA-533M Type D Cl.3 ($S_y = 570, S_u = 690$ MPa)

SA-336M Gr.F22V ($S_y = 415, S_u = 585$ MPa)

SA-516M Gr.70 ($S_y = 260, S_u = 485$ MPa)

・溶接残留応力 : ASME Code Case 2235 の根拠論文⁴⁾より,

溶接後熱処理を行う場合は, $\sigma_r = 0.15 S_y$

溶接後熱処理を行わない場合は, $\sigma_r = S_y$

1) 表面きずの許容きず寸法 許容きず寸法は, 次の 1.1)~1.4) の手順により求めた。

1.1) 構造不連続部から十分離れた円筒の内面で軸方向の半楕円表面きずを想定し, 附属書 J の式(16) の設計圧力による周方向応力の他に, 溶接残留応力を膜応力として考慮し, 式(c)により周方向応力を求める。

$$\sigma_t = \frac{P(1+Z^2)}{Y^2-1} + \sigma_r \quad \text{ここで, } Z = \frac{D_o}{D} \dots\dots\dots (c)$$

1.2) 円筒の厚さ, 内外径比, きずのアスペクト比をパラメータとして, 附属書 C の 4.1 により, 内表面からきず高さの位置までの式(c)による周方向応力 σ_t を 3 次多項式で近似し, 応力拡大係数 K_{IA} を算出する。

1.3) 附属書 C の 6 a) により, 高強度~低強度の 4 鋼種について, シャルピー衝撃吸収エネルギーを用いて平面ひずみ破壊靱性値 K_{IC} を推定する。ここで, 実際の材料のシャルピー衝撃吸収エネルギーは, 解説表 9.3.1 に示す例より, 表 5.2.2 の必要最小 CVN 衝撃値よりも十分に高い値と予想されるため, シャルピー衝撃吸収エネルギーは, 表 5.2.2 の最小値ではなく, 横方向の 3 個の試験片の平均値(41 J)を用いた。

解説表 9.3.1 シャルピー衝撃吸収エネルギーの実測値と要求値の比較

材料		S_y (MPa)	S_u (MPa)	シャルピー衝撃吸収エネルギー(J)		
				温度(°C)	実測値	表 5.2.2
SA-723M Gr.2 Cl.2A	最大値	983	1,087	4.5/21	165	-
	最小値	921	1,046		108	33
	平均値	951	1,069		127	41
	規定値	895	1,000	材料: 4 種, 試験片: 45 本 (2 mm V)		
SA-723M Gr.3 Cl.2A	最大値	1,030	1,150	4.5/-15/-20	116	-
	最小値	964	1,079		61	33
	平均値	1,004	1,115		83	41
	規定値	895	1,000	材料: 3 種, 試験片: 48 本 (2 mm V)		

1.4) 円筒の厚さ, 内外径比, きずのアスペクト比, 鋼種をパラメータとして, $K_{IA} = K_{IC}/1.3145$ となる軸方向表面きずのきず高さ a ときず長さ l を求め, これを表面きずの許容きず寸法とする。ここで, 1.3145 は設計係数である。ASME Code Case 2235 の根拠論文⁴⁾では, ASME Sec. VIII Div. 2 の許容膜応力に対する破壊力学解析で,

設計係数を 1.8(応力に 1.4, きず高さに 1.2, 破壊靱性値に 1.2 の部分設計係数を考慮し, 全体としては $1.4 \times \sqrt{1.2} \times 1.2 = 1.84$) として許容きず寸法を設定しているが, この規格では, 設計圧力による厚さ方向の応力分布を考慮した詳細な解析を行っているため, 設計係数は 1.3145 と低い値とした。

溶接後熱処理を行う場合について, 4 鋼種に対して求めた厚さ t と許容きず寸法 a/t の関係を, ASME Sec. VIII Code Case 2235-14 の許容きず寸法と比較して, 解説図 9.3.3~解説図 9.3.6 に示す。許容きず寸法 a/t は, ほぼ厚さ t に反比例する曲線で回帰が可能であり, アスペクト比 a/l が大きくなると a/t も大きくなり, 内外径比 Y が大きくなると a/t は小さくなる。なお, 解析結果では, ASME Sec. VIII Code Case 2235-14 の許容きず寸法と比較して, より大きなきず寸法が許容できる場合もあるが, 上限値として, ASME Sec. VIII Code Case 2235-14 の許容きず寸法を設定した。

表 9.3.3, 表 9.3.6, 表 9.3.9 及び表 9.3.12 に示した厚さが $25 \text{ mm} \leq t \leq 300 \text{ mm}$ における許容きず寸法 a/t の式は, 解説図 9.3.3~解説図 9.3.6 に示した回帰曲線の係数を, 曲線が計算点の下側になるように, 保守的に補正を行った。

表 9.3.4, 表 9.3.7, 表 9.3.10 及び表 9.3.13 に示した厚さが $t > 300 \text{ mm}$ における許容きず高さ a は, $t > 304.8 \text{ mm}$ では a がほぼ一定値となるため, $t = 304.8 \text{ mm}$ として許容きず寸法 a/t の式から求めた値を設定した。

また, 材料の強度が高くなると許容きず寸法は小さくなるため, 4 鋼種の間中に位置する材料の許容きず寸法は, 強度が高い方の材料の許容きず寸法を適用するようにした。

許容きず高さ a が 1 mm 未満になる場合や, 材料の強度又は内外径比が規定範囲外の場合には, 別途, 製作者が許容きず寸法を算出できるとし, その手順を 9.3.6 c) 2.3) に示した。

溶接後熱処理を行わない場合には, 溶接後熱処理の必要がない厚さが,

- ・ SA-516M Gr.70 は, 1.25 in(31.75 mm)以下
- ・ 他の材料(ただし, SA-543M Type B Cl.2 は厚さの規定なし)は, 3/8 in(9.5 mm)以下であるため, 厚さ 12.7 mm~31.75 mm の範囲で, SA-516M Gr.70 と SA-543M Type B Cl.2 を対象として, $K_{IA} = K_{IC}/1.3145$ となる軸方向表面きずのきず高さ a ときず長さ l を求めた。

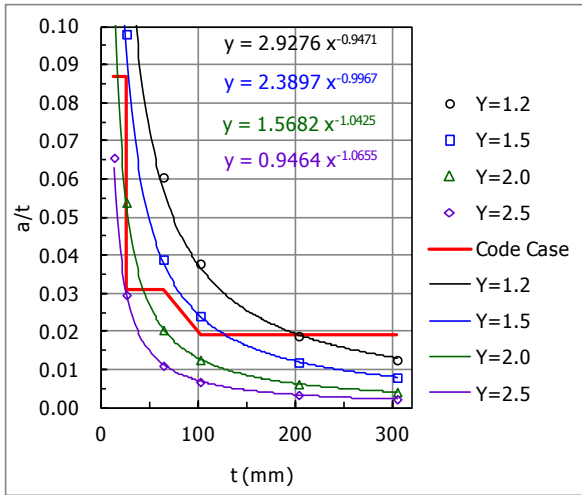
2 鋼種について求めた厚さ t と許容きず寸法 a/t の関係を, ASME Sec. VIII Code Case 2235-14 の許容きず寸法と比較して, 解説図 9.3.7 と解説図 9.3.8 に示す。溶接後熱処理を行う場合と同様に, 許容きず寸法 a/t は, ほぼ厚さ t に反比例する曲線で回帰が可能である。ここで, 高強度の SA-543M Type B Cl.2 では, 許容きず高さ a が 1 mm 程度又は未満になるため, SA-516M Gr.70 の $S_y = 260 \text{ MPa}$ 以下の強度についてのみ許容きず寸法を設定した。

解析結果では, ASME Sec. VIII Code Case 2235-14 の許容きず寸法と比較して, より大きなきず寸法が許容できる場合もあるが, 上限値として ASME Sec. VIII Code Case 2235-14 の許容きず寸法を設定した。

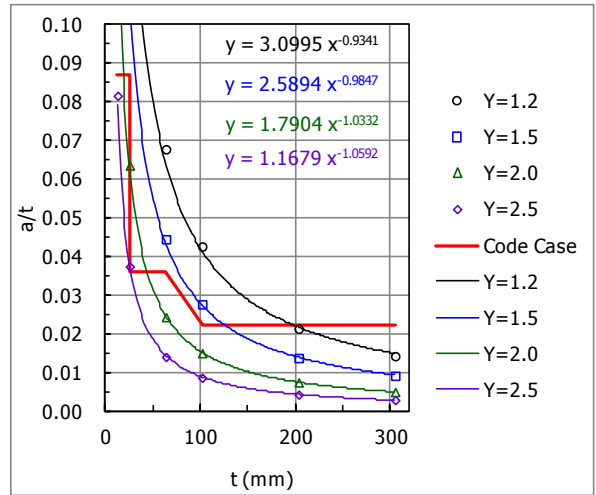
表 9.3.26 の許容きず寸法 a/t の式は、保守的になるように回帰曲線の係数を補正した。なお、許容きず高さ a が 1 mm 未満となる場合や、より高強度の材料又は内外径比が規定範囲外の場合には、別途、製作者が許容きず寸法を算出してもよいとした。

注記 許容きず寸法の解析では、円筒の厚さ t を 12.7 mm(1/2 inch), 25.4 mm(1 inch), 304.8 mm(12 inch) などとしたが、許容きず寸法を示した**表 9.3.2**~**表 9.3.27** では、それぞれ数値を丸めて 13 mm, 25 mm, 300 mm と表記した。

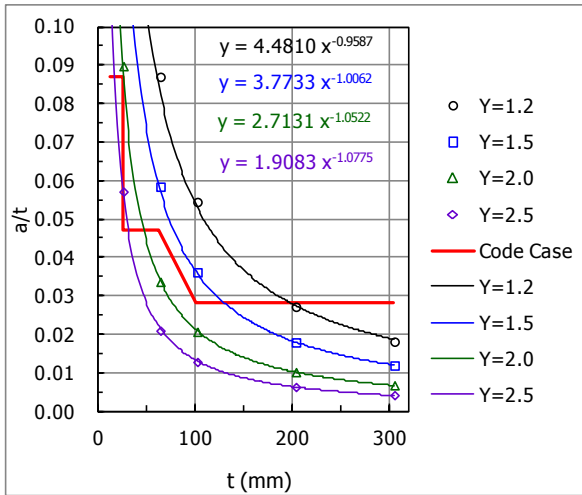




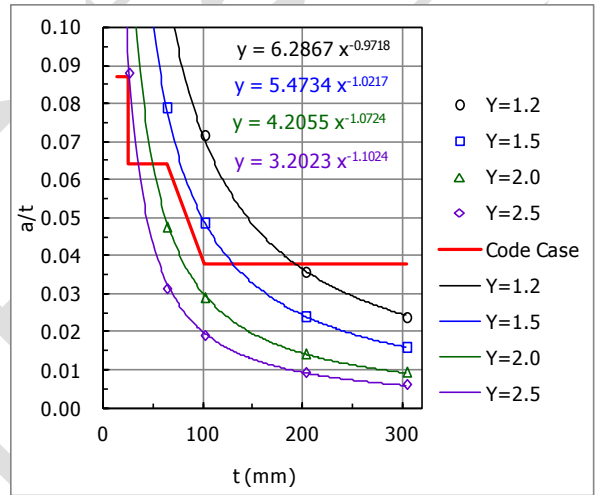
(a) $a/l = 0.0$



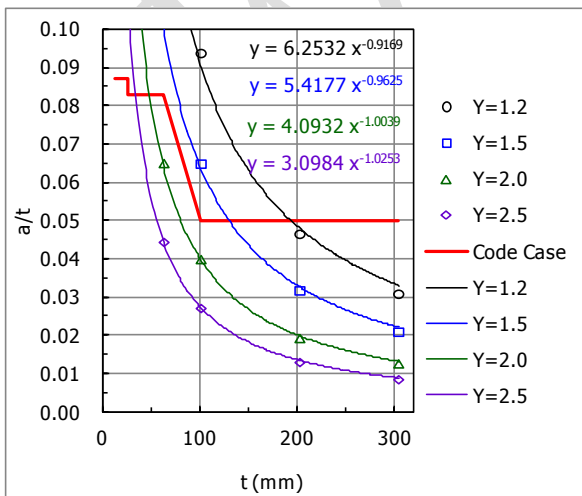
(b) $a/l = 0.1$



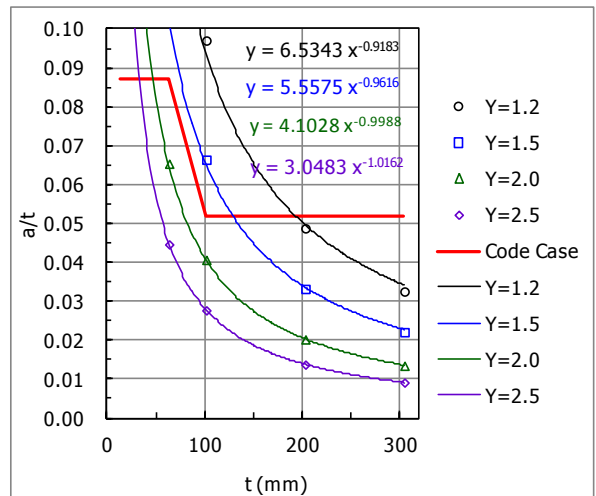
(c) $a/l = 0.2$



(d) $a/l = 0.3$

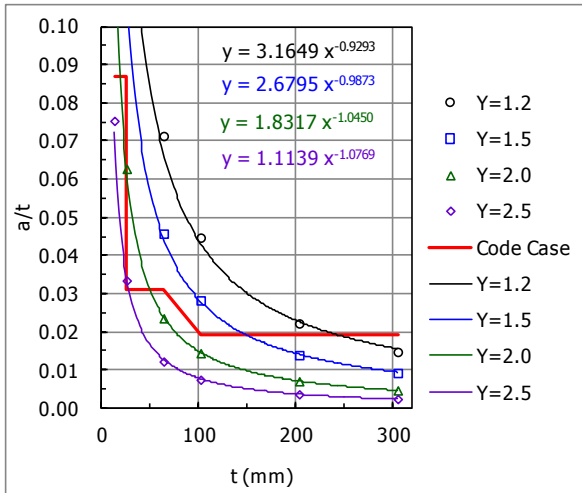


(e) $a/l = 0.4$

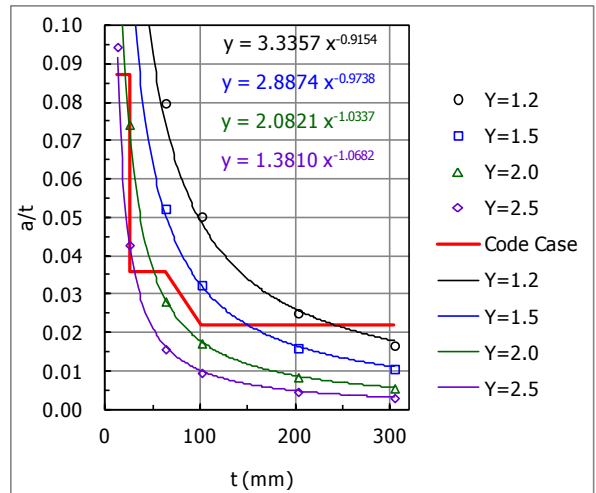


(f) $a/l = 0.5$

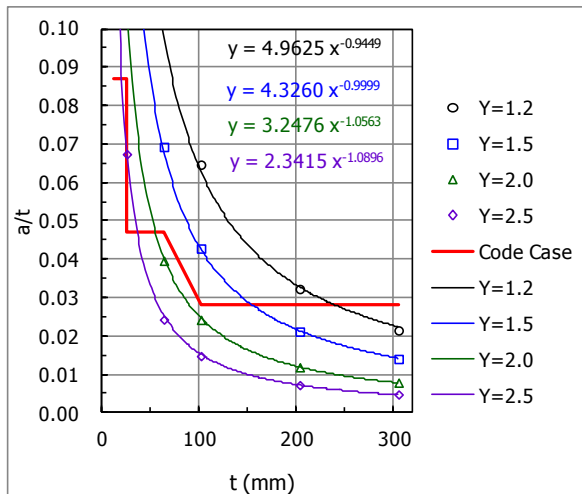
解説図 9.3.3 表面きずの許容きず寸法 a/t (SA-543M Type B Cl. 2, 溶接後熱処理あり)



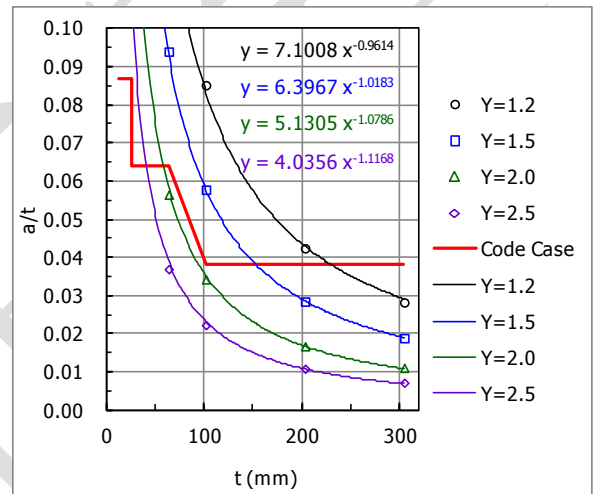
(a) $a/l = 0.0$



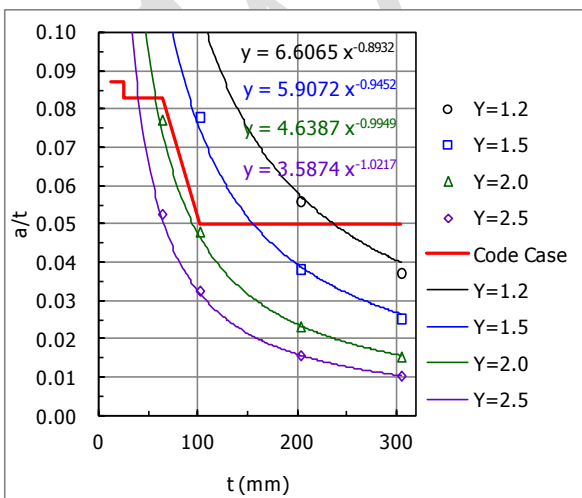
(b) $a/l = 0.1$



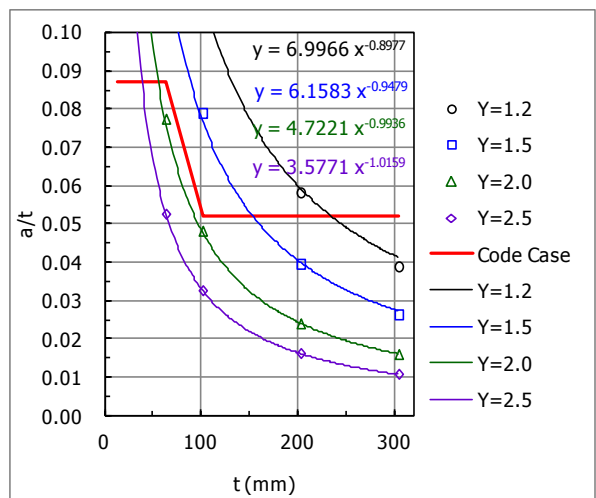
(c) $a/l = 0.2$



(d) $a/l = 0.3$

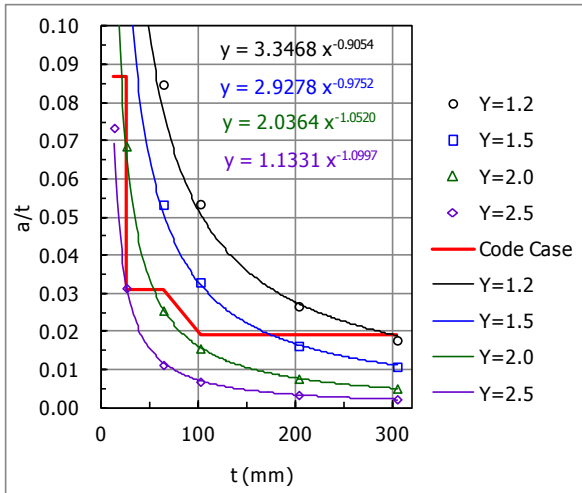


(e) $a/l = 0.4$

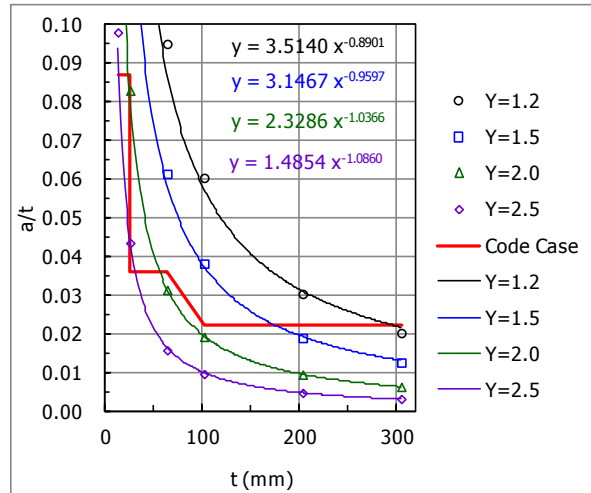


(f) $a/l = 0.5$

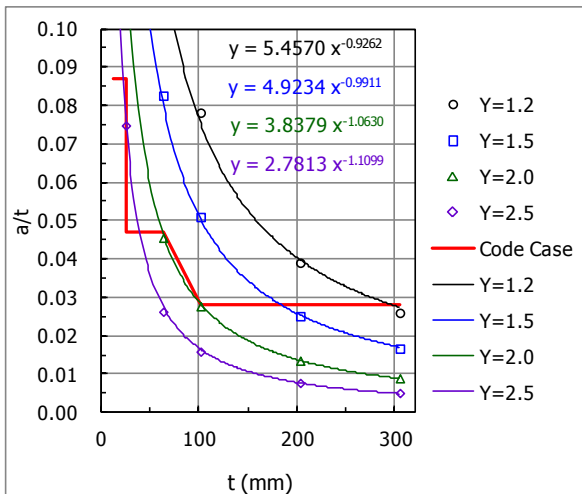
解説図 9.3.4 表面きずの許容きず寸法 a/t (SA-533M Type D Cl. 3, 溶接後熱処理あり)



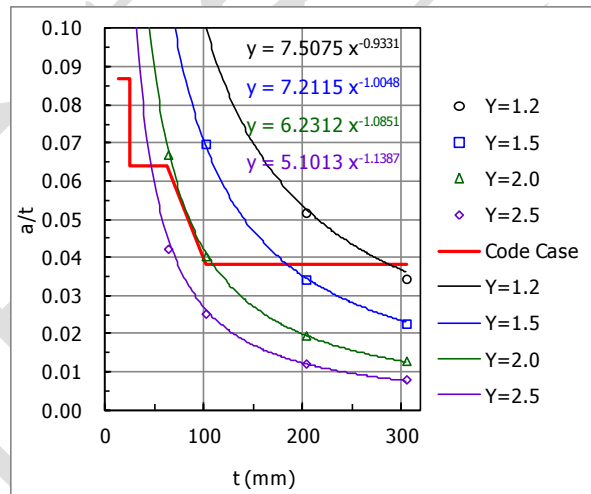
(a) $a/l = 0.0$



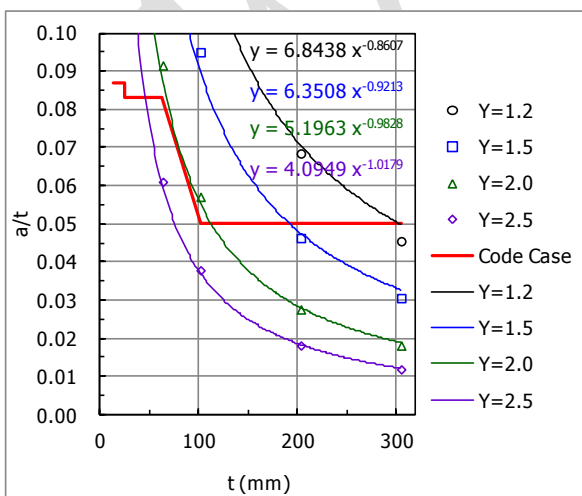
(b) $a/l = 0.1$



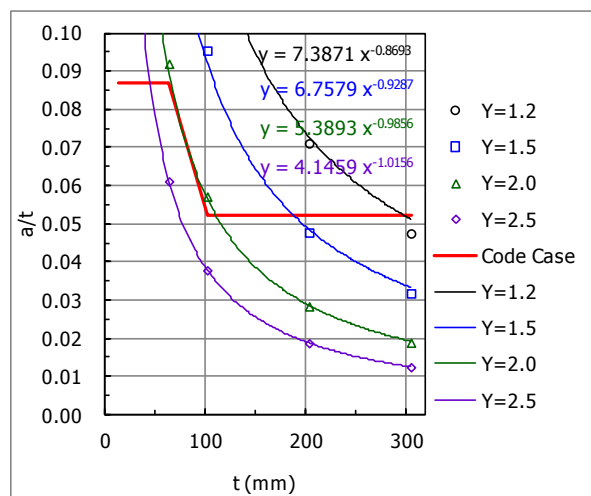
(c) $a/l = 0.2$



(d) $a/l = 0.3$

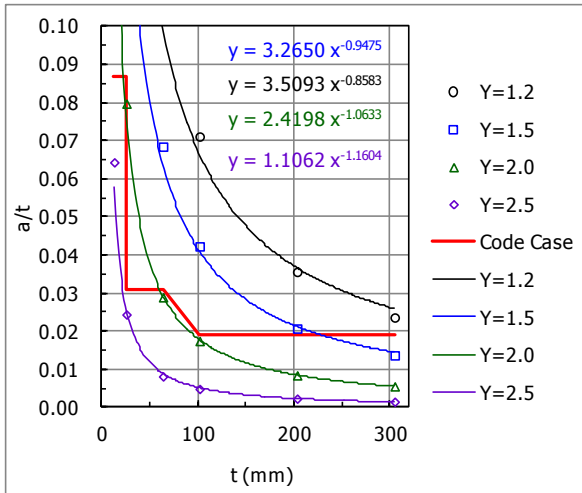


(e) $a/l = 0.4$

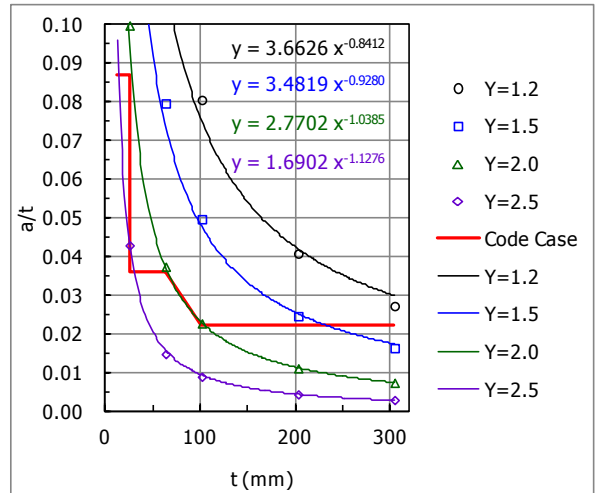


(f) $a/l = 0.5$

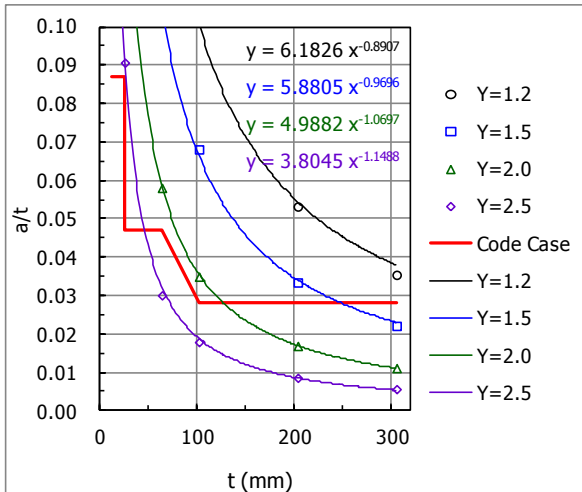
解説図 9.3.5 表面きずの許容きず寸法 a/t (SA-336M Gr.F22V, 溶接後熱処理あり)



