

●—— 技術解説

各種プラント設備における疲労破壊とその防止対策 ＜プラントライフサイクルエンジニアリングシリーズ＞

Fatigue fracture and its prevention methods on some kinds of plants equipments

< Plant Life-cycle Engineering Series >

中野 光一（技術統括部）

Kouichi Nakano (Technology Control Department)

わが国の1年間における金属材料の疲労等に起因する破壊事故による経済的損失額は、欧米諸国と同様、GNP（国民総生産）の約4%にも達する^{1,4)}といわれており、各種プラント設備における疲労に関するトラブルは避けて通ることができない社会問題である。静的機器の压力容器構造設計規格であるASMEのBoiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, Rules for Construction of Nuclear Power Plant Componentsには低サイクル疲労設計法が採り入れられており、疲労設計の重要性が窺える。一方、企業の技術力が競争力を高め