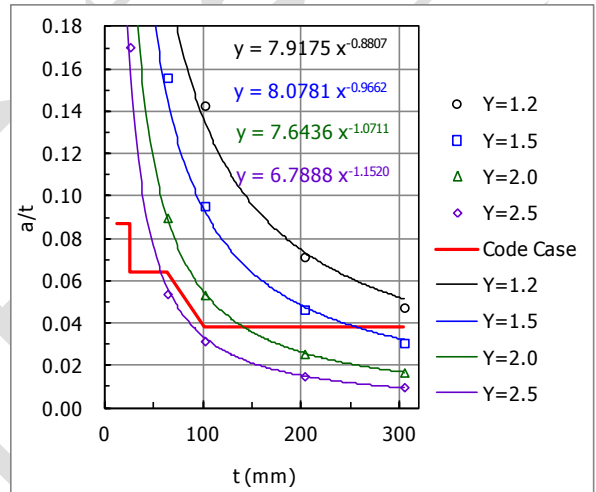
(a) $a/l = 0.0$



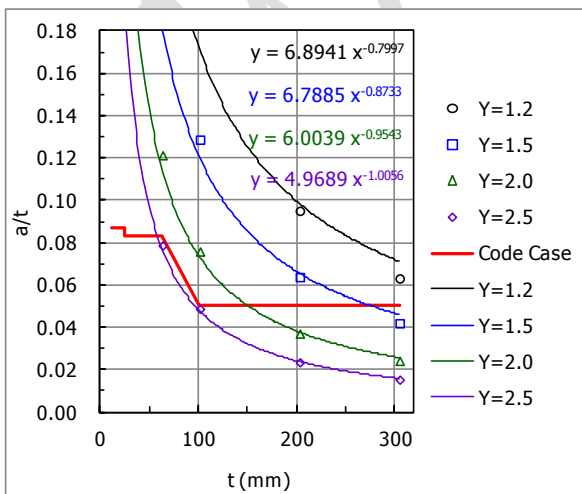
(b) $a/l = 0.1$



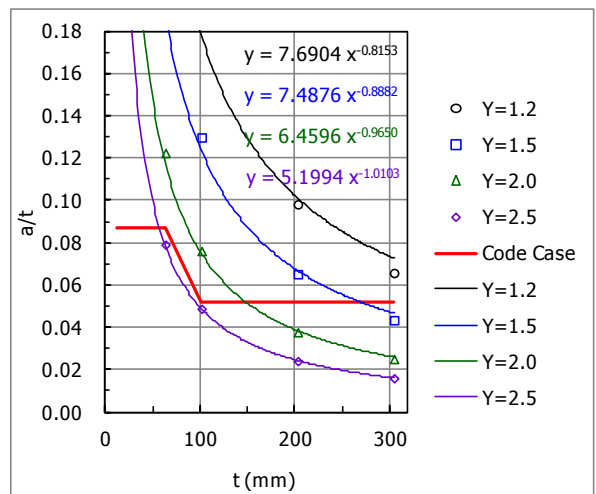
(c) $a/l = 0.2$



(d) $a/l = 0.3$

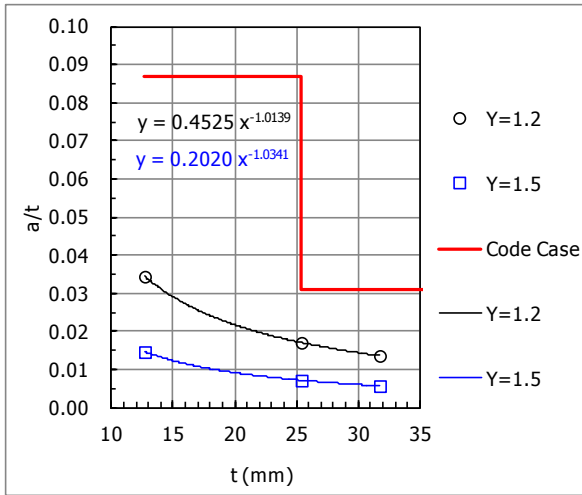


(e) $a/l = 0.4$

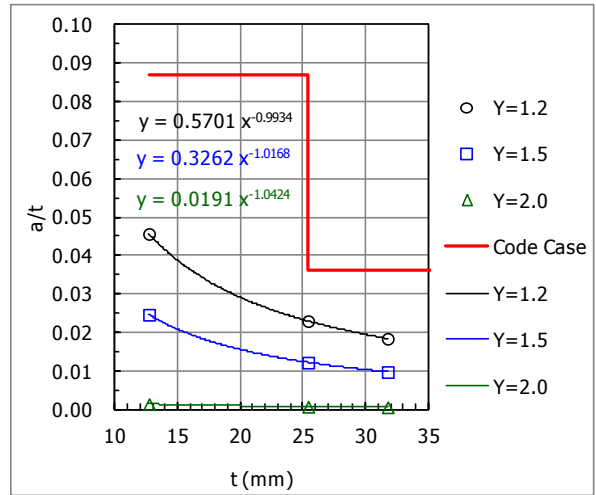


(f) $a/l = 0.5$

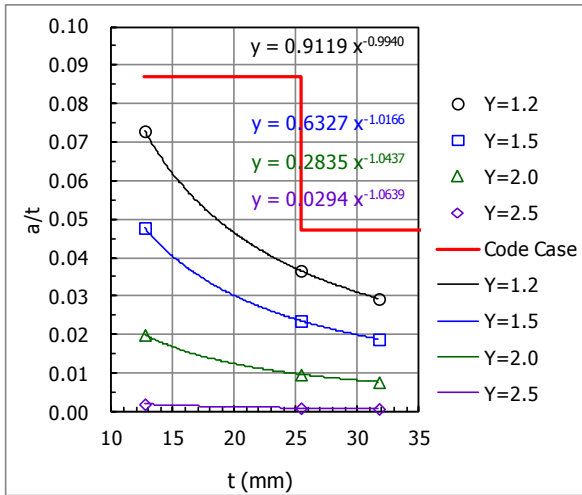
解説図 9.3.6 表面きずの許容きず寸法 a/t (SA-516M Gr. 70, 溶接後熱処理あり)



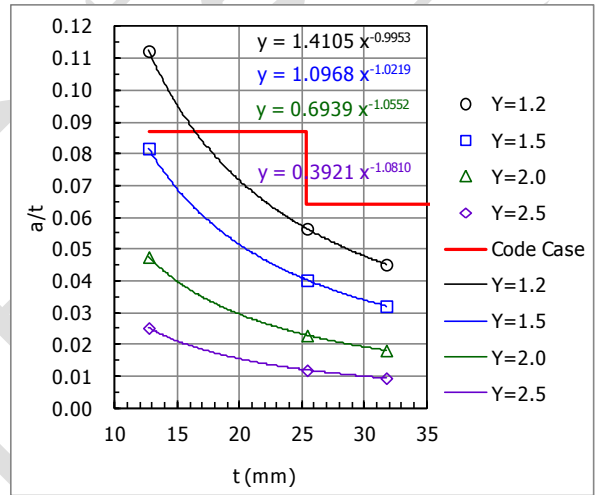
(a) $a/l = 0.0$



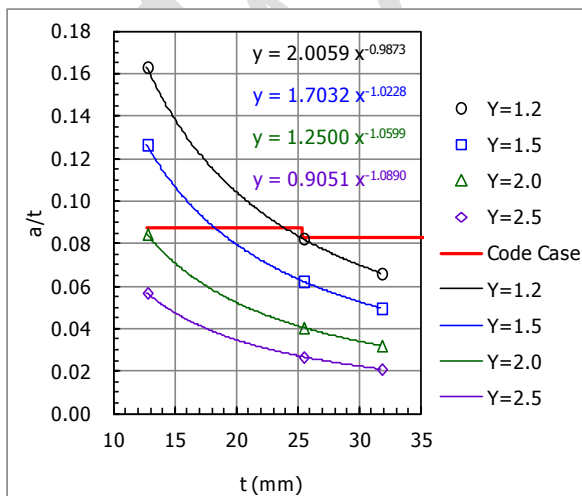
(b) $a/l = 0.1$



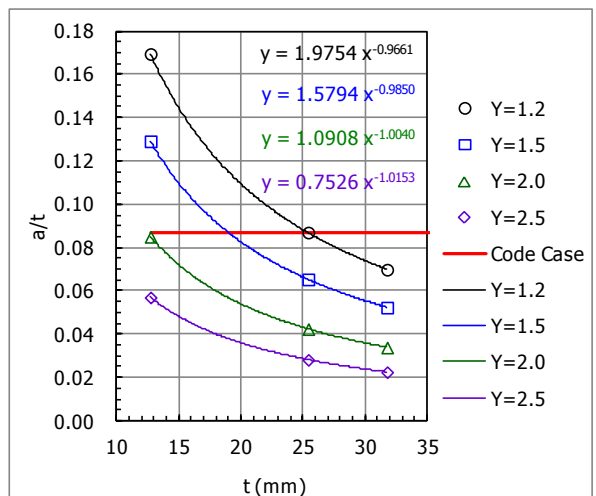
(c) $a/l = 0.2$



(d) $a/l = 0.3$

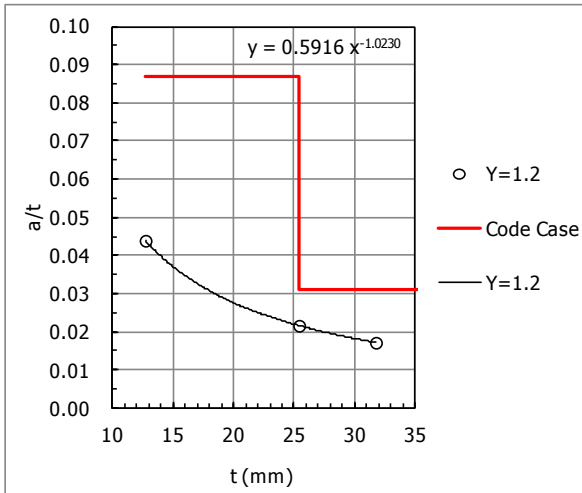


(e) $a/l = 0.4$

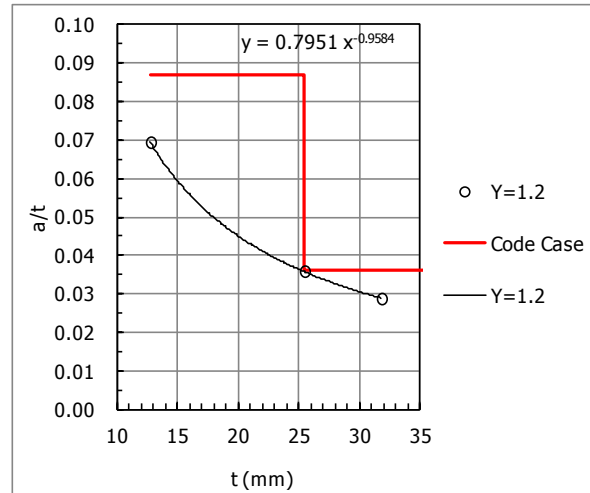


(f) $a/l = 0.5$

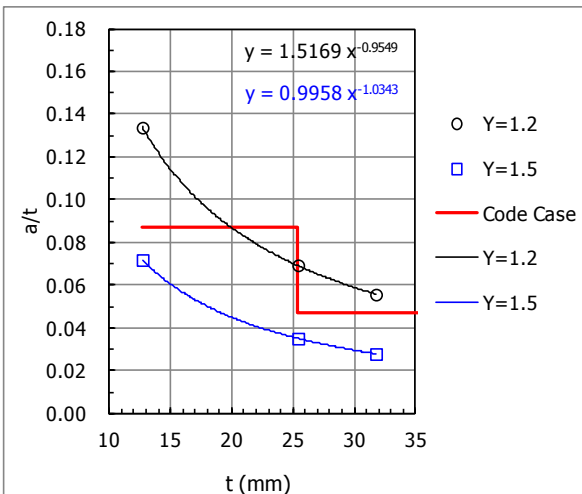
解説図 9.3.7 表面きずの許容きず寸法 a/t (SA-543M Type B Cl.2, 溶接後熱処理なし)



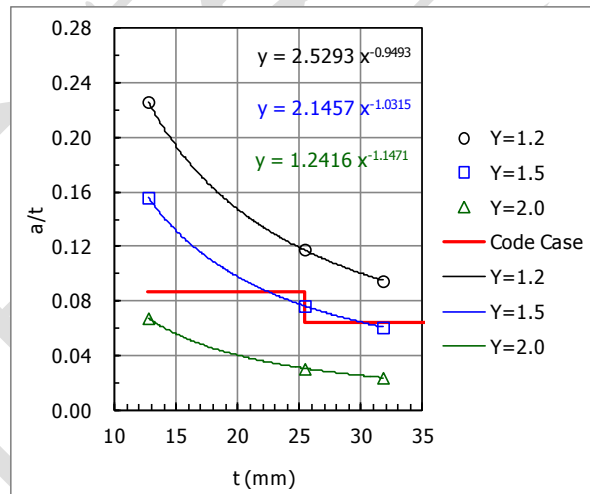
(a) $a/l = 0.0$



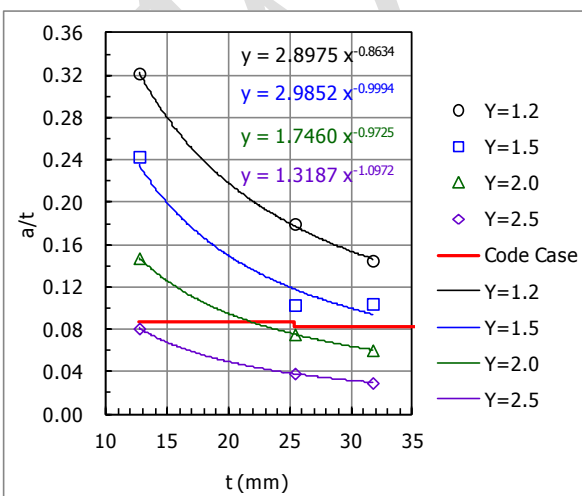
(b) $a/l = 0.1$



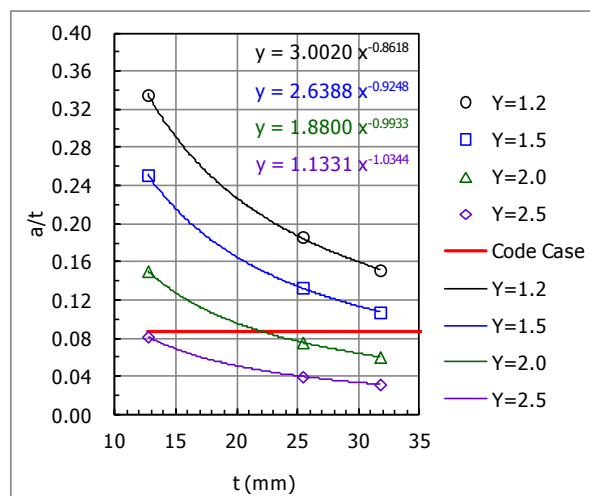
(c) $a/l = 0.2$



(d) $a/l = 0.3$



(e) $a/l = 0.4$



(f) $a/l = 0.5$

解説図 9.3.8 表面きずの許容きず寸法 a/t (SA-516M Gr. 70, 溶接後熱処理なし)

2) **内部きずの許容きず寸法** ASME Sec. VIII Div. 3 には、内部きずに対する応力拡大係数の計算式が規定されていないため、API 579-1/ASME FFS-1 2016 Fitness-For-Service の C. 3. 8(膜応力と曲げ応力に分けて計算)及び C. 3. 9(4 次式で近似した応力分布に対して計算)により $K_{IA} = K_{IC}/1.3145$ となる軸方向内部きずの高さ $2a$ と長さ l を求めたが、計算式の適用制限を満足しないケースが多々あり、設定が困難であった。

そこで、ASME Sec. XI などと同様、表面きずの許容きず寸法から内部きずの許容きず寸法を設定する方法を採用し、次のように平板中の偏心亀裂と縁亀裂を対比することにより、設定式を導いた。

解説図 9.3.9 を参照して、膜応力 σ を受ける有限板幅 t (厚さ)中の長さ $2a_{2e}$ の偏心亀裂 ($a_{2e}/l = 0$)の応力拡大係数は、式 (d) で表される⁵⁾。

$$K_{I,2e} = F(\alpha, \beta) \sigma \sqrt{\pi a_{2e}} \dots\dots\dots (d)$$

ここで、 $0 < \alpha \left(= \frac{2 a_{2e}}{t - 2e} \right) < 1, 0 \leq \beta \left(= \frac{2e}{t} \right) \leq 1$

表面に近い A 点の補正係数は、式 (e) で近似する。

$$F(\alpha, \beta) = \left\{ \sec \left(\frac{\pi \alpha}{2} \right) \frac{\sin(2 \alpha \beta)}{2 \alpha \beta} \right\}^{0.5} \dots\dots\dots (e)$$

一方、膜応力 σ を受ける有限板幅 t 中の長さ a_{2s} の縁亀裂 ($a_{2s}/l = 0$)の応力拡大係数は、式 (f) で表される⁶⁾。ただし、許容きず寸法は小さいため、 $a_{2s}/t \cong 0$ と近似する。

$$K_{I,2s} = f(a_{2s}/t) \sigma \sqrt{\pi a_{2s}} \cong 1.12 \sigma \sqrt{\pi a_{2s}} \dots\dots\dots (f)$$

偏心亀裂と縁亀裂の応力拡大係数が等しくなる亀裂長さの比は、式 (d) と式 (f) で $K_{I,2e} = K_{I,2s}$ と置くことにより、式 (g) となる。この関係式を、解説図 9.3.10 に示す。

$$\frac{a_{2e}}{a_{2s}} = \left\{ \frac{1.12}{F(\alpha, \beta)} \right\}^2 = \frac{1.12^2 (2 \alpha \beta) \cos \left(\frac{\pi \alpha}{2} \right)}{\sin(2 \alpha \beta)} \dots\dots\dots (g)$$

内面に最も近い偏心亀裂 ($S = 0.4 a_{2e}$) の場合には、 $\alpha = 0.7143$ となり、 $\beta = 0$ で $a_{2e}/a_{2s} \cong 0.5443$ 、 $\beta = 1$ で $a_{2e}/a_{2s} = 0.7855$ となる。また、板幅中央の偏心亀裂の場合には、許容きず寸法は小さく、 $\alpha = 2 a_{2e}/t \cong 0$ と近似することができるため、 β の値によらず、 $a_{2e}/a_{2s} \cong 1.12^2$ となる。

解説図 9.3.10 より、 $\beta = 0$ の方が a_{2e}/a_{2s} は小さな値となるため、式 (g) で $\beta = 0$ と置いた式 (h) の関係式を用いる。

$$\frac{a_{2e}}{a_{2s}} \cong 1.12^2 \cos \left(\frac{\pi \alpha}{2} \right) \dots\dots\dots (h)$$

ここで、 $\alpha = \frac{2 a_{2e}}{t - 2e}$

すなわち、式 (i) により、内部きずの厚さ方向の位置を考慮して、表面きずの許容きず

高さ a_s から内部きずの許容きず高さ a_e を求める。

$$a_e = 1.12^2 \cos\left(\frac{\pi a_e}{t - 2e}\right) a_s = 1.12^2 \cos\left\{\frac{\pi}{2(1 + Y_a)}\right\} a_s \dots\dots\dots (i)$$

ここで, $Y_a = \frac{s}{a_e} (\geq 0.4)$

解説図 9.3.11 に, 式(i)の関係式を, JSME S NA1-2002 で表面欠陥の評価不要欠陥寸法から内部欠陥の評価不要欠陥寸法を設定する時に用いられた式(j)と比較して示す。

$$0.4 \leq Y_a \leq 1 \text{ のとき, } a_e = \frac{1}{2.4 \times 0.4} Y_a a_s = 1.0417 Y_a a_s \dots\dots\dots (j)$$

$$Y_a > 1 \text{ のとき, } a_e = 1.0417 a_s$$

ASME Code Case 2235-14 における内部きずと表面きずの許容きず寸法の比を, 解説表 9.3.2 に示す。

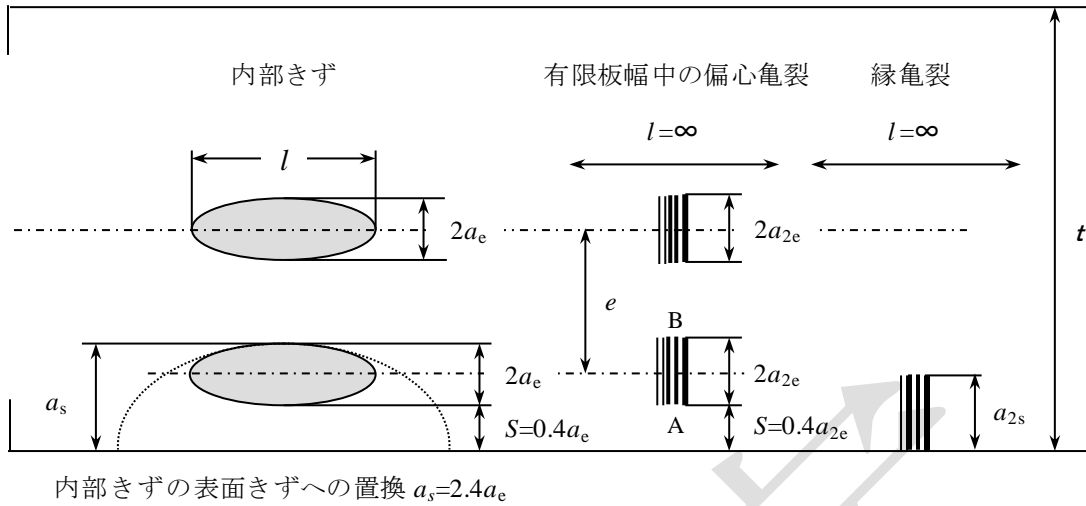
式(i)は, 偏心亀裂と縁亀裂の応力拡大係数を対比することにより, 表面きずと内部きずの高さの関係式を正確に導いた式である。JSME S NA1-2002 の設定式と比較してその妥当性が確認できたため, この規格では式(i)を採用した。なお, この関係式は, きずのアスペクト比 a/l によらず, 一定とした。

表 9.3.14~表 9.3.25(溶接後熱処理あり)と表 9.3.27(溶接後熱処理なし)の内部きずの許容きず寸法は, それぞれ表 9.3.2~表 9.3.13(溶接後熱処理あり)と表 9.3.26(溶接後熱処理なし)の表面きずの許容きず寸法に対して, 式(i)を適用して求めた。また, 許容きず寸法の上限值は, ASME Code Case 2235-14 の表面きずの許容きず寸法に式(i)を適用して求めた。

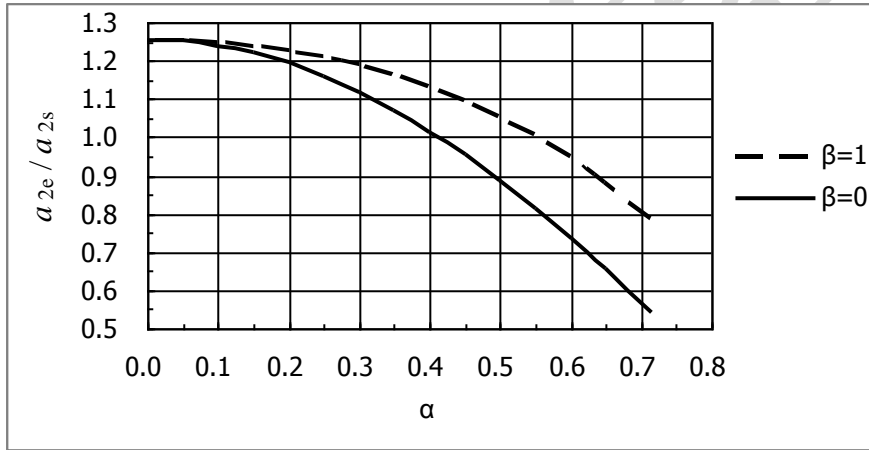
解説表 9.3.2 Code Case 2235-14 における内部きずと表面きずの許容きず高さ比

$13 \text{ mm} \leq t < 25 \text{ mm}$					
$(a_e/t)/(a_s/t) = 0.143/0.087 = 1.644$					
$25 \text{ mm} \leq t \leq 64 \text{ mm}$		$100 \text{ mm} \leq t \leq 300 \text{ mm}$		$t > 300 \text{ mm}$	
a/l	$(a_e/t)/(a_s/t)$	a/l	$(a_e/t)/(a_s/t)$	a/l	$a_e \text{ mm}/a_s \text{ mm}$
0.0	0.034 / 0.031=1.097	0.0	0.020 / 0.019=1.053	0.0	6.10 / 5.79=1.054
0.1	0.043 / 0.036=1.194	0.1	0.025 / 0.022=1.136	0.1	7.62 / 6.71=1.136
0.2	0.066 / 0.047=1.404	0.2	0.034 / 0.028=1.214	0.2	10.4 / 8.53=1.219
0.3	0.090 / 0.064=1.406	0.3	0.047 / 0.038=1.237	0.3	14.3 / 11.6=1.233
0.4	0.116 / 0.083=1.398	0.4	0.061 / 0.050=1.220	0.4	18.6 / 15.2=1.224
0.5	0.143 / 0.087=1.644	0.5	0.076 / 0.052=1.462	0.5	23.2 / 15.8=1.468

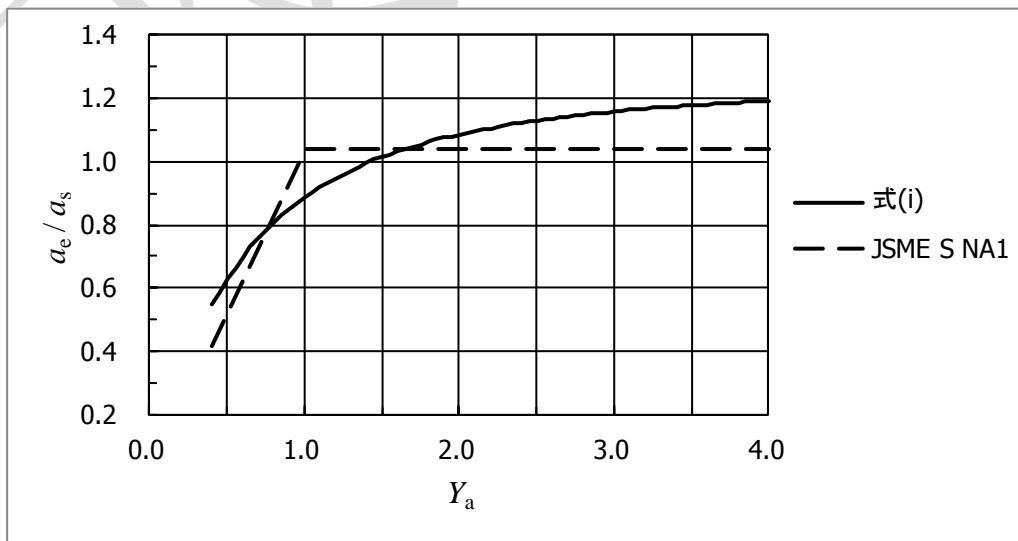
注記 内部きずの許容きず高さは, 厚さ方向の位置によらず一定値である。



解説図 9.3.9 有限板幅中の偏心亀裂と縁亀裂



解説図 9.3.10 偏心亀裂と縁亀裂の亀裂長さ比(式(g))



解説図 9.3.11 内部きずと表面きずのきず高さ比(式(i), JSME S NA1-2002)

参考文献

- 1) Kunio Hasegawa, “Code Case 2235-9 Code Change on Proximity and Combination Rules for Section I; Section VIII, Division 1 and 2; and Section XI”, ASME Code Meeting, Atlanta, February (2010)
 - 2) S. Terada and T. Yoshida, “Proposal of Revised Flaw Acceptance Criteria for Ultrasonic Examination of Welds Section VIII Division 3 (Part 1)”, ASME PVP2012-78039, (2012)
 - 3) S. Terada and T. Yoshida, “Proposal of Revised Flaw Acceptance Criteria for Ultrasonic Examination of Welds Section VIII Division 3 (Part 2)”, ASME PVP2012-78884, (2012)
 - 4) Rana, M. D., Hedden, O., Cowfer, D. and Boyce, R., “Technical Basis for ASME Section VIII Code Case 2235 on Ultrasonic Examination of Welds in Lieu of Radiography”, Transaction of the ASME, Vol.123, (2001)
 - 5) H. Terada and M. Isida, “Analysis of Stress Intensity Factors for Eccentric Cracks”, NAL, Technical Report, TR-436, (1975)
 - 6) 例えば, 岡村弘之, 破壊力学と材料強度講座 1 線形破壊力学入門, 培風館, (1977)
- i) **9.4.1 耐圧試験後の表面試験** この規格の特徴である設計者が高強度材の性能を主要耐圧部に最大限利用できるようにするため, 及びこの規格に従う全ての容器は疲労解析を要求されるため, 最終試験である耐圧試験後において, **9.2** で許容される表面欠陥以外に表面欠陥が存在しないことを確認することは非常に重要なことである。

10 試験

- a) **10.1 試験一般** ASME Sec. VIII Div. 3, KT-1 の規定と本質的には同じであるが, **7.4** の溶接部の熱処理規定として ASME Sec. VIII Div. 2 **2021 年版** を全面的に取り入れたため, これと関連して, **10.1.2 c)** 試験材の熱処理手順, **d)** クロムモリブデン鋼の熱処理に対する追加規定及び **e)** 試験材に対する要求の例外事項の **2)** と **3)** として, ASME Sec. VIII Div. 2 **2021 年版** の規定を追加した。**図 10.1.1** のクロムモリブデン鋼の試験片に対する熱処理条件には具体的な最高温度の値が示されていないが, これは次の理由による。
- 製作者は, 通常, 最低温度を全ての容器位置で満足するように, 溶接後熱処理の温度設定を行う。最高温度を高くすると引張強さの規定を満足しなくなるため, 温度には上限があり, 余り高くすることは不可能である。**図 10.1.1** に示すように, 試験片に与える熱処理条件で温度が高く, 保持時間が長い条件(熱処理条件 A)と温度が低く, 保持時間が短い条件(熱処理条件 B)の両方の熱処理を与えた試験板から採取した引張試験片とシャルピー衝撃試験片の両方が仕様値を満足する必要がある。例えば, 溶接後熱処理の規定最低温度を 690°C として, 焼鈍炉内の温度を, バラツキを考慮して $690 \pm 14^{\circ}\text{C}$ に設定すれば, 熱処理条件 A の温度は $(690+14)_{\text{max}} - 14^{\circ}\text{C}$, 熱処理条件 B の温度は $(690-14)_{\text{min}} + 14^{\circ}\text{C}$ となり, ともに 690°C の規定値を満足する。
- b) **10.2 溶接された容器の衝撃試験** ASME Sec. VIII Div. 3, KT-2 の規定と本質的には同じで

あるが、同規格で参照している **ASME Sec. IX** については、**JIS B 8285** を参照するようにした。

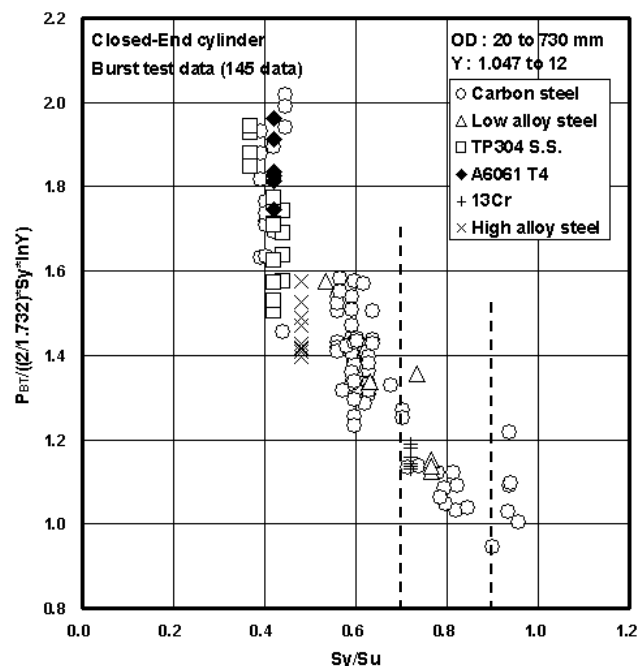
また、**10.2.4** の製作用試験板の衝撃試験では、日本から **ASME Sec. VIII Div. 3, KT-230** の改正提案(製作用試験板と溶接継手分類 A~E の関連性の明確化)を行い、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**で改正され、この内容も反映した。

- c) **10.3 耐圧試験** 耐圧試験の上限圧力を計算する式に係数 K_{ut} を設定している¹⁾。耐圧試験上限圧力は Nadai の全断面降伏圧力に設計係数が $0.866 (=1.732/2)$ となっているが、これは**解説図 10.3.1**に示すように $S_y/S_u > 0.9$ の材料に対しては適切であるが、 $S_y/S_u < 0.7$ の材料に対しては保守的過ぎる。

$S_y/S_u < 0.7$ の設計係数を **ASME Sec. VIII Div. 2** と同じ 0.95 としても問題がないことを**解説図 10.3.2**に示す破裂試験結果との比較で確認されたため、 $0.7 < S_y/S_u < 0.9$ の場合には S_y/S_u に応じて設計係数が 0.95 から 0.866 に変化するようにしている。(解説図 10.3.3 を参照)

参考文献

- 1) Susumu Terada, “Proposal of New Upper Limit of Hydrostatic Test Pressure in KT-3 of ASME Section VIII Division 3”, ASME PVP2018-84271, (2018)



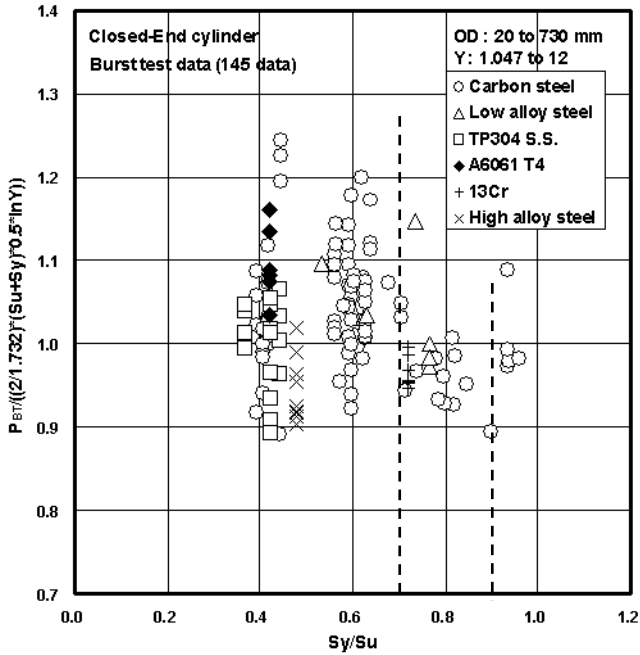
P_{BT} : 破裂試験圧力

P_{YN} : Nadai の式による破裂圧力(全断面降伏圧力), $P_{YN} = (2/\sqrt{3})(S_{ya}) \ln(Y)$

S_{ya} : 降伏強さの実測値

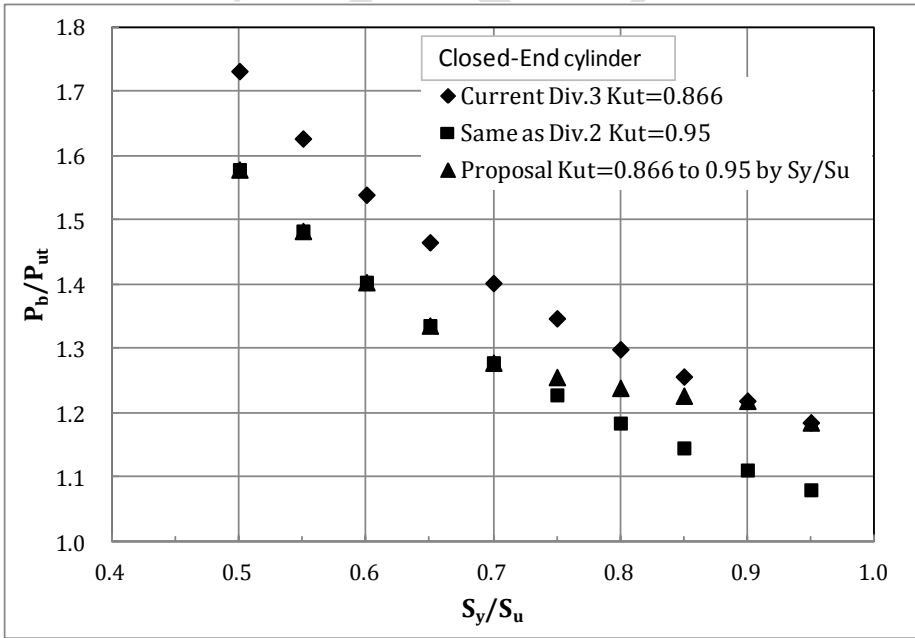
S_{ua} : 引張強さの実測値

解説図 10.3.1 閉止端円筒胴の Nadai の式による破裂圧力と破裂試験圧力の比較



P_{BT} : 破裂試験圧力
 P_B : 流動応力式による破裂圧力, $P_B = (2/\sqrt{3})\{(S_{ya} + S_{ua})/2\} \ln(Y)$
 S_{ya} : 降伏強さの実測値 S_{ua} : 引張強さの実測値

解説図 10.3.2 閉止端円筒胴の流動応力式による破裂圧力と破裂試験圧力の比較



P_b : 流動応力式による破裂圧力, $P_b = (S_y + S_u) \ln(Y) / \sqrt{3}$
 P_{ut} : 耐圧試験の上限圧力, $P_{ut} = 2 K_{ut} S_y \ln(Y) / \sqrt{3}$
 S_y : 規定最小降伏強さ S_u : 規定最小引張強さ

解説図 10.3.3 閉止端円筒胴の流動応力式による破裂圧力と耐圧試験の上限圧力の比較

附属書 A(規定) 品質マネジメントシステム

この附属書 A は、圧力容器の設計、製作に対する品質マネジメントシステムについて規定しており、ASME Sec. VIII Div. 3 Appendix 2 の 2-111 から 2-120 の規定を附属書 A 2.1 から 2.10 として取り入れている。

Appendix 2 では、Authorized inspector や ASME designee による inspection が規定されているが、わが国には制度がないため、取り入れなかった。国内の ASME の品質管理システムに基づく U3 Certificate holder は限られており、国内の高圧容器関連の事業組織の大部分が ISO 9001 の認証を取得していることから、ASME の品質管理システムより広い JIS Q 9000 及び JIS Q 9001 に基づく品質マネジメントシステムを規定した。

2013 年度版の 2.3 品質マネジメントシステムの文章化は、JIS Q9001-2015 で削除されたため、同様に削除して、本体 1.2.2 に文章化の表現を追記した。

製作者がこの規格の要求事項を満足させるために用いる品質マネジメントシステムは、その者の置かれた状況に適したシステムでなければならない。システムの必要な範囲と詳細さは、製作者の行う作業の複雑さ^{a)} 及び製作者の組織の規模と複雑さ^{b)} に依存する。そのため、品質マネジメントシステムの記述文書は、状況に応じて簡単な文書又は長大な文書となり得る。ただし、この内部品質管理は、製作者が自ら行う品質管理活動であり、その品質マネジメントシステムを使用者又は第三者にすべてを開示する必要はなく、使用者の品質管理要求事項又は第三者の要求の範囲を満足する項目を開示すればよい。

注^{a)} 作業の複雑さには、単純な設計に比べて複雑な設計、使用材料及び溶接施工方法の種類、材料の厚さ、適用非破壊試験方法の種類、熱処理の有無などの要素が含まれる。

注^{b)} 組織の規模と複雑さには、従業員の数、従業員の経験水準、規格に従う製品の生産量、作業の複雑さの及ぶ範囲が広いか又は狭いかなどの要素が含まれる。

組織図の目的は、各部門を識別し、それぞれの部門とその担当する特定の機能とを関連付けることである。この規格の規定は、製作者が規格に規定する作業を遂行する上で適切と考える組織であれば、どのような形態の組織であれ、これを確立し、かつ折々に変更するための製作者の権利を決して制限しない。

附属書 B(規定) 用語及び記号の定義

本体改正に伴い、附属書 B を見直した。用語の定義にきず、亀裂又は割れ、欠陥及び指示模様を追加した。亀裂又は割れについては、ASME Sec. VIII Div. 3, KD-401 による定義としたので、JIS Z 2300 の定義とは異なる。

附属書 C(規定) 破壊力学計算

附属書 C は、本体 6.4 を用いて疲労評価を行うときに必要とされる破壊力学計算の手順への指針を与えている。この附属書は線形破壊力学に基づいており、ASME Sec. XI, Article 3000 の拡張である。なお、4.1.2 の 5 次多項式近似の応力分布を使用して応力拡大係数を計算する式は文献^{1),2)} を参考にして新たに導出した式である。この附属書では手順の一方法を示しており、例え

ば API 579-1/ASME FFS-1²⁾など、より適切な応力拡大係数の解があるならば、設計者はその解を使用してもよい。

また、この附属書は、亀裂の進展が最も起きやすい箇所や亀裂のアスペクト比を決定するための指針を与えている。

表 C.3 に、本体 6.4 と関連して、炭素鋼及び規定最小降伏強さが 620 MPa 以下の低合金鋼について、疲労亀裂進展速度の応力拡大係数比 R_K の依存特性を追加した。この依存特性は負の応力比 R も含めて、幅広い応力比で疲労亀裂進展速度データの検討を行った Bloom の論文³⁾に基づいており、日本から ASME Sec. VIII Div. 3 への追加提案も行い、2019 年版に採用された。

なお、この論文の疲労亀裂進展速度定数(C, m)及び $0 \leq R < 1$ における応力比依存特性は、ASME Sec. XI, A-4300 にも採用されている。ただし、式 (a) に示す Bloom の論文の式は、ASME Sec. VIII Div. 3 における他の材料の式のように、 $R_K = 0$ で $f(R_K) = 1$ となる式にはなっていない。以下の式における単位は、疲労亀裂進展速度が mm/cycle、応力拡大係数が $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ である。

$$\frac{da}{dN} = 1.317 \times 10^{-8} (\Delta K_{eff})^{3.07} = 1.317 \times 10^{-8} (U \Delta K_I)^{3.07} \dots\dots\dots (a)$$

ここで、

$$\Delta K_I = K_{max} - K_{min} \quad (K_{min} < 0 \text{ の場合も含めて、応力拡大係数の全変動範囲})$$

$$0 \leq R_K < 1 \text{ で、} \quad U = \frac{1.92}{2.88 - R_K}$$

$$R_K < 0 \text{ で、} \quad U = \frac{0.6667}{1.0 - R_K}$$

ASME Sec. VIII Div. 3 における他の材料の式と一致させるために、表 C.3 に示す $f(R_K)$ は、次式に示すように、式 (a) を $R_K = 0$ で $f(R_K) = 1$ となるように変形して得られた式である。

$0 \leq R_K < 1$ の場合

$$\begin{aligned} \frac{da}{dN} &= 1.317 \times 10^{-8} \left(\frac{1.92}{2.88 - R_K} \Delta K_I \right)^{3.07} \\ &= 1.317 \times 10^{-8} \times 0.6667^{3.07} \left\{ \frac{1.92}{0.6667(2.88 - R_K)} \right\}^{3.07} (\Delta K_I)^{3.07} \dots\dots\dots (b) \\ &= 3.794 \times 10^{-9} \left(\frac{2.88}{2.88 - R_K} \right)^{3.07} (\Delta K_I)^{3.07} \equiv C f(R_K) (\Delta K_I)^m \end{aligned}$$

$R_K < 0$ の場合

$$\begin{aligned} \frac{da}{dN} &= 1.317 \times 10^{-8} \left(\frac{0.6667}{1.0 - R_K} \Delta K_I \right)^{3.07} \dots\dots\dots (c) \\ &= 1.317 \times 10^{-8} \times 0.6667^{3.07} \left(\frac{1.0}{1.0 - R_K} \right)^{3.07} (\Delta K_I)^{3.07} \end{aligned}$$

$$= 3.794 \times 10^{-9} \left(\frac{1.0}{1.0 - R_K} \right)^{3.07} (\Delta K_I)^{3.07} \equiv C f(R_K) (\Delta K_I)^m$$

本体 6.4 の表 6.4.1 における炭素鋼及び低合金鋼($S_y \leq 620$ MPa)の疲労亀裂進展速度定数 C は、このように式を変形した後の値である。

附属書 C 6 a) に、V ノッチシャルピー衝撃吸収エネルギーから平面ひずみ破壊靱性値を推定する方法について述べている。また、b) には、平面ひずみ破壊靱性試験以外の破壊靱性試験から得られる次の破壊靱性値と平面ひずみ破壊靱性値との相関式を示している。

- ・ J 積分(J_{IC})
- ・ 亀裂先端開口変位($CTOD$)

多くの文献に破壊靱性値間の相関式が示されているが、これらの相関式は全て実験によって得られており、ある限られた数の材料のデータに基づいている。高い圧力を受ける容器の、ある特定の位置での拘束度は必ずしも平面ひずみ状態ではないが、実際の構造体においては多軸方向での負荷や局所的な形状によって、平面ひずみ状態よりもより厳しい場合がある。したがって、ここでの相関式は、あくまでも近似的に与えられていることに注意しなければならない。

参考文献

- 1) Shen, G. and Glinka, G., “Weight Functions for a Surface Semi-Elliptical Crack in a Finite Thickness Plate”, Theoretical and Applied Fracture Mechanics 15, pp.247-255, (1991)
- 2) ASME, API 579-1/ASME FFS-1 Fitness-For-Service, pp.9B-43-9B-47, (2016)
- 3) Bloom, J.M., “An Approach to Account for Negative R-Ratio Effects in Fatigue Crack Growth Calculations for Pressure Vessels Based on Crack Closure Concepts”, Journal of Pressure Vessel Technology, 116, pp.30-35, (1994)

附属書 D(規定) 応力-ひずみ曲線

本体 6.2.3 により弾塑性解析を行う時に必要となる応力-ひずみ曲線を附属書 D に示した。この附属書は、ASME Sec. VIII Div. 3(ASME Sec. VIII Div. 2 も同様)に基づいているが、繰返し応力-ひずみ曲線については、焼入焼戻鋼の高強度材料(0.40C-1Cr, 0.35C-1Cr-0.2Mo, 0.39C-1.8Ni-0.8Cr-0.2Mo, 0.13C-1.2Mn-0.28Si)とステンレス鋼(SUS310S)の材料特性を新たに追加した。

附属書 D の表 D.2 に示した繰返し応力-ひずみ曲線の材料特性値 n_{CSS} と K_{CSS} は、(独)物質・材料研究機構の疲労データシート^{1)~13)}の繰返し応力-ひずみ試験データ(Incremental Step Test Data)に対して、式(a)により最小自乗法を適用して求めている。

$$\epsilon_{ta} = \frac{\sigma_a}{E_y} + \left(\frac{\sigma_a}{K_{CSS}} \right)^{\frac{1}{n_{CSS}}} \dots\dots\dots (a)$$

ここで、 ϵ_{ta} は全ひずみ振幅、 σ_a は応力振幅(MPa)、 E_y は当該温度における縦弾性係数(MPa)である。 n_{CSS} と K_{CSS} は、式(a)を式(b)、すなわち式(c)のように変形して、直線回帰の最小自乗

法を適用して求める。

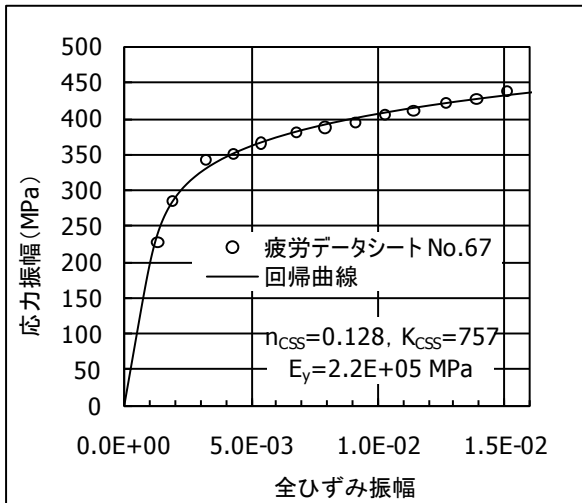
$$\ln(\sigma_a) = n_{CSS} \ln\left(\varepsilon_{ta} - \frac{\sigma_a}{E_y}\right) + \ln(K_{CSS}) \dots\dots\dots (b)$$

$$Y = aX + b \dots\dots\dots (c)$$

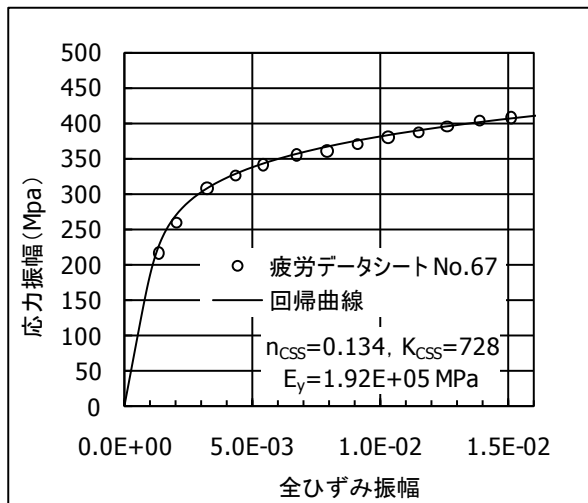
ここで、

$$Y = \ln(\sigma_a), \quad X = \ln\left(\varepsilon_{ta} - \frac{\sigma_a}{E_y}\right), \quad n_{CSS} = a, \quad K_{CSS} = e^b$$

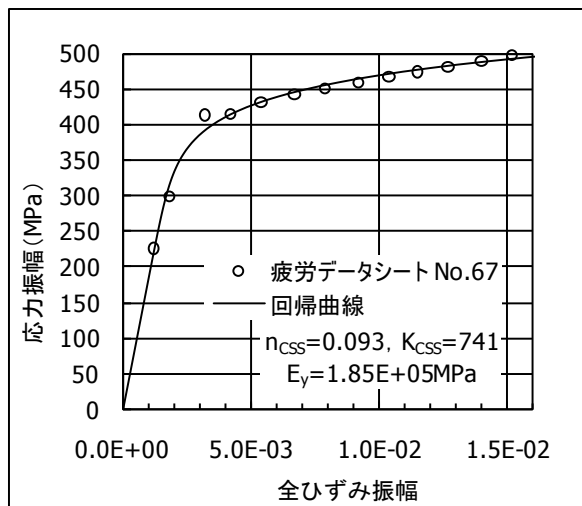
(独)物質・材料研究機構の疲労データシートの繰返し応力-ひずみ試験データと、当該温度における表 D. 2 の材料特性値及び ASME Sec. II の縦弾性係数の規格値を用いた式 (a) の繰返し応力-ひずみ曲線を比較した例を、解説図 D. 1～解説図 D. 13 に示す。



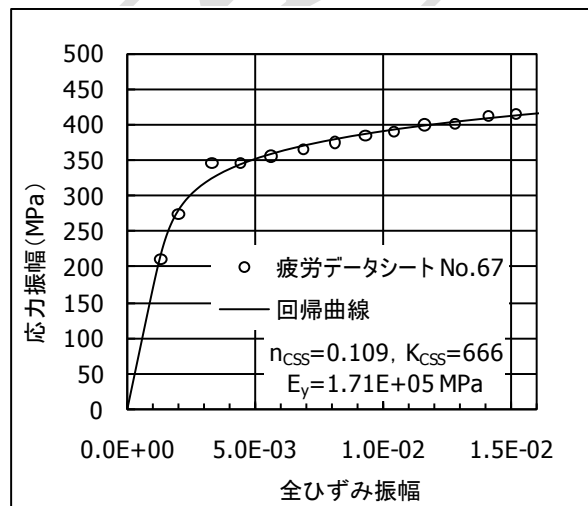
(a)厚さ 20 mm, 母材 (20°C)



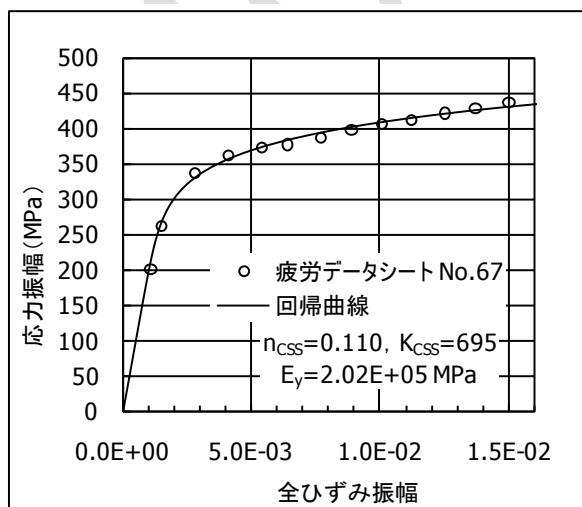
(b)厚さ 20 mm, 母材 (200°C)



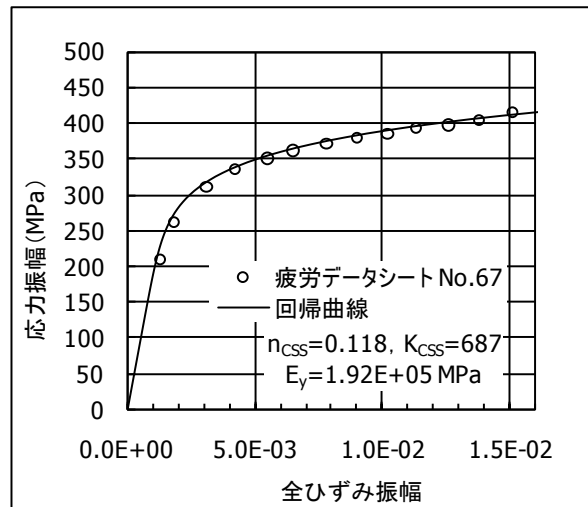
(c)厚さ 20 mm, 母材 (300°C)



(d)厚さ 20 mm, 母材 (400°C)

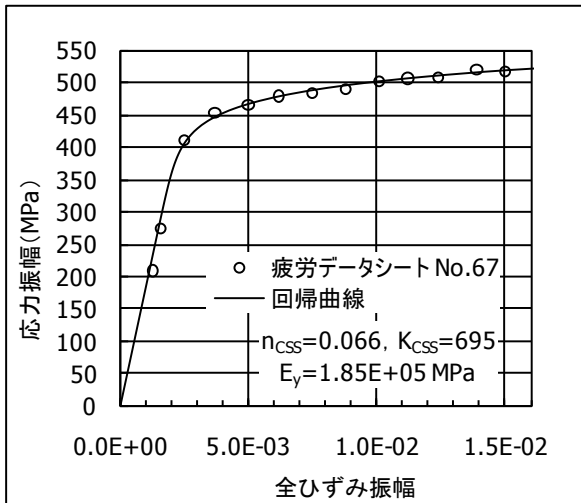


(e)厚さ 20 mm, 溶接金属 (20°C)

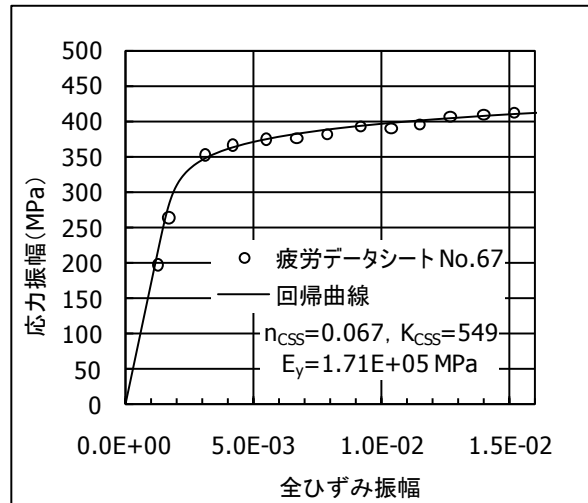


(f)厚さ 20 mm, 溶接金属 (200°C)

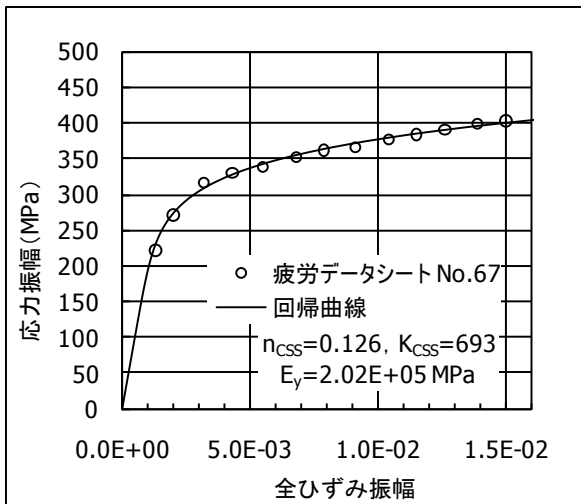
解説図 D.1 炭素鋼 SB450 (0.25C-0.85Mn) の繰返し応力-ひずみ特性¹⁾



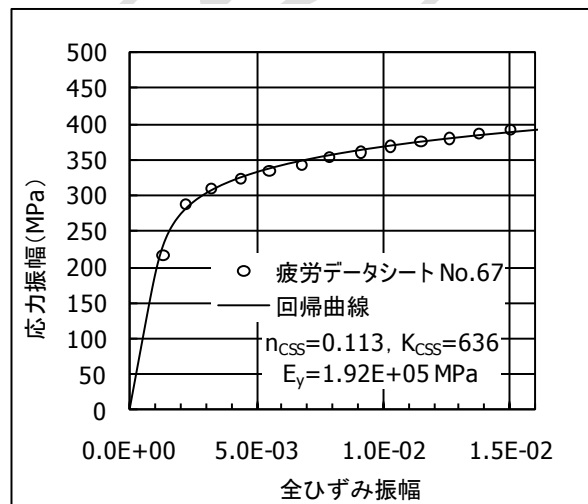
(g)厚さ 20 mm, 溶接金属 (300°C)



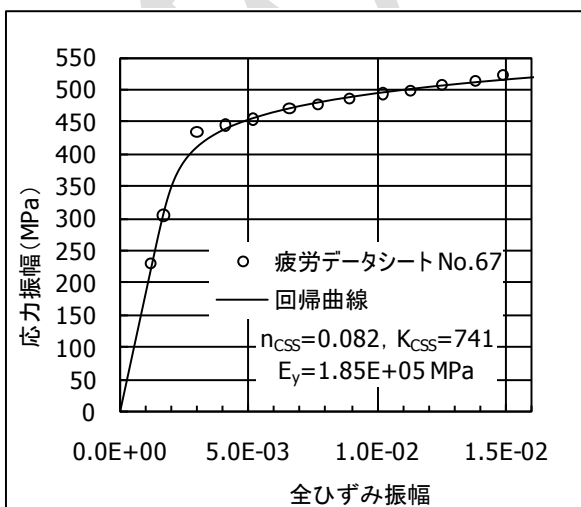
(h)厚さ 20 mm, 溶接金属 (400°C)



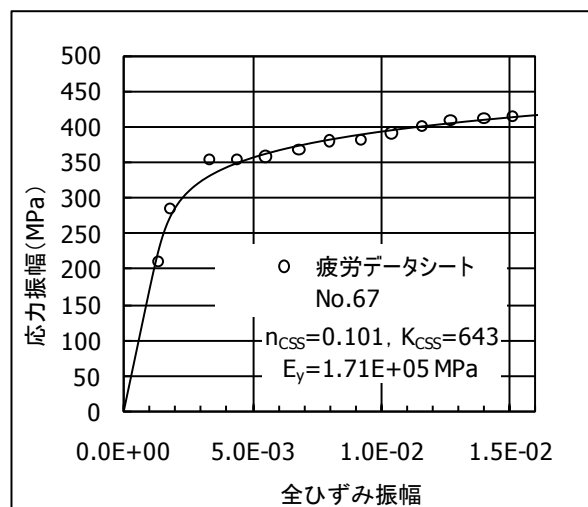
(i)厚さ 50 mm, 母材 (20°C)



(j)厚さ 50 mm, 母材 (200°C)

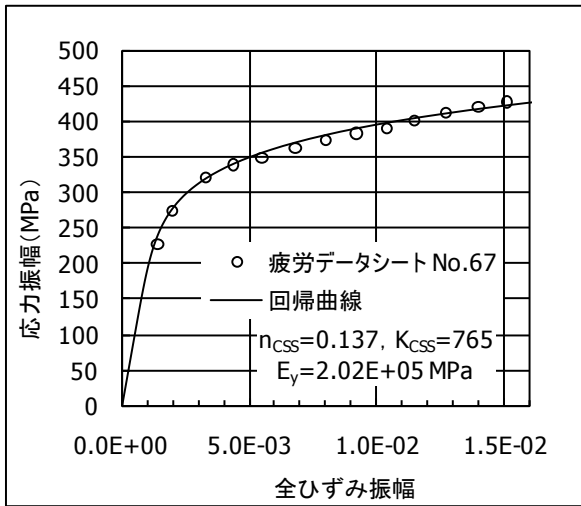


(k)厚さ 50 mm, 母材 (300°C)

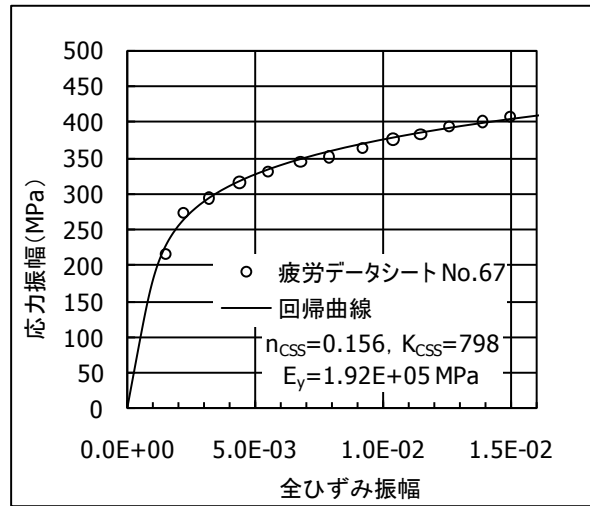


(l)厚さ 50 mm, 母材 (400°C)

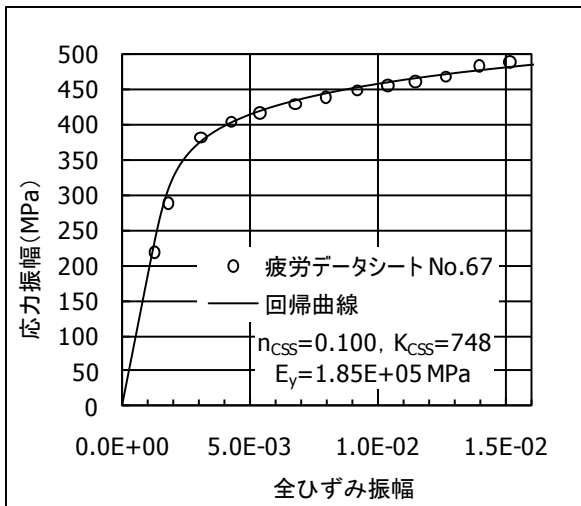
解説図 D.1 炭素鋼 SB450 (0.25C-0.85Mn) の繰返し応力-ひずみ特性¹⁾ (続き)



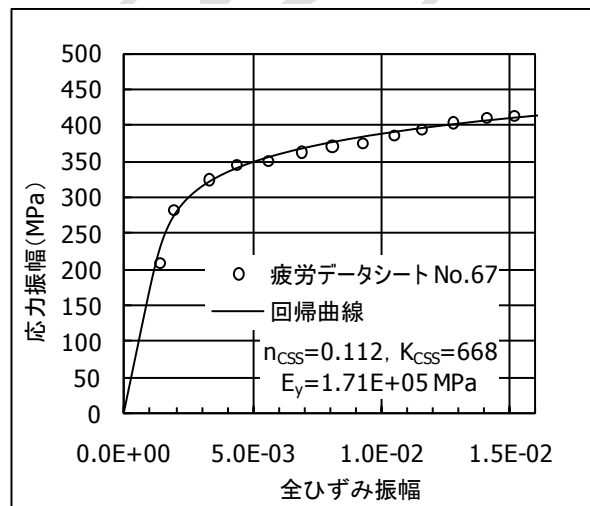
(m) 厚さ 100 mm, 母材 (20°C)



(n) 厚さ 100 mm, 母材 (200°C)

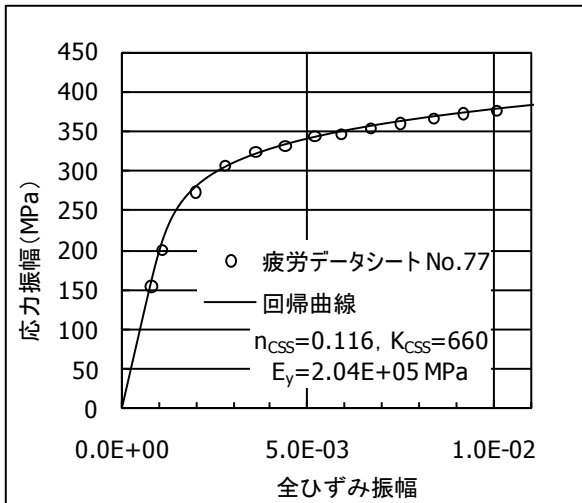


(o) 厚さ 100 mm, 母材 (300°C)

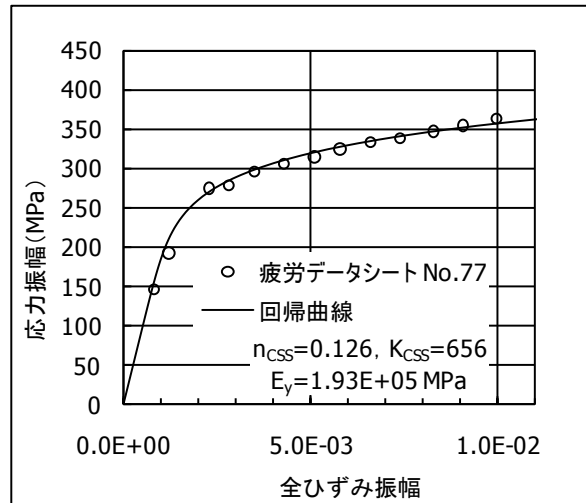


(p) 厚さ 100 mm, 母材 (400°C)

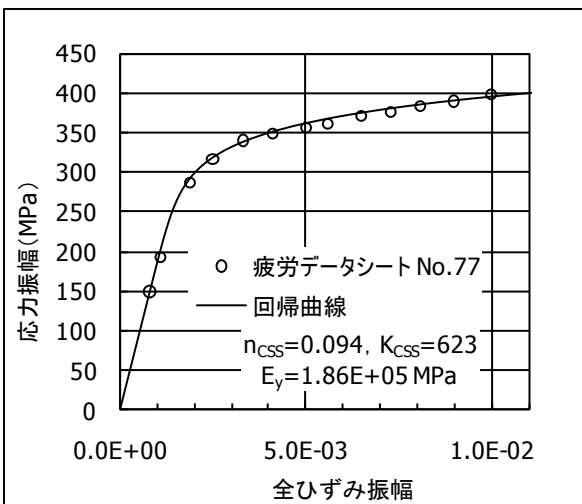
解説図 D.1 炭素鋼 SB450 (0.25C-0.85Mn) の繰返し応力-ひずみ特性¹⁾ (続き)



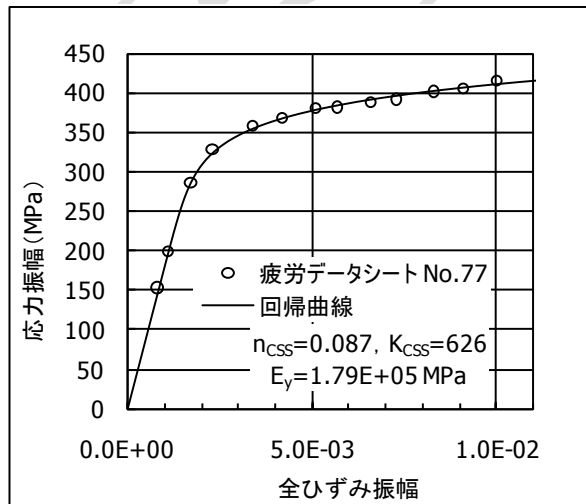
(a)厚さ 20 mm, 母材 (20°C)



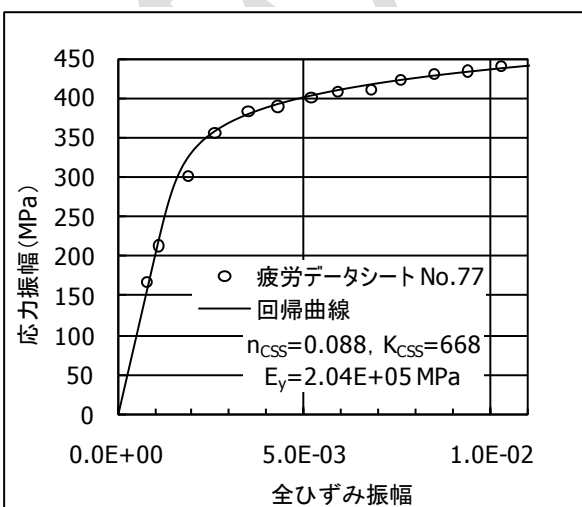
(b)厚さ 20 mm, 母材 (200°C)



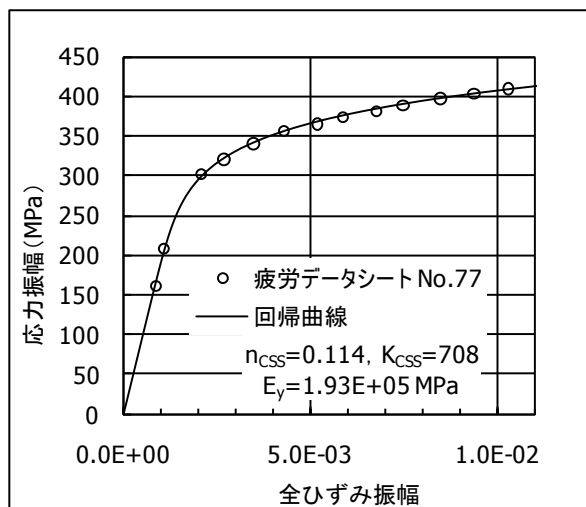
(c)厚さ 20 mm, 母材 (300°C)



(d)厚さ 20 mm, 母材 (400°C)

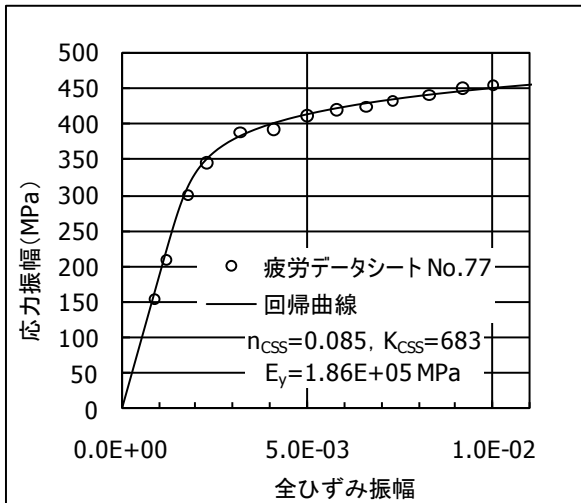


(e)厚さ 20 mm, 溶接金属 (20°C)

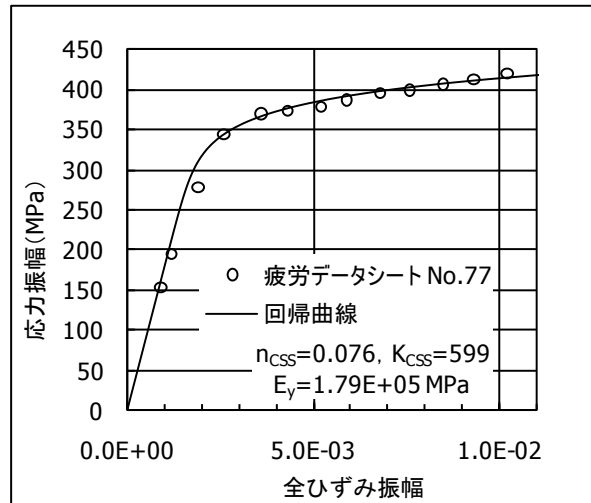


(f)厚さ 20 mm, 溶接金属 (200°C)

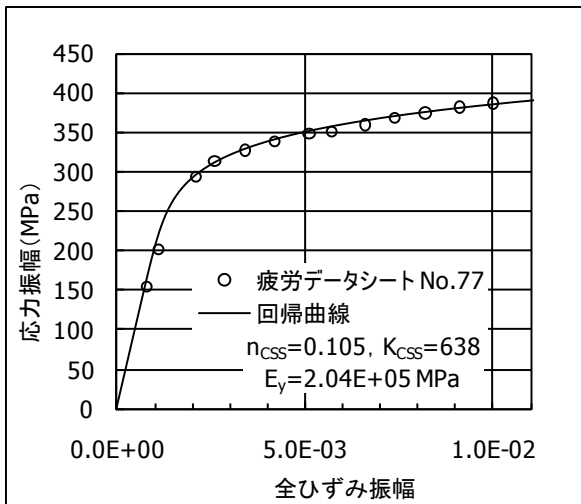
解説図 D.2 クロモモリブデン鋼 SCMV2-2NT (1Cr-0.5Mo) の繰返し応力-ひずみ特性²⁾



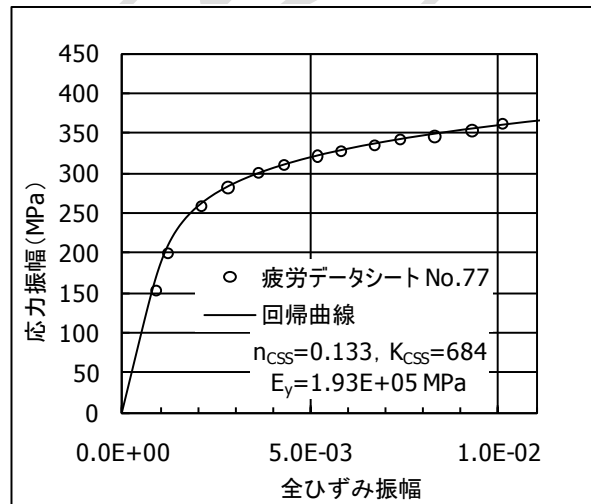
(g)厚さ 20 mm, 溶接金属 (300°C)



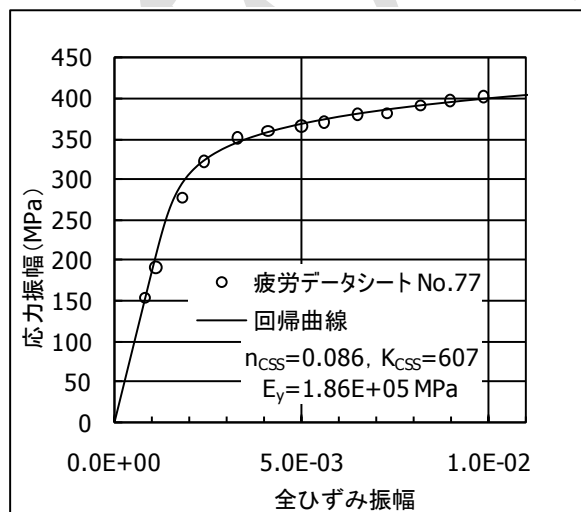
(h)厚さ 20 mm, 溶接金属 (400°C)



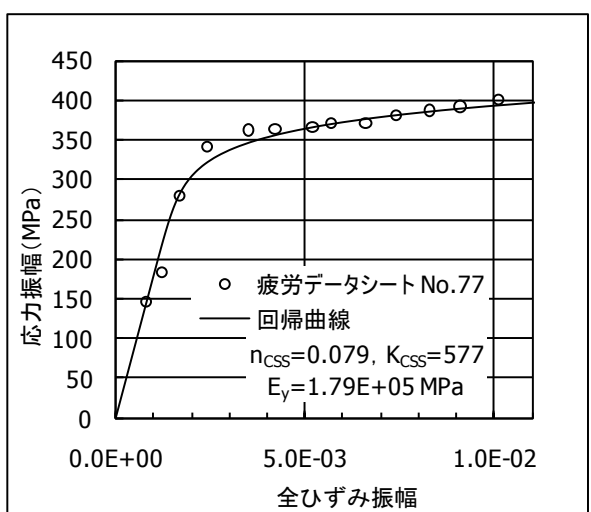
(i)厚さ 50 mm, 母材 (20°C)



(j)厚さ 50 mm, 母材 (200°C)

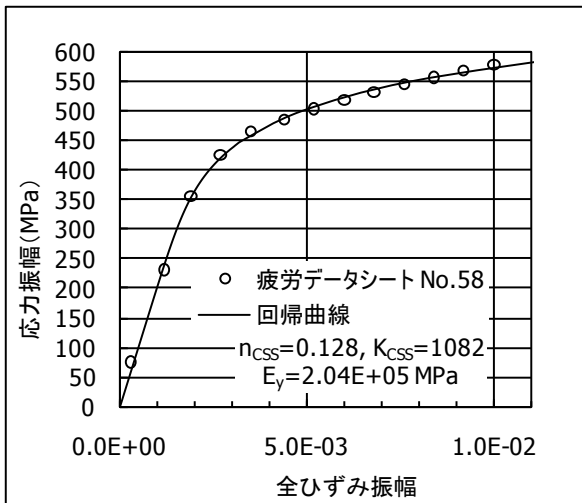


(k)厚さ 50 mm, 母材 (300°C)

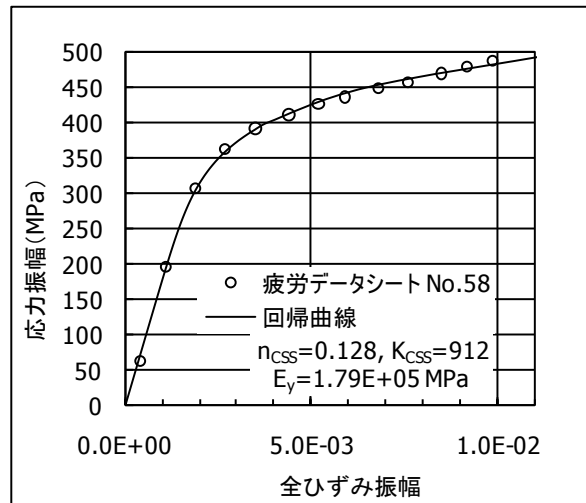


(l)厚さ 50 mm, 母材 (400°C)

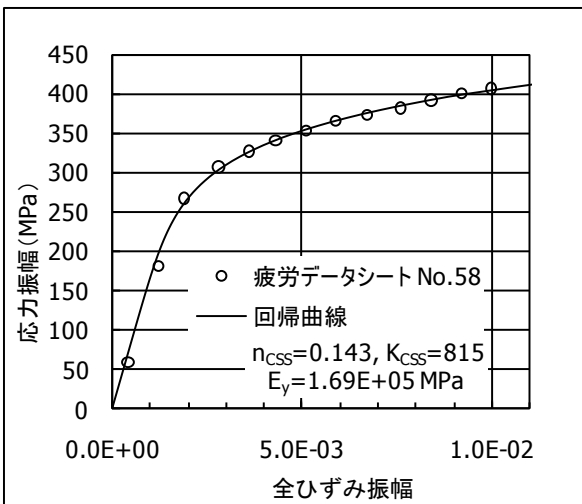
解説図 D.2 クロモモリブデン鋼 SCMV2-2NT (1Cr-0.5Mo) の繰返し応力-ひずみ特性²⁾ (続き)



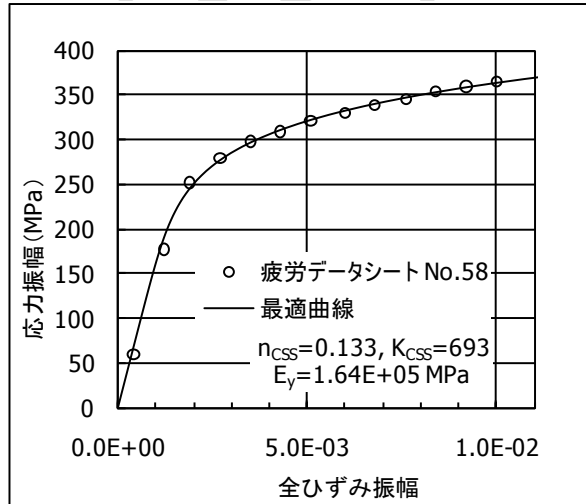
(a)母材 (20°C)



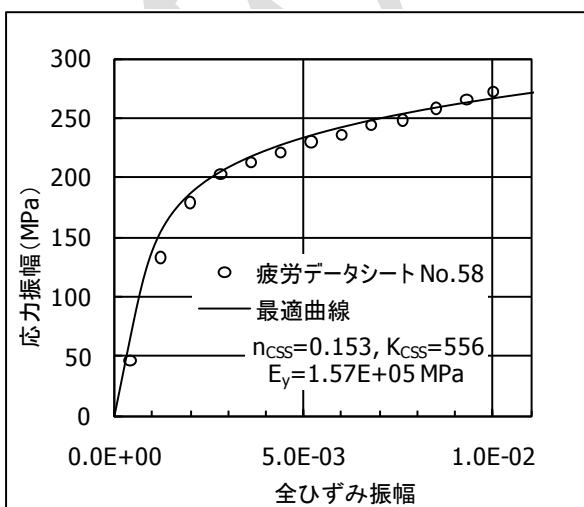
(b)母材 (400°C)



(c)母材 (500°C)

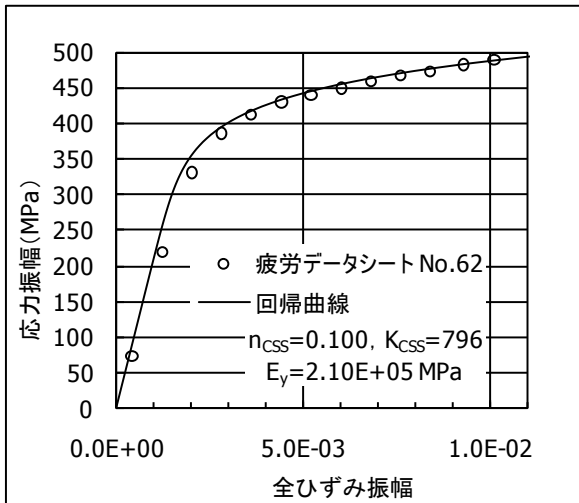


(d)母材 (550°C)

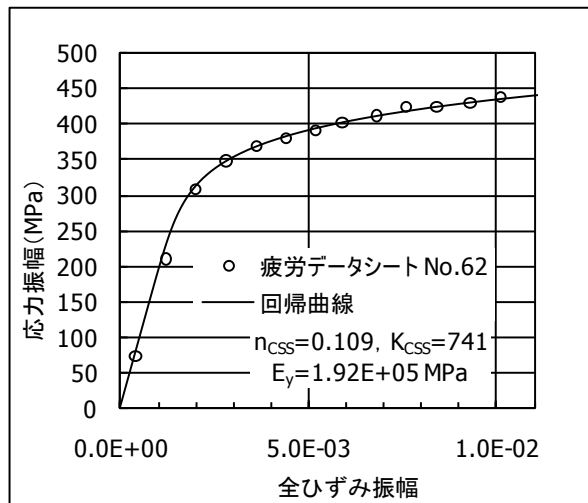


(e)母材 (600°C)

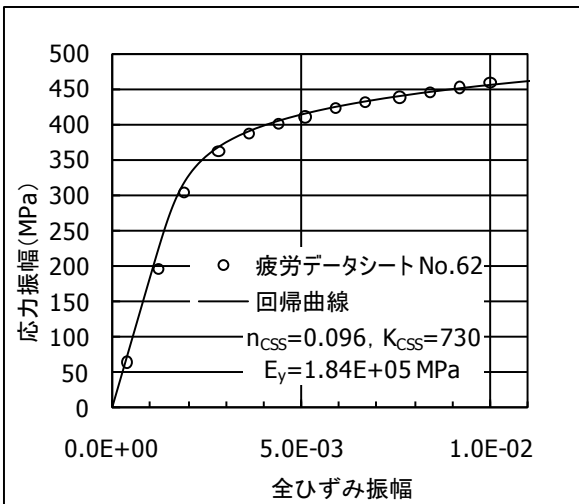
解説図 D.3 クロムモリブデンバナジウム鋼 ASTM A470-8(1Cr-1Mo-0.25V)の繰返し応力-ひずみ特性³⁾



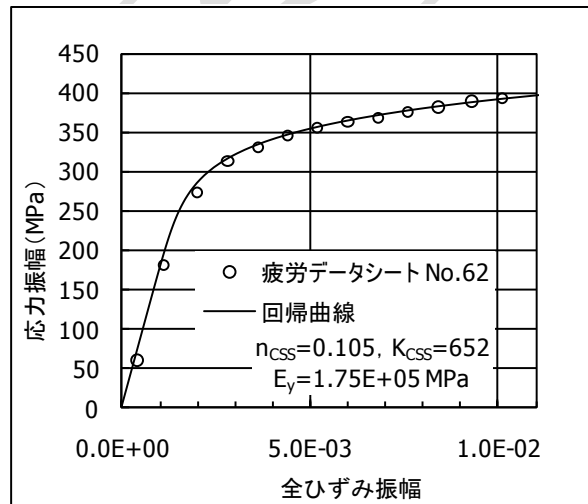
(a)母材 (20°C)



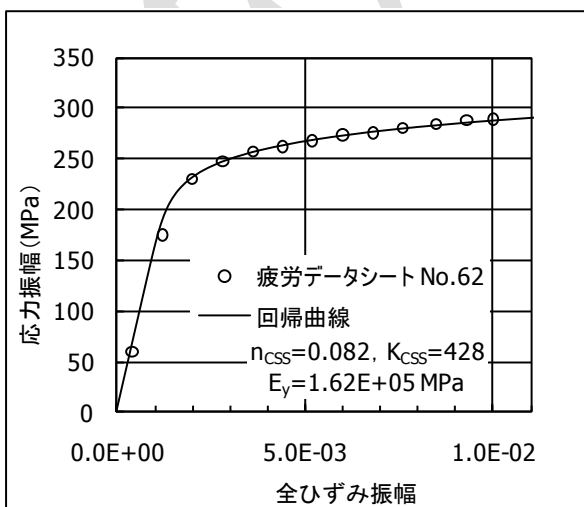
(b)母材 (300°C)



(c)母材 (400°C)

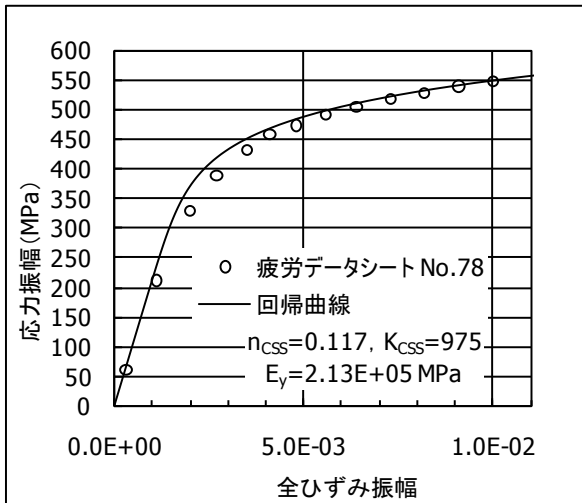


(d)母材 (500°C)

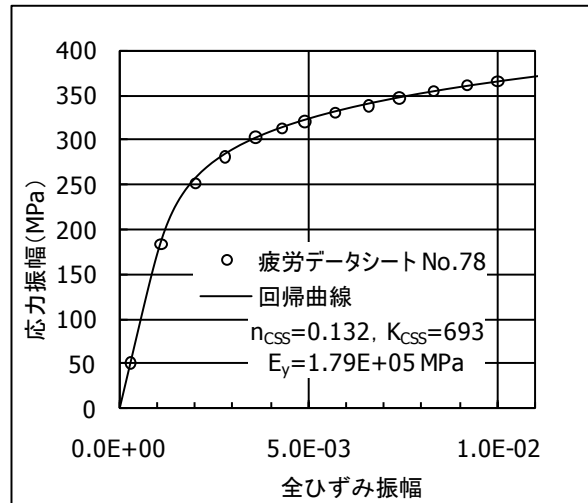


(e)母材 (600°C)

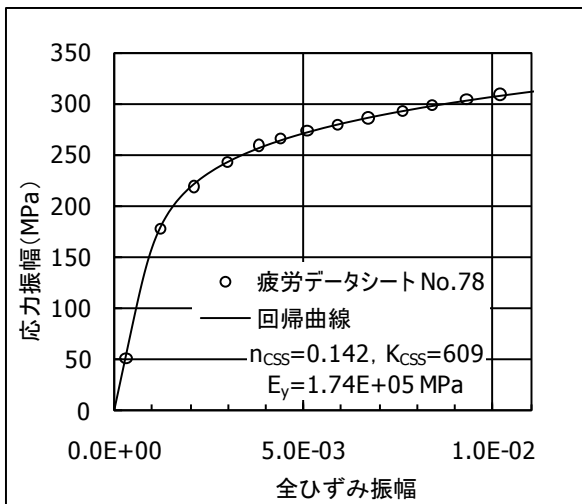
解説図 D.4 クロムモリブデン鋼 SCM422 (2.25Cr-1Mo) の繰返し応力-ひずみ特性⁴⁾



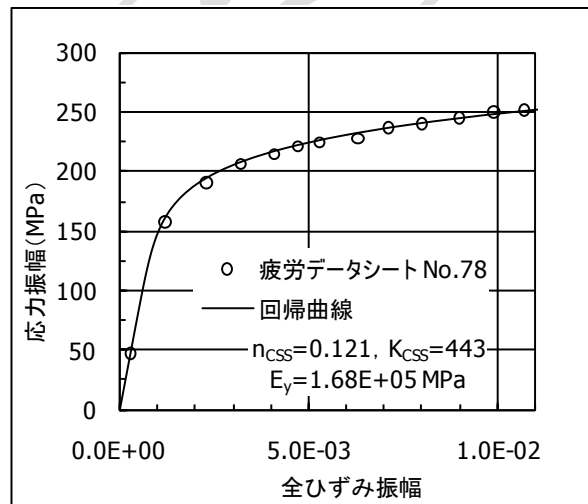
(a)母材 (20°C)



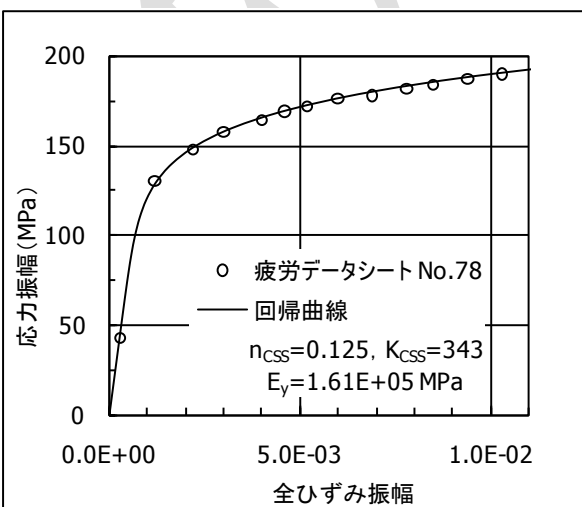
(b)母材 (500°C)



(c)母材 (550°C)

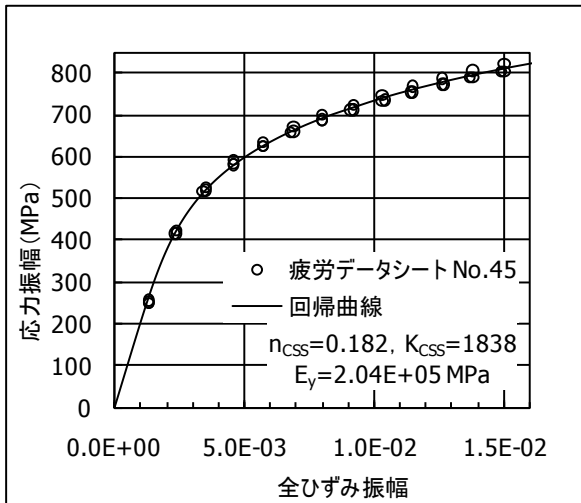


(d)母材 (600°C)

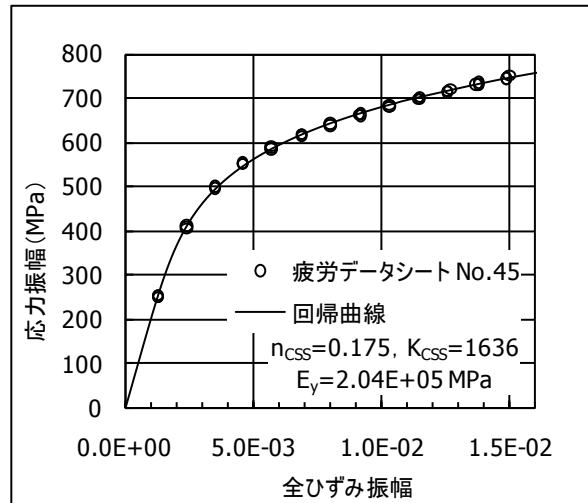


(e)母材 (650°C)

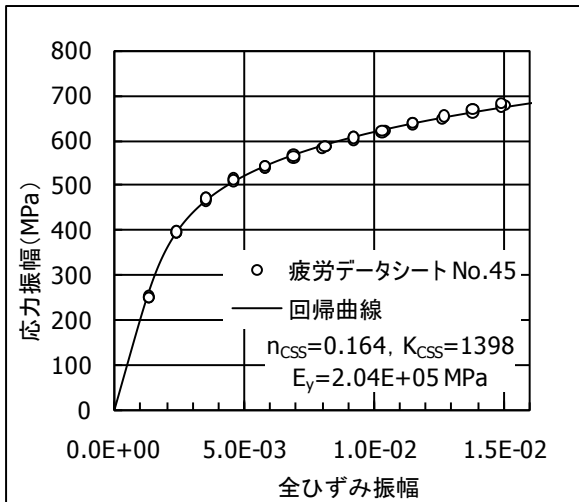
解説図 D.5 クロムモリブデン鋼 ASTM A387 Grade 91 (9Cr-1Mo) の繰返し応力-ひずみ特性⁵⁾



(a)焼戻し 550°C/60 min 水冷 (20°C)

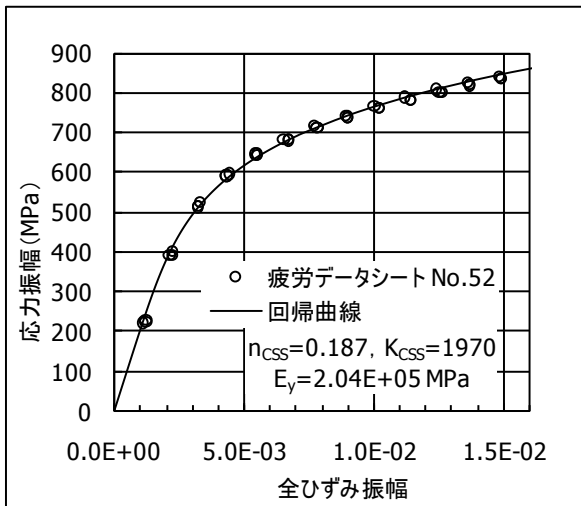


(b)焼戻し 600°C/60 min 水冷 (20°C)

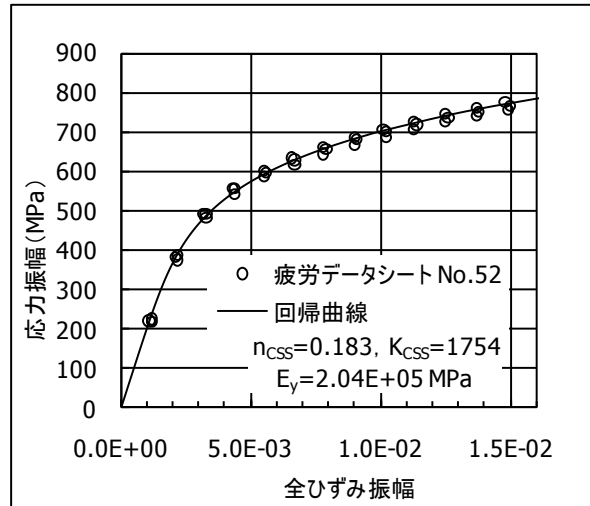


(c) 焼戻し 650°C/60 min 水冷 (20°C)

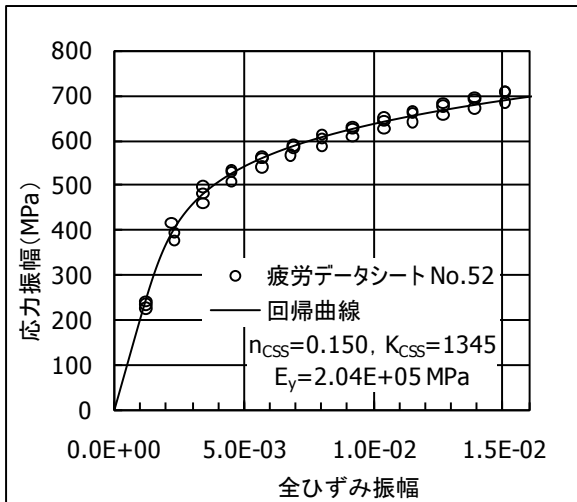
解説図 D.6 機械構造用合金鋼 SCr440 (0.40C-1Cr) の繰返し応力-ひずみ特性 (焼ならし 870°C/30 min 空冷, 855°C/30 min 油焼入れ)⁶⁾



(a)焼戻し 550°C/60 min 水冷 (20°C)

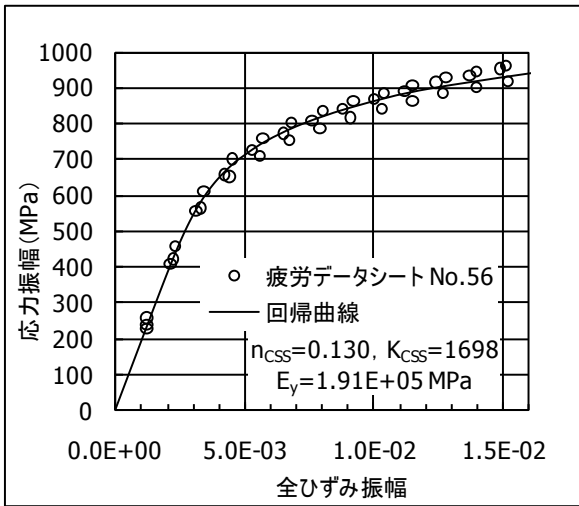


(b)焼戻し 600°C/60 min 水冷 (20°C)

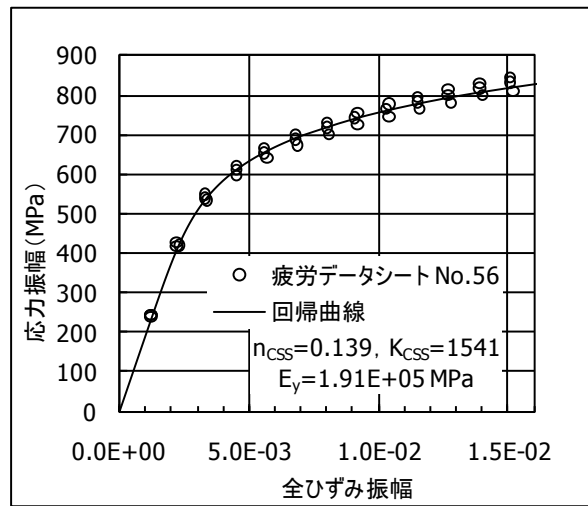


(c) 焼戻し 650°C/60 min 水冷 (20°C)

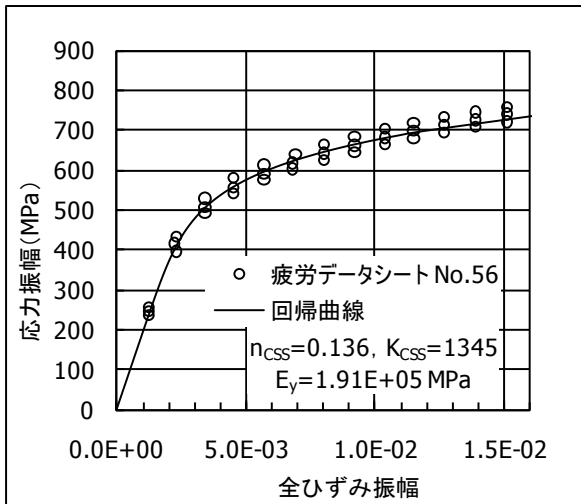
解説図 D.7 機械構造用合金鋼 SCM435 (0.35C-1Cr-0.2Mo) の繰返し応力-ひずみ特性
 (焼ならし 870°C/30 min 空冷, 855°C/30 min 油焼入れ)⁷⁾



(a)焼戻し 580°C/60 min 水冷 (20°C)

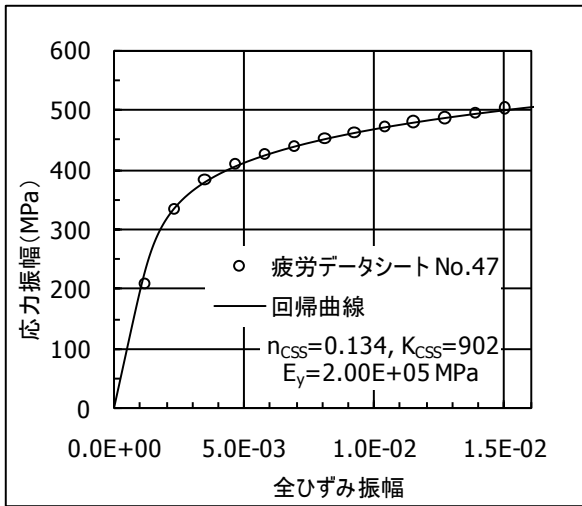


(b)焼戻し 630°C/60 min 水冷 (20°C)

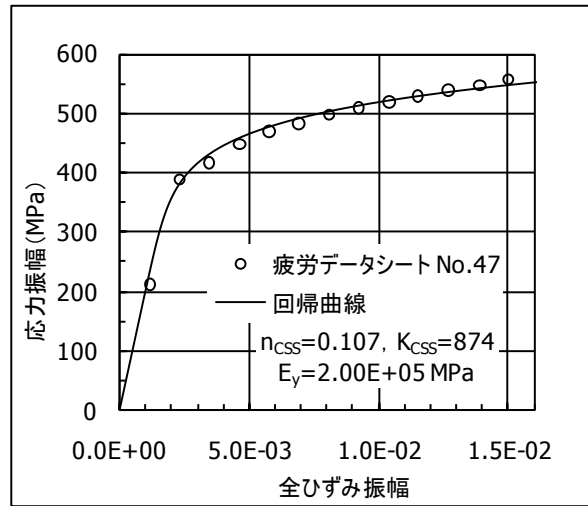


(c)焼戻し 680°C/60 min 水冷 (20°C)

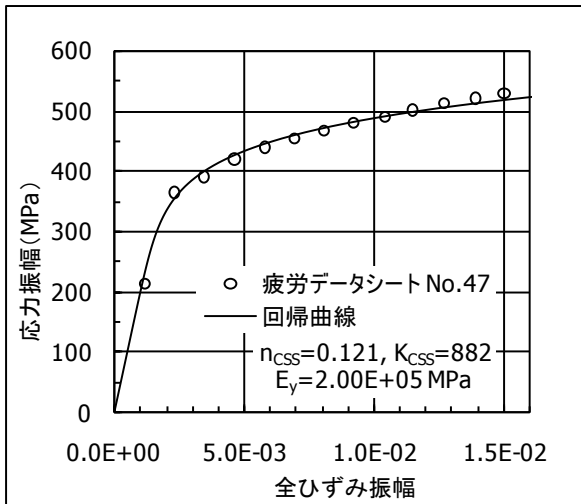
解説図 D.8 機械構造用合金鋼 SNM439 (0.39C-1.8Ni-0.8Cr-0.2Mo) の繰返し応力-ひずみ特性 (焼ならし 870°C/30 min 空冷, 845°C/30 min 油焼入れ)⁸⁾



(a)母材 (20°C)

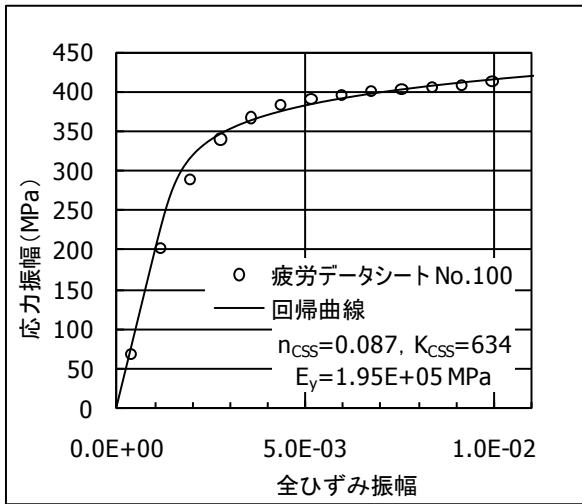


(b)溶接金属 (20°C)

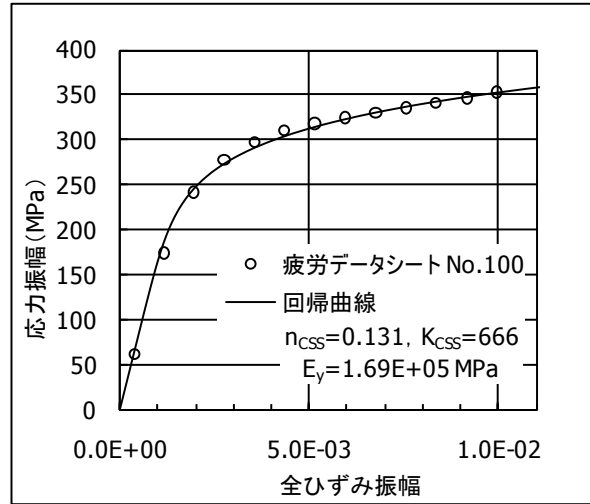


(c)熱影響部 (20°C)

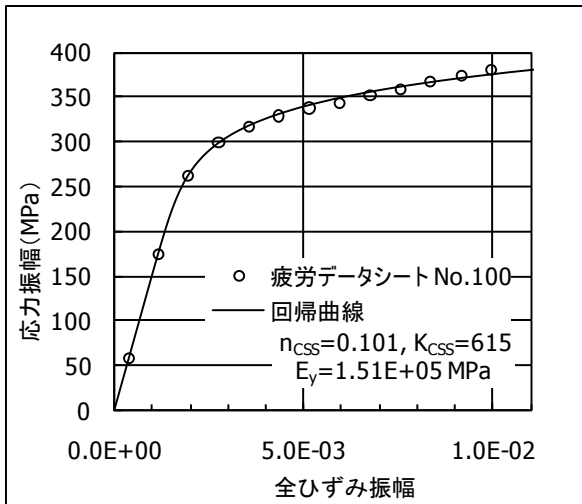
解説図 D.9 圧力容器用鋼板 SPV50 (0.13C-1.2Mn-0.28Si) の繰返し応力-ひずみ特性⁹⁾



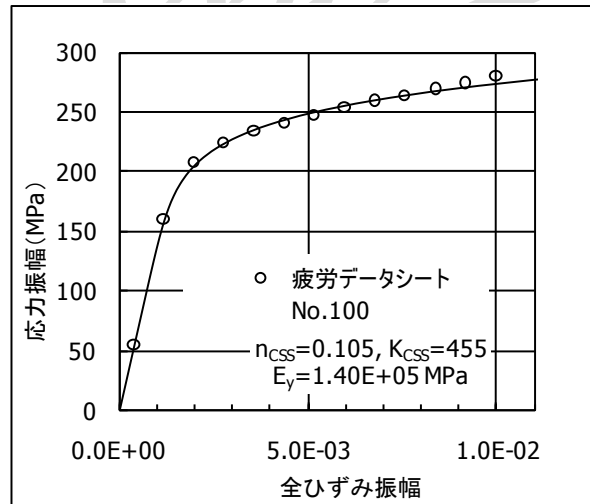
(a)母材 (20°C)



(b)母材 (400°C)

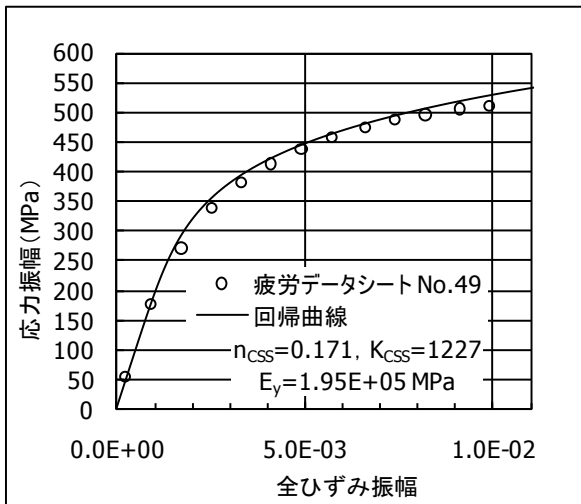


(c)母材 (600°C)

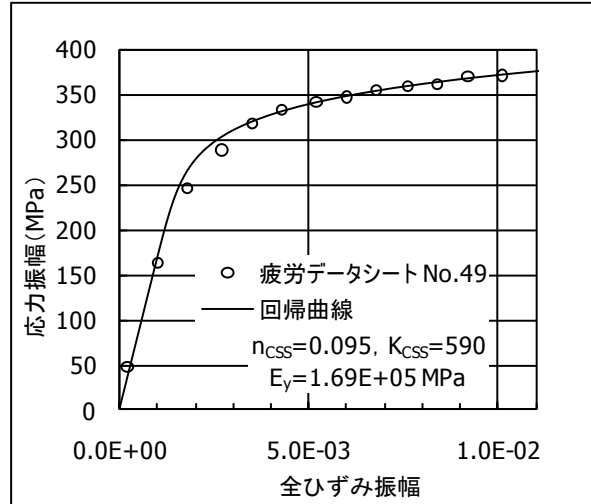


(d)母材 (700°C)

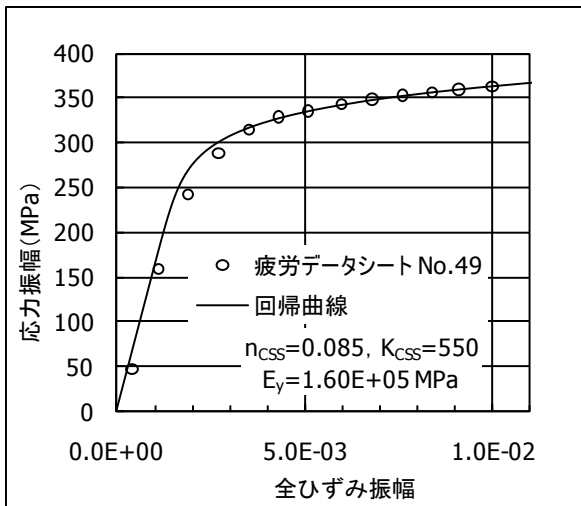
解説図 D.10 熱間圧延ステンレス鋼板 SUS310S (25Cr-20Ni) の繰返し応力-ひずみ特性¹⁰⁾



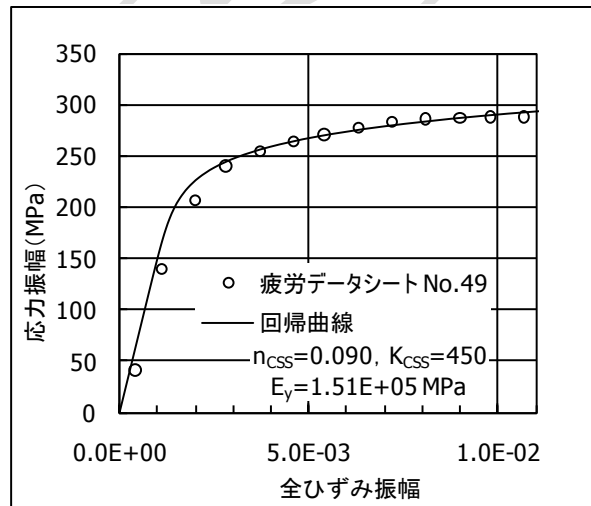
(a)母材 (20°C)



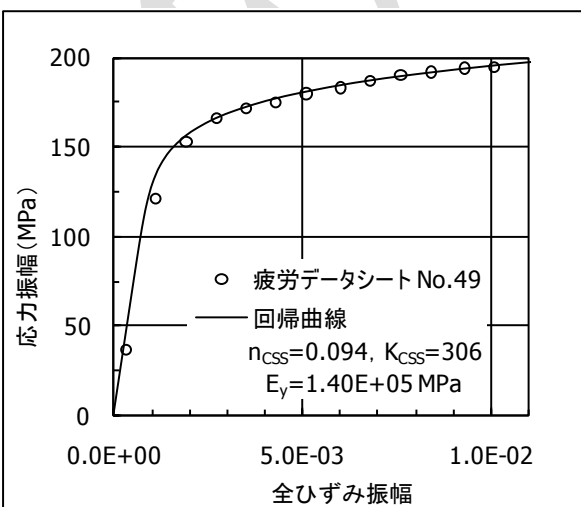
(b)母材 (400°C)



(c)母材 (500°C)

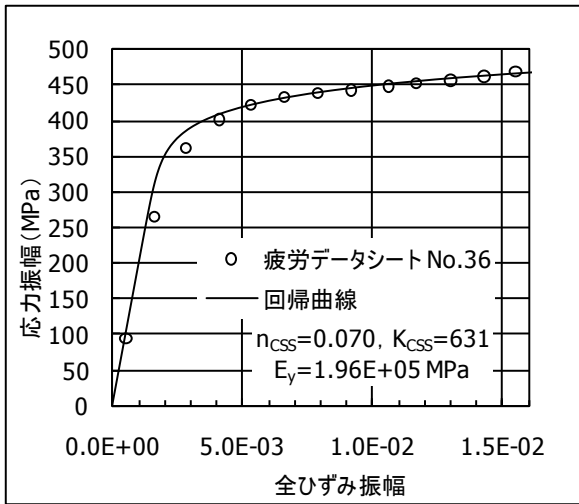


(d)母材 (600°C)

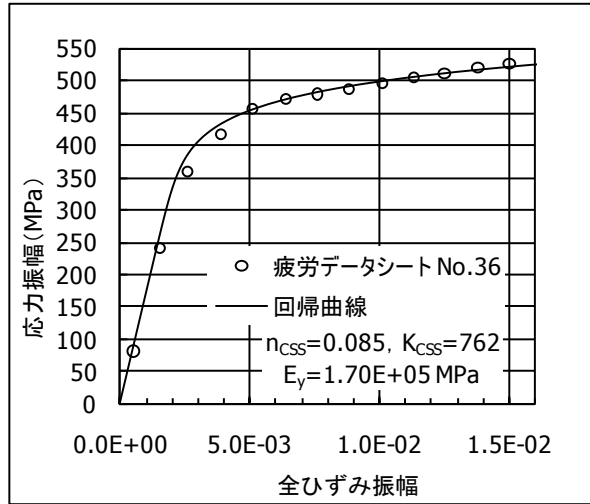


(e)母材 (700°C)

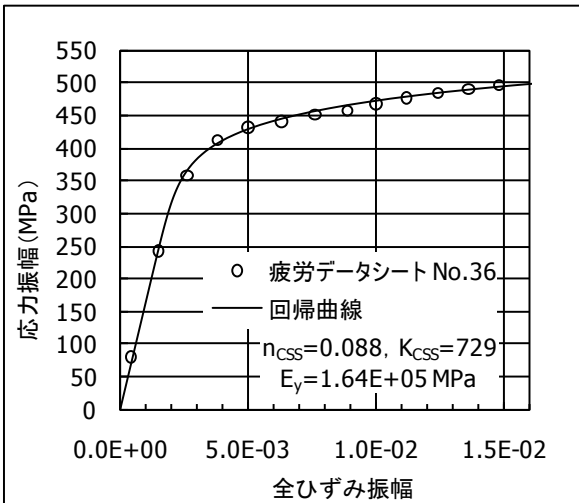
解説図 D.11 熱間圧延ステンレス鋼板 SUS304-HP (18Cr-8Ni) の繰返し応力-ひずみ特性¹¹⁾



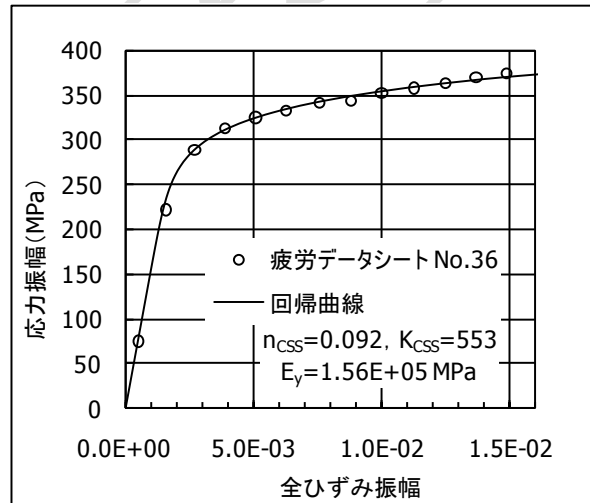
(a)母材 (20°C)



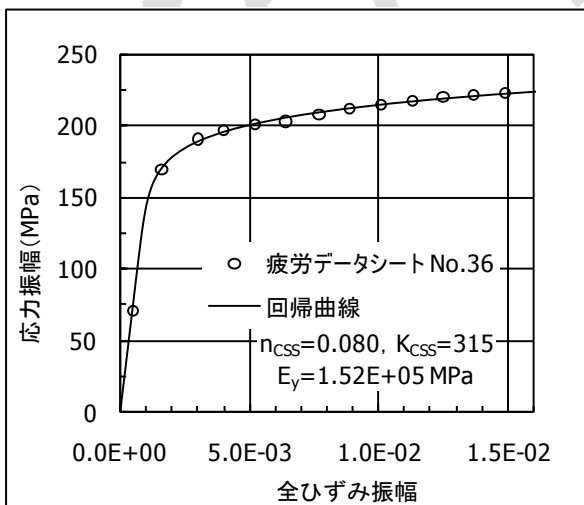
(b)母材 (500°C)



(c)母材 (600°C)

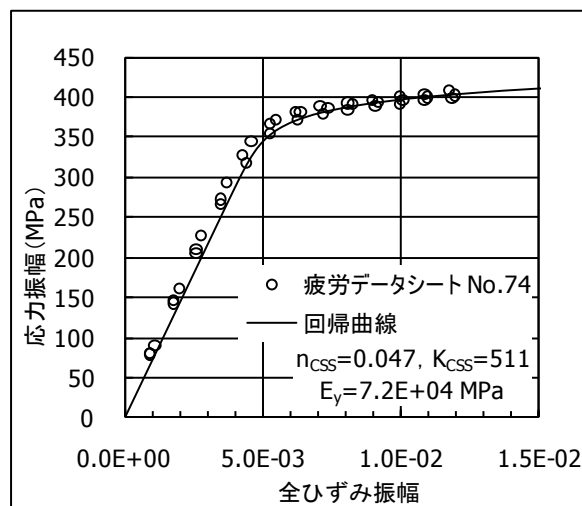


(d)母材 (700°C)



(e)母材 (800°C)

解説図 D. 12 耐食耐熱超合金棒 NCF800H-B (Fe-21Cr-32Ni-Ti-Al) の繰返し応力-ひずみ特性¹²⁾



母材 (20°C)

解説図 D.13 アルミニウム合金板 A7N01P-T6 (Al-4.5Zn-1.5Mg) の繰返し応力-ひずみ特性¹³⁾

参考文献

- 1) (独)物質・材料研究機構, “ボイラ及び圧力容器用炭素鋼 SB450 の溶接金属及び母材の中温低サイクル疲労特性データシート”, No.67, (1991)
- 2) (独)物質・材料研究機構, “ボイラ及び圧力容器用クロムモリブデン鋼 SCM V2-2NT(1Cr-0.5Mo)の溶接金属及び母材の中温低サイクル疲労特性データシート”, No.77, (1993)
- 3) (独)物質・材料研究機構, “タービンロータ用クロムモリブデンバナジウム鋼 ASTM A470-8(1Cr-1Mo-0.25V)の高温時間依存低サイクル疲れ特性データシート”, No.58, (1987)
- 4) (独)物質・材料研究機構, “圧力容器用クロムモリブデン鋼 SCM V4(2.25Cr-1Mo)の高温時間依存低サイクル疲れ特性データシート”, No.62, (1989)
- 5) (独)物質・材料研究機構, “圧力容器用クロムモリブデン鋼 ASTM A387 Grade 91(9Cr-1Mo)の高温時間依存低サイクル疲労特性データシート”, No.78, (1993)
- 6) (独)物質・材料研究機構, “機械構造用合金鋼 S Cr440(0.40C-1Cr)の低サイクル疲れ特性データシート”, No.45, (1985)
- 7) (独)物質・材料研究機構, “機械構造用合金鋼 SCM435(0.35C-1Cr-0.2Mo)の低サイクル疲れ特性データシート”, No.52, (1986)
- 8) (独)物質・材料研究機構, “機械構造用合金鋼 SNCM439(0.39C-1.8Ni-0.8Cr-0.2Mo)の低サイクル疲れ特性データシート”, No.56, (1987)
- 9) (独)物質・材料研究機構, “圧力容器用鋼板 SPV50(Si-Mn, 500N/mm² YS)溶接金属及び熱影響部の疲れ特性データシート”, No.47, (1985)
- 10) (独)物質・材料研究機構, “熱間圧延ステンレス鋼板 SUS310S(25Cr-20Ni)の長期高温低サイクル疲労特性データシート”, No.100, (2006)
- 11) (独)物質・材料研究機構, “熱間圧延ステンレス鋼板 SUS304-HP(18Cr-8Ni)の高温時間依存

低サイクル疲れ特性データシート”，No.49，(1985)

- 12) (独)物質・材料研究機構，“耐食耐熱超合金棒 NCF800H-B(Fe-21Cr-32Ni-Ti-Al)の高温時間依存低サイクル疲れ特性データシート”，No.36，(1983)
- 13) (独)物質・材料研究機構，“アルミニウム合金板 A7N01P-T6(Al-4.5Zn-1.5Mg)の低サイクル疲労特性データシート”，No.74，(1993)

附属書 E(規定) 穴補強

- a) **2 穴の形状及び寸法** ASME Sec. VIII Div. 3, H-101 (d) では高圧結合の例として，厚肉円筒の植込みねじ結合の図が記載されているが，この附属書の記載事項と直接の関係がないと思われる省略した。
- b) **3 補強を必要としない円形穴** 補強を必要としない穴径は，従来の $\sqrt{R_m t}$ の倍数式に比して小さくなっている。補強を必要としない複数穴の直径の和の制限値と単一穴直径の制限値との比 1.25 倍は ASME Sec. VIII Div. 3 と同一である。この比の値については，ASME Sec. VIII Div. 2 及び JIS B 8266 と同じである。
- c) **6.2 b) 附属書の図 E.2 c)** に対して，**6.2 b) 1)** の場合において ASME Sec. VIII Div. 3, H-142 (b) (1) に合せて $L' + 2.5 t_p \leq t$ としている。なお，ASME Sec. VIII Div. 2 では $L' + 2.5 t_p \leq 2.5 t$ であり，ASME Sec. VIII Div. 3 と整合していない。

ASME Sec. VIII Div. 2 では，2007 年版で穴補強の方法が変更されて従来に比べて小さくて済むようになっているが，ASME Sec. VIII Div. 3 は面積補償のままとなっている。**6.2 b) 1)** は保守的な要求となっているが，不都合があれば解析で設計することも可能であるため，ASME Sec. VIII Div. 3 の値を用いている。

附属書 F(規定) 交差穴の応力集中係数

- a) ここで示した交差穴の応力集中係数は，圧力荷重を受ける端部の閉じた円筒形状及びブロック形状の耐圧胴の穴に対して，交差部の応力集中係数を汎用有限要素法解析ソフトウェア ANSYS を用いて計算して求めた¹⁾。ここで示した形状は，穴の補強を考慮して一次応力が許容値以下であることを保証していないので，設計者は別途，一次応力が許容値以内であるかを確認する必要がある。
- b) 解析モデルを次に示す。円筒形状は，次の **1)～4)** のモデルを使用した。
- 1) 1/8 対称モデルに端部力相当の力を公差穴と反対側の端面に設定
 - 2) 1/8 対称モデルに端部力相当の力無し
 - 3) 1/4 対称モデルに端部力相当の力を設定し，公差穴と反対側の面の稜線を単純支持
 - 4) 1/4 対称モデルに端部力相当の力を設定し，下側の稜線を単純支持
- ブロック形状は，次の **5) 及び 6)** のモデルを使用した。
- 5) 1/4 対称モデルに端部力相当の力を設定し，下面を接触支持
 - 6) 1/8 対称モデルに端部力相当の力を設定
- c) 荷重条件を次の **1) 及び 2)** に示す。
- 1) 主穴及び副穴の内側に圧力を設定した。

- 2) 端部力相当の力を設定したモデルの端部力は、 $F = (\pi D_I^2 P)/4$ とした。
 d) 材料の縦弾性係数は 206,000 N/mm²，ポアソン比は 0.3 とした。
 e) 応力集中係数 K_t は，次式で計算した。

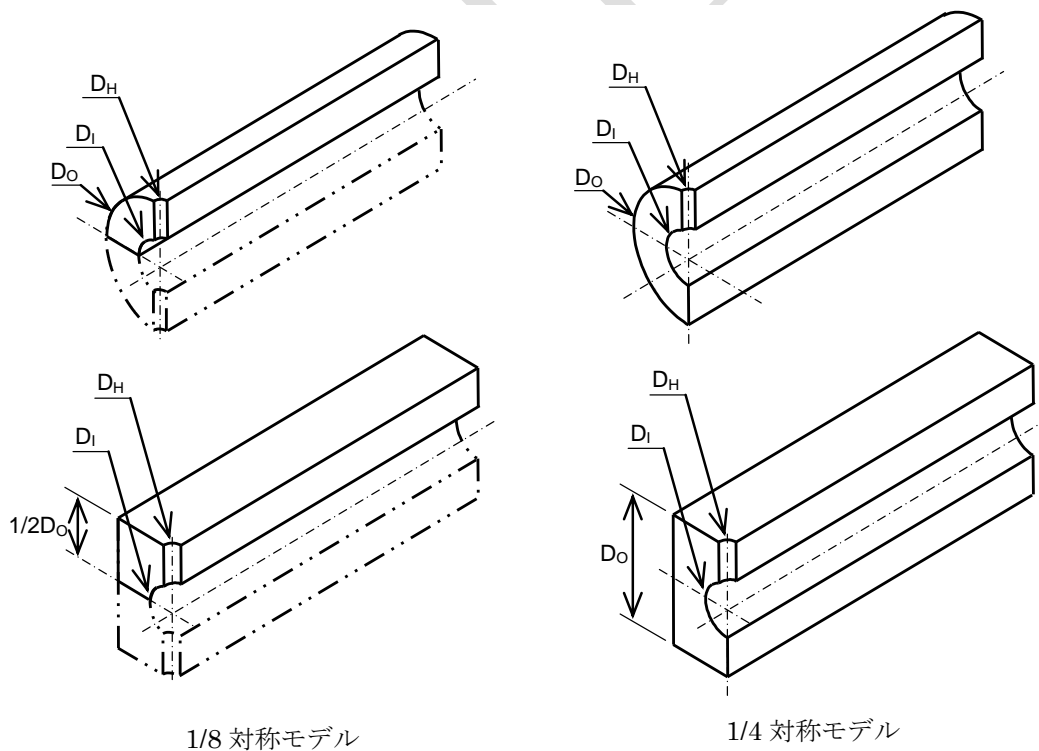
$$K_t = \frac{\sigma_{1(\max)}}{\sigma_{\text{L\acute{a}me's hoop}}} \dots\dots\dots (a)$$

$$\sigma_{\text{L\acute{a}me's hoop}} = P \frac{Y^2 + 1}{Y^2 - 1} \dots\dots\dots (b)$$

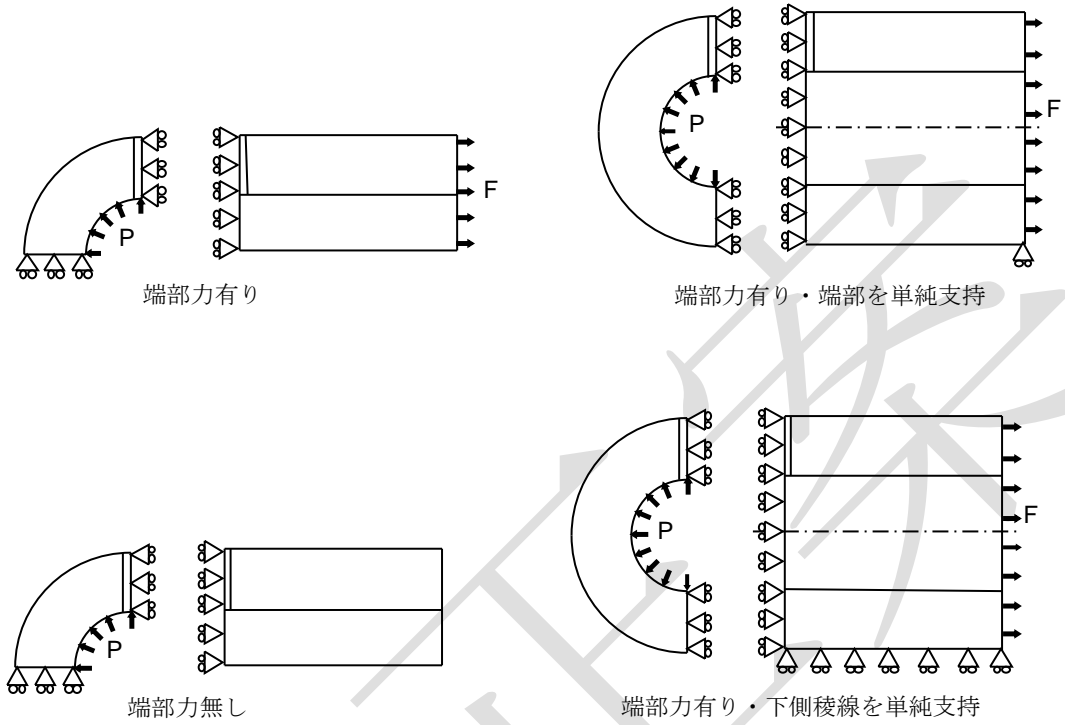
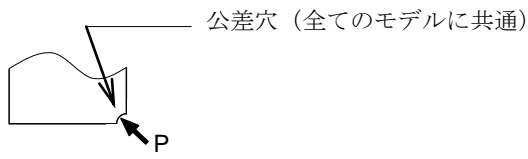
- f) 境界条件を下記に示した。解説図 F.1 に解析モデルを，解説図 F.2 及び解説図 F.3 に境界条件を示す。

ここで，

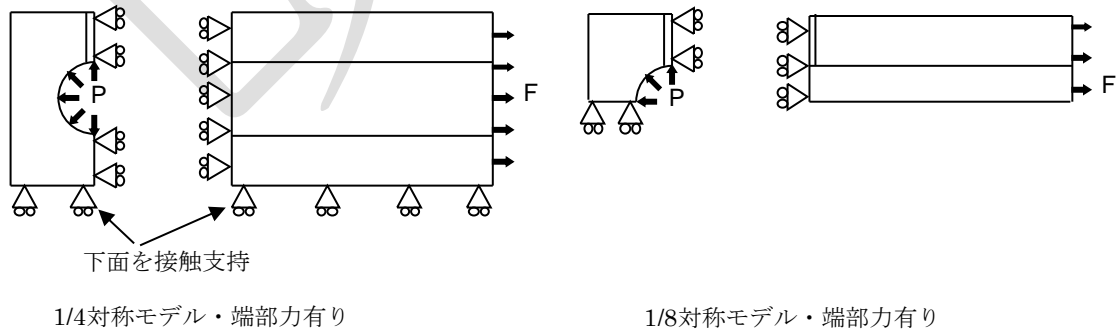
- D_o : 円筒形状の場合は外径，ブロック形状の場合は解説図 F.1 に示す寸法(mm)
- D_I : 主穴の内径(mm)
- D_H : 副穴の内径(mm)
- L : 長さ(mm)
- P : 圧力(MPa)
- Y : 内外径比(= D_o/D_I)
- F : 主穴にかかる端部力に相当する軸力(N)
- $\sigma_{1(\max)}$: 最大主応力(MPa)
- K_t : 応力集中係数



解説図 F.1 解析モデル

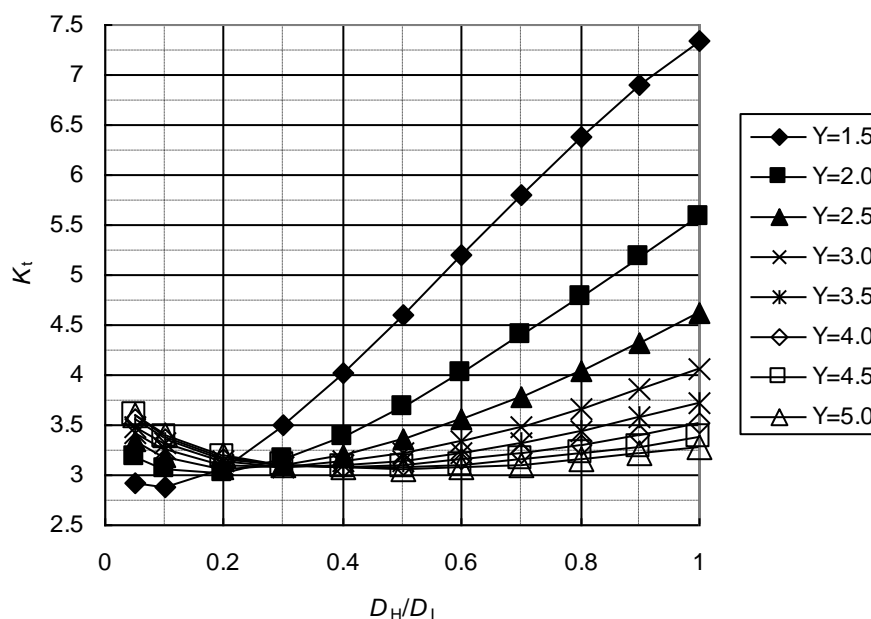


解説図 F.2 境界条件(円筒形状)



解説図 F.3 境界条件(ブロック形状)

- g) 使用した解析プログラムは ANSYS Release 11.0 及び ANSYS Design Explorer で、10 節点 2 次四面体要素(Solid 187)及び 20 節点 2 次六面体要素(Solid 186)を用いた。上記 b) の解析モデルについて、主穴の内外径比 Y と主穴と副穴の内径比 D_H/D_I を変化させて、解析を行った。
- h) 解析結果を次に示す。解説図 F. 4 に円筒形状(1/4 対称モデル、端部力有り、下側稜線を単純支持)の解析結果を示す。



解説図 F. 4 円筒形状の解析結果
(1/4 対称モデル、端部力有り、下側稜線を単純支持)

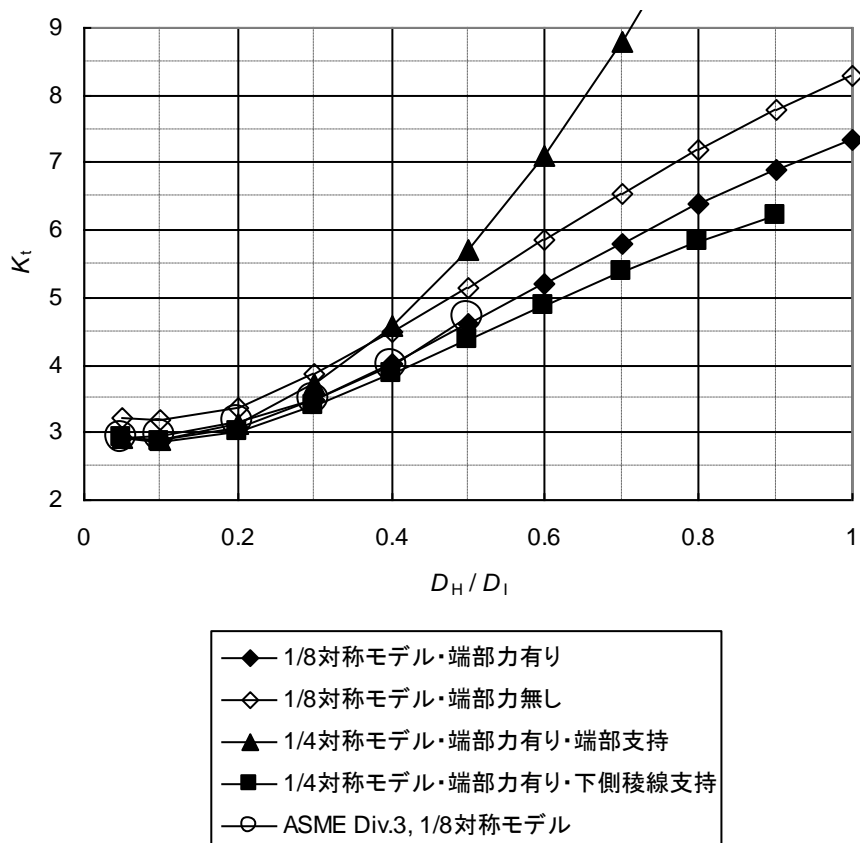
解説図 F. 5 と解説図 F. 6 に、円筒形状の次の 5 つのモデルについて、解析結果の比較を示す。解説図 F. 5 は $Y = 1.5$ の場合、解説図 F. 6 は $Y = 5$ の場合である。

解説図 F. 5 と解説図 F. 6 から、特に Y が小さい場合において、端部力無しモデルの方が端部力有りモデルよりも応力集中係数が大きくなっている。

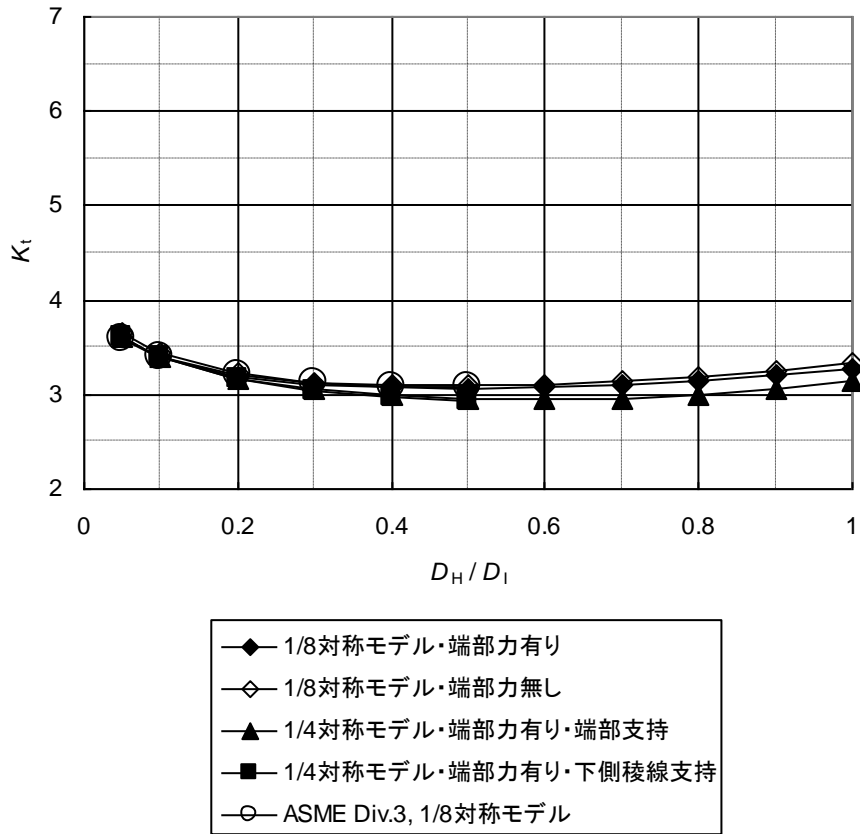
1/4 対称モデルの端部を支持したモデルは、1/8 対称モデルよりも応力集中係数が大きくなり、下側稜線を支持したモデルは、1/8 対称モデルよりも応力集中係数が小さくなっている。

端部を支持したモデルでは、公差穴部分に生じる力の不釣り合いから曲げが生じ、このために公差穴部分の主応力が大きくなると考えられる。

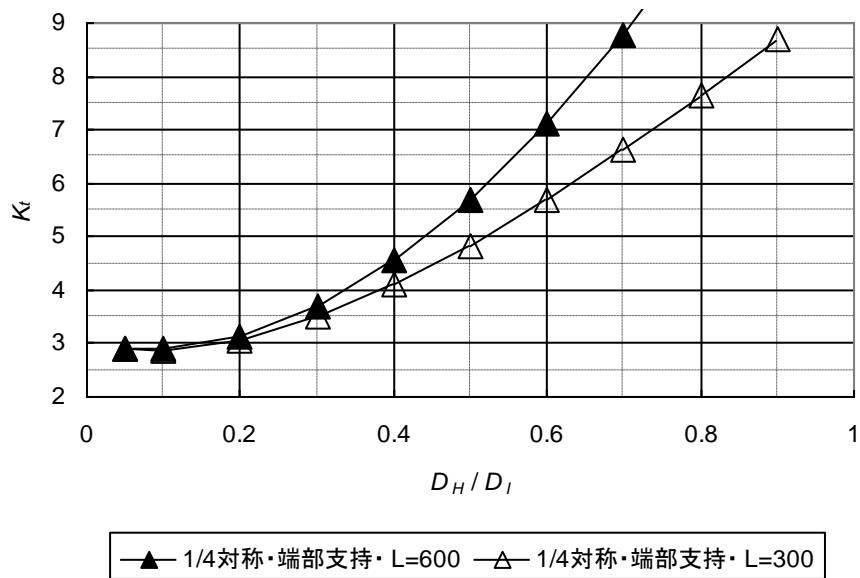
曲げの影響度合いは解析モデルの長さで異なり、解説図 F. 7 に示すように解析モデルの長さが長い方が、影響が大きくなっている。



解説附図 F.5 境界条件による結果の比較(円筒形状, $Y = 1.5$)



解説図 F.6 境界条件による結果の比較(円筒形状, $Y = 5$)



解説図 F.7 解析モデル長さの影響(円筒形状, 端部支持, $Y = 1.5$)

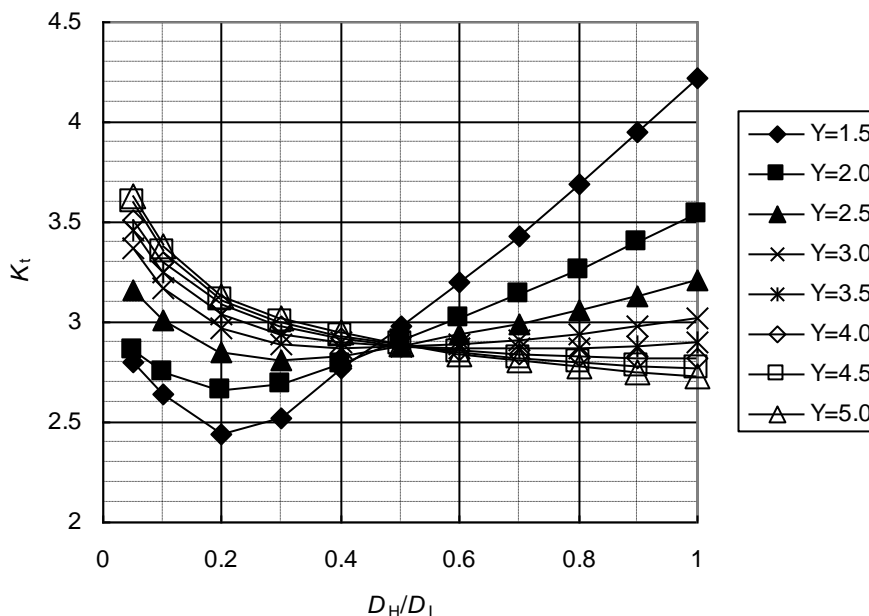
解説図 F. 8 に、ブロック形状(1/4 対称モデル，端部力有り，下側面を接触支持)の解析結果を示す。

解説図 F. 9 と解説図 F. 10 に、円筒形状の以下の 3 つのモデル(1/8 対称モデル・端部力有り，1/4 対称モデル・端部力有り，ASME Sec. VIII Div. 3・1/4 対称モデル)について，解析結果の比較を示す。解説図 F. 9 は $Y = 1.5$ の場合，解説図 F. 10 は $Y = 4$ の場合である。

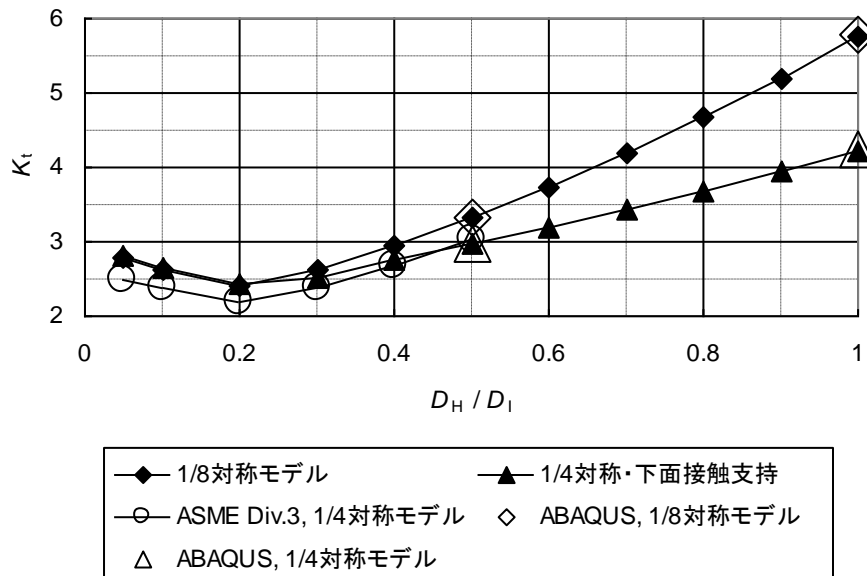
解説図 F. 9 から分かるように，1/8 対称モデルの方が 1/4 対称・下面接触支持モデルよりも応力集中係数が大きくなっており，内外径比 Y が 0.5 よりも大きい時にこの傾向が顕著である。

1/8 対称モデルでは，公差穴が貫通しているために，公差穴部分で内圧を支える面積が 1/4 対称モデルよりも小さくなるために，発生する応力も大きくなる。また，1/4 対称モデルで下面を接触支持する場合，曲げが生じないために曲げ応力も発生せず，結果として応力集中係数も大きくなる。これらから，1/8 対称モデルの方が 1/4 対称・下面接触支持モデルよりも応力集中係数が大きくなっていると思われる。

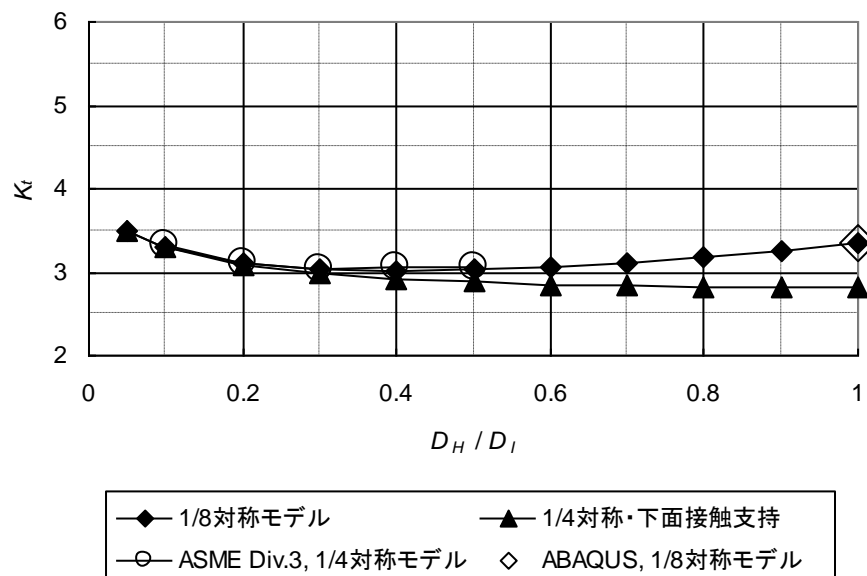
いくつかの点について，確認のために ABAQUS で計算を行ったが，解説図 F. 9 と解説図 F. 10 に示すように，ABAQUS の計算結果は ANSYS の結果と同じとなった。



解説図 F. 8 ブロック形状の解析結果
(1/4 対称モデル，下面を接触支持)



解説図 F.9 境界条件による結果の比較(ブロック形状, $Y = 1.5$)



解説図 F.10 境界条件による結果の比較(ブロック形状, $Y = 4$)

- i) **解析結果のまとめ** 圧力荷重を受ける端部の閉じた円筒形状及びブロック形状の耐圧胴の穴に対して、交差部の応力集中係数を有限要素解析により評価した。結果をまとめると、次のようになる。
- 1) 1/8 対称モデルと 1/4 対称で端部を支持したモデルでは、1/4 対称モデルの方が、応力集中係数が大きくなる傾向があった。これは、内圧のアンバランスによって生じる曲げ変形が影響していると考えられる。

- 2) 1/4 対称モデルで下面を接触支持したモデルでは、逆に応力集中係数が小さくなる傾向があった。これは、下面全面を支持し、曲げ変形が生じないために、上記 1) の変形の影響が無くなるためであると考えられる。
- 3) 主穴の軸力を付加すると、応力集中係数が小さくなる傾向があった。

参考文献

- 1) K.Watanabe and S.Terada, "Stress Concentration Factors for Crossbores in Thick Walled Cylinders and Square Blocks", ASME PVP2010-25123, (2010)

附属書 G(規定) 円筒胴の平鏡板

ASME Sec. VIII Div. 3, 2009 Addenda で、R. D. Dixon 他円筒胴の平鏡板コーナー部のピーク主応力を求める算出式が、有限要素法解析のケーススタディより求めた PVP2005 の論文¹⁾に基づき新規に追加された。また、2011 Addenda では、追加の有限要素法解析結果に基づいて、適用範囲を $1.5 \leq Y \leq 4.0$ から $1.25 \leq Y \leq 4.0$ に拡張して算出式の係数が変更された。この規格では、この変更内容を反映している。ただし、式(1)は Y が 1.5 より小さくなると t_b/t_w が 2 以上となり、 $t_b/t_w \leq 2.0$ という規定を満足しなくなるため、適用範囲を $1.5 \leq Y \leq 2.25$ とした。

また、6.2.1 で内外径比が 1.25 以上の場合には弾塑性解析を行わなければならないので、内外径比が 1.25 以上の場合には容器のサイジングに用いるとした。

参考文献

- 1) Dixon, R.D. and Perez, E.H., "Design Formulas of Blind and Closures for High Pressure Vessels", ASME PVP2005-71067, (2005)

附属書 H(規定) クランプ継手の設計

ASME Sec. VIII Div. 3 2019 年版, Appendix G の規定を取り込んだ。ボルト荷重については、ボルト所要断面積の定義をクランプラグ毎とし、2 分割クランプにおいてボルト荷重を 2 倍とした ASME Sec. VIII Div. 3 2013 年版以降の改正内容を反映した。

また、クランプ継手の計算には、内圧のみならず外力も考慮することが追加された。Div. 3 では具体的な計算式は示されていないが、式(a)に示すフランジの内圧及び外力評価に対する ASME Sec. VIII Div. 1 2019 年版, UG-44 の評価式が参考になる。

$$16M_E + 4F_E G \leq \pi G^3 [(P_R - P_D) + F_M P_R] \quad \dots\dots\dots (a)$$

式(a)を変形すると、式(b)となる。

$$\frac{4}{\pi G^2} \left(F_E + \frac{4M_E}{G} \right) \leq P_R (1 + F_M) - P_D \quad \dots\dots\dots (b)$$

ここで、

$$P_e = \frac{4}{\pi G^2} \left(F_E + \frac{4M_E}{G} \right) \quad \dots\dots\dots (c)$$

とすると、**式(b)**すなわち**式(a)**は次式となる

$$P_e + P_D \leq P_R(1 + F_M) \quad \dots\dots\dots (d)$$

すなわち、**式(a)**は、**式(c)**により配管外力 F_E と外力モーメント M_E を相当内圧 P_e に換算し、設計内圧 P_D を加えて**式(d)**により評価する方法である。

なお、従来は**式(d)**に代わり、**式(e)**が用いられてきた。

$$P_e + P_D \leq P_R \quad \dots\dots\dots (e)$$

Div. 1 2019 年版、**UG-44** の改正は 2017 年の **Code Case 2901** を規格化しており、許容できる圧力レーティング P_R がより高くとれることになった。フランジ寸法で決まるモーメント係数 F_M により、**ASME B16.5** フランジでは、従来の外力評価法より 1.3~2.2 倍許容圧力が高くとれるようになる。

また、**PVP2014-28252**¹⁾ によると、**EN1591** では、**式(c)**の G (ガスケット反力径)の代わりに、それより大きな C (フランジのボルトサークル径)を使用しているため、外力モーメント M_E による相当内圧が小さくなる。この文献では、 G と C の平均径をとると、有限要素法による解析結果と近い値になると提案している。

以上より、**ASME Sec. VIII Div. 1** では、従来、保守的と言われた**式(e)**を見直して、**式(a)**で規格化されたと思われる²⁾。一方、**HPIS C 106** の **6.12** フランジ継手では、フランジの計算は**JIS B 8266 附属書 3** によるとなっている。この適用範囲では、配管外力などの荷重は考慮しないと記載されている。

附属書 H では、モーメント係数 F_M がフランジの場合と異なり同じ計算はできないが、**式(c)**を参考にすれば、外力の評価は可能である。

参考文献

- 1) Matthias Borts, "Leakage Analysis of a High Pressure Flange Connection under Bending Moments-An Analytic Procedure", ASME PVP2014-28252, (2014)
- 2) Warren Brown, "Improved Analysis of External Load on Flanged Joint", ASME PVP2013-97814, (2013)

附属書 I(規定) 溶接部の放射線透過試験の円形状指示模様合格基準

ASME Sec. VIII Div. 3, Appendix 6 の規定を取り入れたが、厚さの区分については本体 **9.3** の **表 9.3.1** と合わせた。**ASME Sec. VIII Div. 3 2015 年版**の改正で、**Appendix 6** の図中 **Note** 表記が変更されたことに合わせて、表記方法を変更した。

附属書 J(規定) 弾性解析を用いた評価方法

本体 **6.2** から、弾性解析を用いた評価方法を移動して**附属書 J**とした。更に、評価応力をトレスカ理論による応力強さからミーゼス理論による相当応力に変更し、次の **a)** 一次応力の許容限界に対する設計補正係数 k_{c1} の考慮、**b)** 簡易弾塑性解析の疲労評価に用いる係数 K_e 評価式、**c)** 熱応

カラチェック評価を追加した。なお、ミーゼスの相当応力への変更と一次応力の許容限界に対する k_{c1} の考慮は、日本から改正提案を行い、**ASME Sec. VIII Div. 3 2021 年版**として発行された。

a) 降伏比 S_y/S_u が小さい低強度鋼及び中強度鋼では、トレスカ理論に基づく全断面降伏に対する設計圧力は、本体 6.2.2 の流動応力に基づく破裂圧力に対する設計圧力及び破裂試験結果と比べて過度に保守的となる。一方、 S_y/S_u が大きい高強度鋼では、**解説図 J.1** に示すように、ミーゼス理論に基づく全断面降伏に対する設計圧力 P_{d2} は、本体 6.2.2 の流動応力に基づく設計圧力 P_{d4} と比べて非保守的になる。

これより、**解説図 J.2** に示す設計補正係数 $k_{c1}(= P_{d4}/P_{d3})$ を導入することにより、**解説図 J.3** に示すように、 $S_y/S_u > 0.76$ の高強度鋼で、 k_{c1} を用いて P_{d2} を補正した設計圧力 P_{d5} を流動応力に基づく設計圧力 P_{d4} に一致させる¹⁾。なお、 $S_y/S_u < 0.76$ の領域では、 P_{d5} は保守的である。

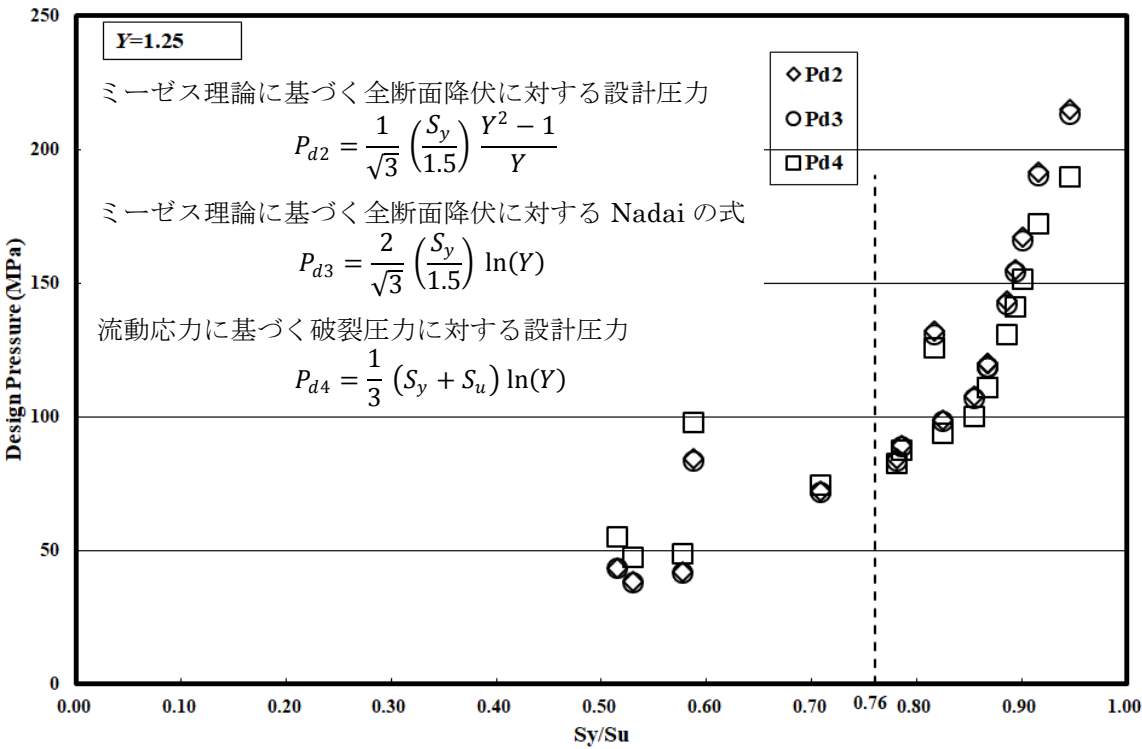


Figure 3 Comparison of P_{d2} , P_{d3} and P_{d4} for typical Div.3 applicable materials

解説図 J.1 設計圧力の比較¹⁾

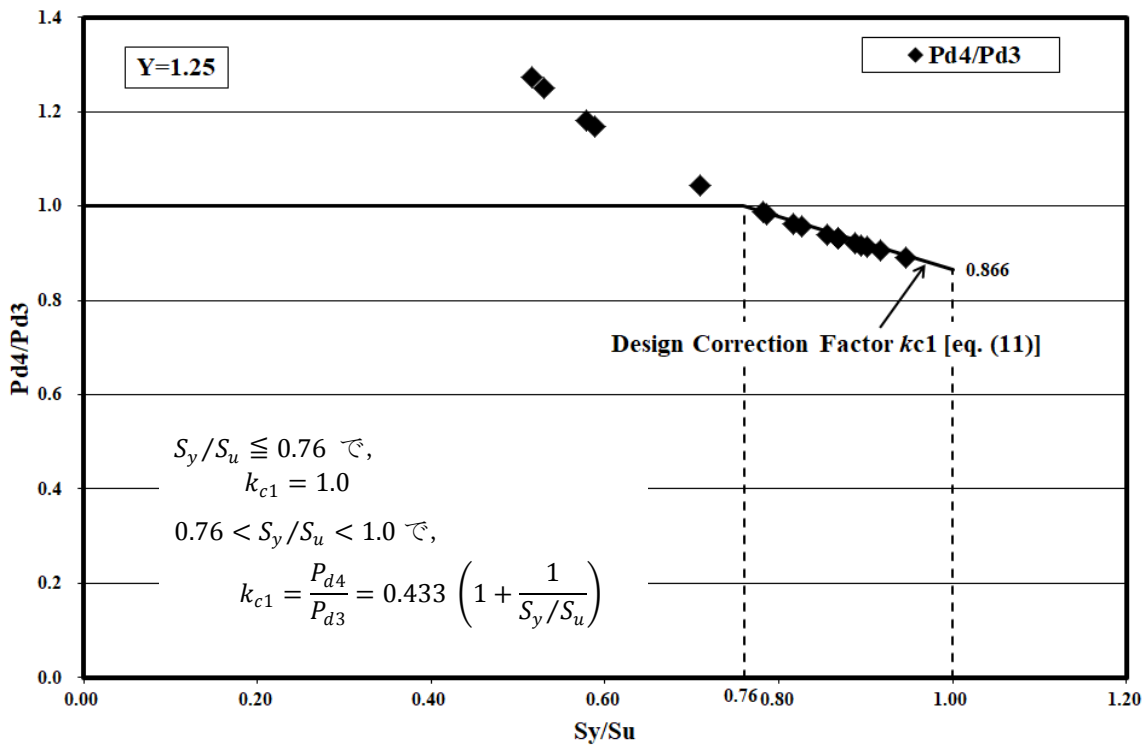


Figure 4 Proposed design correction factor k_{c1}

解説図 J. 2 設計補正係数 k_{c1} ¹⁾

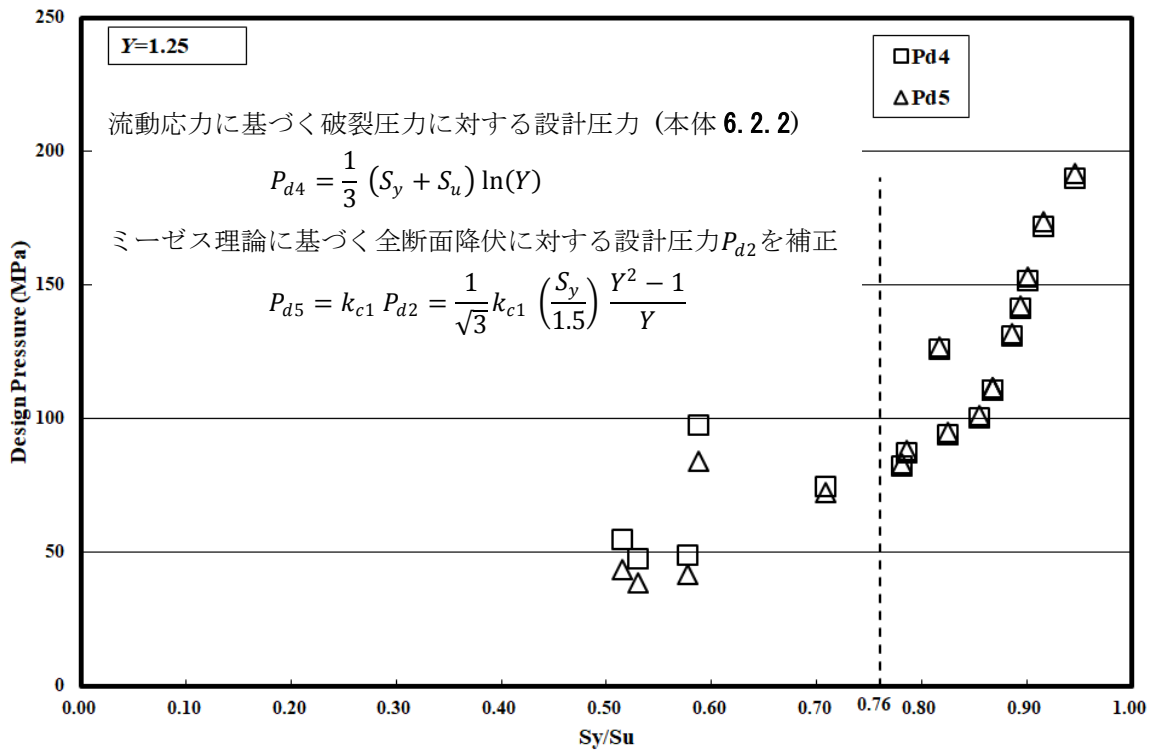


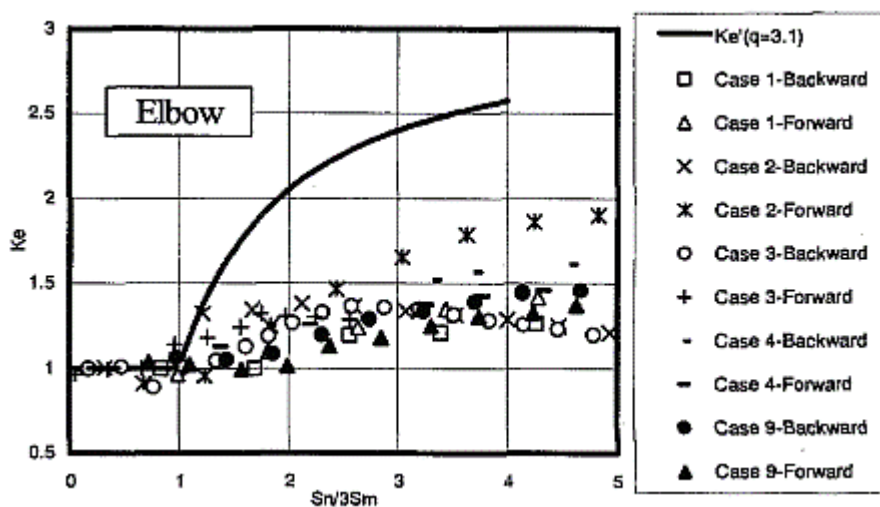
Figure 5 Comparison of P_{d4} and P_{d5} for typical Div.3 applicable materials

解説図 J. 3 補正後の設計圧力の比較¹⁾

- b) 簡易弾塑性解析の疲労評価で用いる係数 K_e の評価式は、ASME Sec. VIII Div. 3 とは異なり、日本機械学会の軽水炉設計規格 JSME S NC1^{2),3)} の評価式を採用した。

ASME 規格としては、ASME Sec. III Div. 1, ASME Sec. VIII Div. 2, ASME Sec. VIII Div. 3, ASME Code Case N-779 で係数 K_e の評価式が示されており、ASME Code Case N-779 を除いては同じ形式の評価式である。

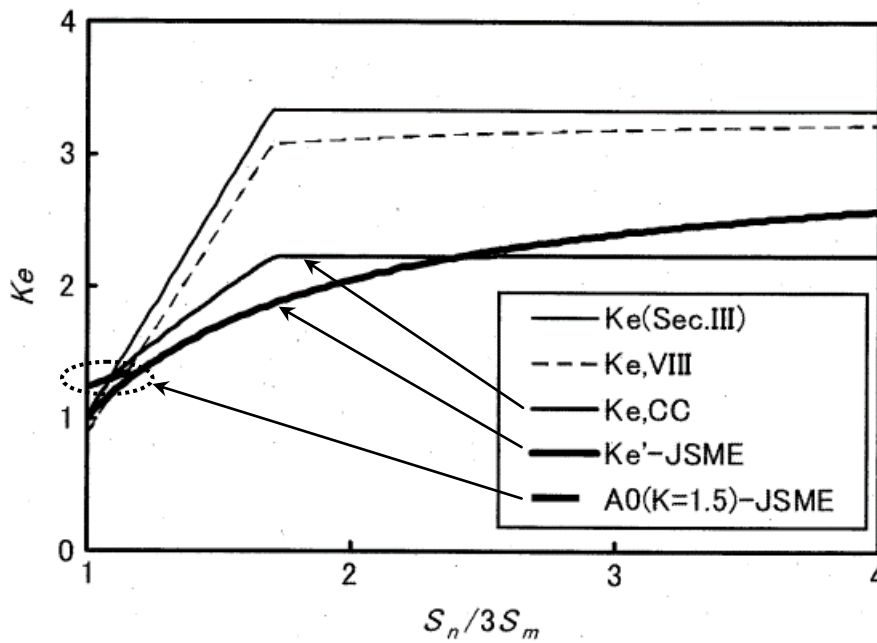
JSME S NC1 の評価式は高速炉設計規格 JSME S NC2⁴⁾ の評価式を基に開発された式であり、各種配管試験データを用いた妥当性と実機ノズル形状に対する適用性を確認している^{3),5)}。試験データによる検証例として、解説図 J. 4 に曲げ管の係数 K_e について、附属書 J の式(6) と試験データとの比較を示す。全てのケースで、試験データによる K_e が小さくなっている。



解説図 J. 4 曲げ管の試験データとの比較³⁾

解説図 J. 5 に、JSME S NC1 と ASME Sec. III, ASME Sec. VIII Div. 2 及び ASME Code Case N-779 の評価式の比較を示す。ASME Sec. III と ASME Sec. VIII Div. 2 の評価式は、ASME Code Case N-779 及び JSME S NC1 に比べてかなり保守的である。

また、ASME Code Case N-779 と JSME S NC1 を比較すると、全体的には同じような値であるが、 $S_n/3S_m$ (S_n : 一次+二次応力強さ, S_m : 設計応力強さ) が比較的小さい領域では ASME Code Case N-779 が保守的になっており、 $S_n/3S_m$ が大きい領域では JSME S NC1 が保守的になっている。



解説図 J.5 係数 K_e の比較⁵⁾

なお、解説図 J.5 において、JSME の曲線は次式である。

曲線： K_e' -JSME …… 附属書 J, 式(4) に対応

$$K_e = K_e' = 1 + (q - 1) \left(1 - \frac{3S_m}{S_n} \right) \quad \text{ここで, } q = 3.1$$

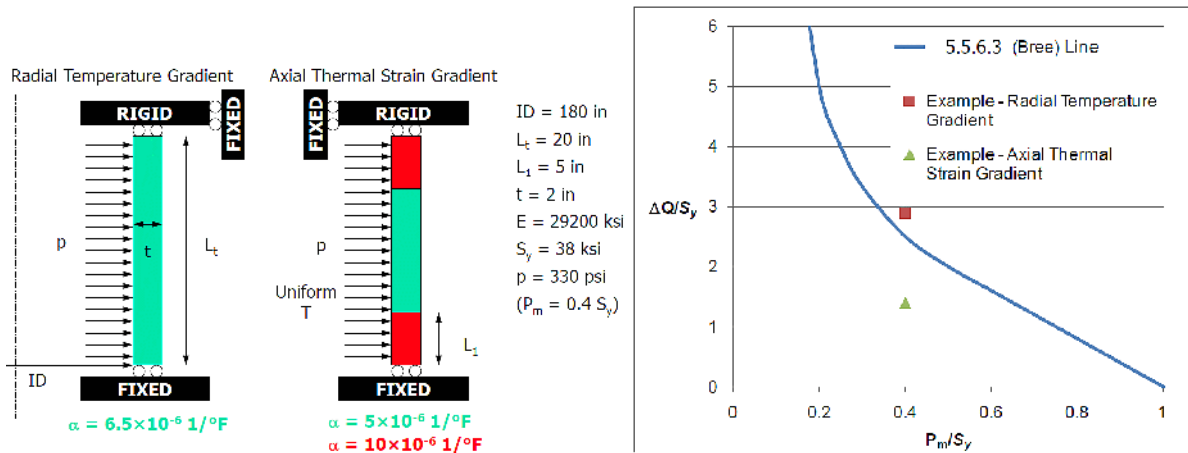
曲線： $A_0(K = 1.5)$ -JSME …… 附属書 J, 式(3) に対応

$$K_e = 1 + A_0 \left(\frac{S_n}{3S_m} - \frac{S_n}{S_p} \right) \quad \text{ここで, } A_0 = 0.66, K = \frac{S_p}{S_n} = 1.5, S_p : \text{ピーク応力強さ}$$

- c) 弾性解析に基づく熱応力ラチェット評価は、ASME Sec. VIII Div. 2 2013 年版で評価方法が改正されたが、ASME Sec. VIII Div. 3 は 2011a 年版から 2021 年版まで改正がなされていない。ASME Sec. VIII Div. 3 では熱応力による二次応力強さ範囲 ΔQ のみを評価するが、ASME Sec. VIII Div. 2 では、熱応力による二次膜+曲げ相当応力範囲 ΔQ_{mb} の他に、別途、二次膜相当応力範囲 ΔQ_m についても評価する。なお、 ΔQ_{mb} の評価方法は、ASME Sec. VIII Div. 3 の ΔQ と同様である。 ΔQ_m をラチェット評価に含めた理由は、次による。

Kalnins は、有限要素法で、解説図 J.6 (a) に示す内圧を受ける円筒について、半径方向に温度勾配がある場合(ケース A)と軸方向に熱ひずみ勾配がある場合(ケース B)の解析を行った⁶⁾。解説図 J.6 (b) に示す解析結果より、半径方向の温度勾配による曲げ応力のみが生じるケース A では $\Delta Q/S_y$ の値が Bree 線図[附属書 J i) 4] の S_{Qmb} よりも大きくなるため、ラチェットを防止することが可能である。一方、ケース B では、軸方向の熱ひずみ勾配による曲げ応力と軸方向に沿った一様な周方向膜応力が生じ、膜応力が支配的となり、 $\Delta Q/S_y$ の

値は Bree 線図よりも小さくなるため、Bree 線図ではラチェットを防止することが不可能である。

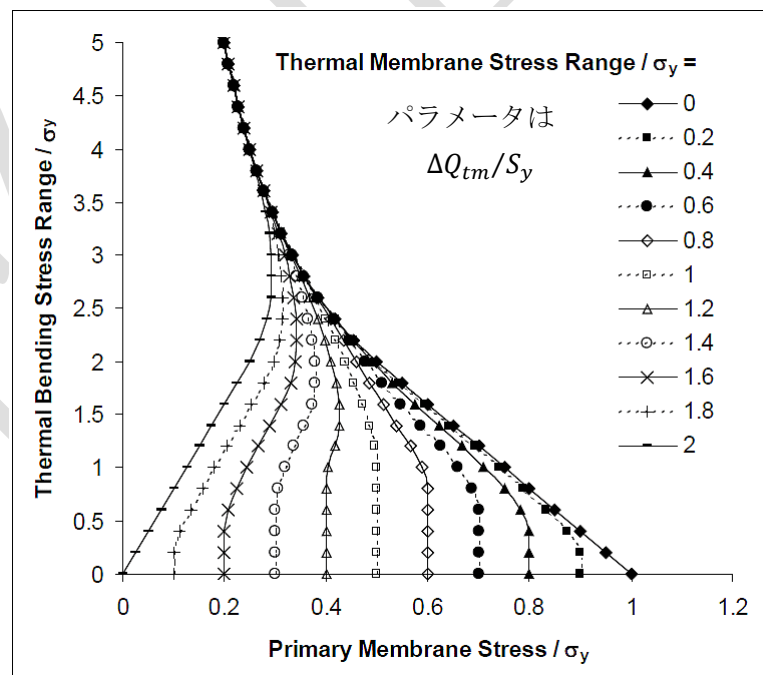


(a) 解析モデル (弾完全塑性体)

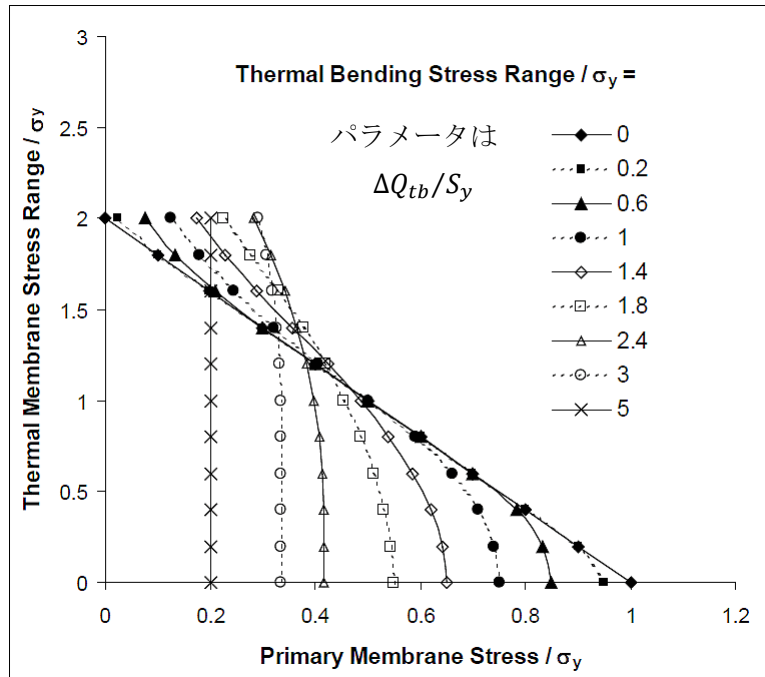
(b) 解析結果

解説図 J.6 内圧を受ける円筒のラチェット解析⁶⁾

Reinhardt は容器壁を想定した弾完全塑性体の一次元梁モデルを用いて、一次膜応力 P_m の他に、熱による膜応力範囲 ΔQ_{tm} と曲げ応力範囲 ΔQ_{tb} が同時に作用する場合についてラチェット境界を求めた⁷⁾。解析結果を、解説図 J.7 及び解説図 J.8 に示す。



解説図 J.7 熱による膜応力をパラメーターとしたラチェット境界⁷⁾
($\Delta Q_{tm}/S_y = 0$ は、Bree 線図)



解説図 J.8 熱による曲げ応力をパラメートとしたラチェット境界⁷⁾
 ($\Delta Q_{tb}/S_y = 0$ は、3本棒モデルの解)

これらの解析結果より、ラチェット境界の近似式として式(a)～式(c)を示しており、それぞれ附属書Jの式(9)、式(10)、式(13)に対応する。

$$P_m/S_y < 0.5 \text{ のとき, } P_m \leq \frac{S_y^2}{\Delta(Q_{tm} + Q_{tb})}$$

これより,

$$\Delta(Q_{tm} + Q_{tb}) \leq S_y \frac{S_y}{P_m} \dots\dots\dots (a)$$

$$P_m/S_y \geq 0.5 \text{ のとき, } P_m \leq S_y - \frac{\Delta(Q_{tm} + Q_{tb})}{4}$$

これより,

$$\Delta(Q_{tm} + Q_{tb}) \leq 4 S_y \left(1 - \frac{P_m}{S_y}\right) \dots\dots\dots (b)$$

$$\Delta Q_{tb}/S_y \cong 0 \text{ のとき, } P_m \leq S_y - \frac{1}{2} \Delta Q_{tm}$$

これより,

$$\Delta Q_{tm} \leq 2 S_y \left(1 - \frac{P_m}{S_y}\right) \dots\dots\dots (c)$$

参考文献

- 1) S. Terada, “Proposal of Use of Mises Criteria for Elastic Analysis in Appendix 9 of ASME Section VIII Division 3”, ASME PVP2020-2119, (2020)
- 2) 日本機械学会, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 第 I 編 軽水炉規格, JSME S NC1-2020, (2020)
- 3) 朝田ほか, “機械学会設計・建設規格における簡易弾塑性解析手法”, 日本機械学会論文集(A 編), 75-749, p.110, (2009)
- 4) 日本機械学会, 発電用原子力設備規格 設計・建設規格 第 II 編 高速炉規格, JSME S NC2-2020, (2020)
- 5) 朝田, “設計疲労評価に用いる簡易弾塑性解析手法—設計規格における疲労評価に用いる簡易弾塑性解析手法の紹介—”, 配管技術, p.31, (2009)
- 6) Kalnins, A., Presentation at the Meeting of the ASME BPVC Subgroup Design Analysis, Minutes of the Subgroup Design Analysis, (2005)
- 7) Reinhardt, W., “On the Interaction of Thermal Membrane and Thermal Bending Stress in Shakedown Analysis”, PVP2008-61628, (2008)

附属書 K(規定) アルミニウム合金の切欠き引張試験方法

この附属書 K は, 5.2.11 に示すアルミニウム合金の切欠き引張強さと降伏強さの比を求めるための切欠き引張試験方法であり, ASTM E338 及び E602 に基づいて新たに作成した。

なお, ASTM E338 及び E602 は現在廃止されているが, 切欠き引張試験によりアルミニウム合金の切欠き引張強さと降伏強さの比を求める簡便な試験により, 6.4.3 d) の破壊靱性値 K_{IC} が $25 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 以上あることを確認できることから, この規格に取り込んでいる。

ASTM E338 及び E602 には平滑引張試験片の形状及び寸法規定がないため, ASTM B557 の規定を追加した。

附属書 L(規定) 応力分類のための応力分布の線形化

有限要素法による解析では, 応力解析結果を制限値と比較するためには応力分類を行うことが必要であり, ASME Sec. VIII Div. 3 では応力分類のための応力分布の線形化方法を Appendix L で規定している。

この規格では附属書 J の弾性解析を用いた評価方法で応力分布の線形化が必要になるため, 附属書 L として Appendix L の内容を取り込んだ。ただし, Appendix L で規定している構造応力は溶接継手部の疲労評価と関連しているが, この規格では構造応力を用いた疲労評価は除外しているため, 構造応力に関する規定は参考用に示した。

(一社)日本高圧力技術協会 高圧容器規格 原案作成委員会構成表

	氏名	所属
(主査)	寺田 進	(株)神戸製鋼所
(副主査)	吉田 敏雄	元 三井造船(株)
(委員)	富岡 史城	高圧ガス保安協会
	御手洗 泰広	千代田化工建設(株)
	岡田 譲	日機装(株)
	坂倉 茂樹	(株)IHI
	部谷 弘之	東洋エンジニアリング(株)
	河野 遼平	(株)日本製鋼所
	前川 明紀	(株)神戸製鋼所
(アドバイザー)	小林 英男	東京工業大学 名誉教授, 高圧ガス保安協会
(事務局)	田中 夕香子	(一社)日本高圧力技術協会

* この規格についての意見又は質問は、(一社)日本高圧力技術協会にご連絡ください。

* HPIS, HPI TR 規格票のご注文は、(一社)日本高圧力技術協会へお申込みください。
お申込みは FAX, E-MAIL など、書面でお願い申し上げます。

* HPIS, HPI TR 規格票の正誤票が発行された場合は、(一社)日本高圧力技術協会のホームページ (<http://www.hpij.org/>) に掲載致しますので、複写の上ご利用ください。

HPIS C 106:20XX

高圧容器規格

20XX 年 XX 月 XX 日 第 1 刷発行

編集発行 (一社) 日本高圧力技術協会

〒103-0023 東京都中央区日本橋本町 4-7-1

三恵日本橋ビル 7F

TEL (03)3516-2270

FAX (03)3516-2271

E-MAIL : hpi@hpij.org

<http://www.hpij.org/>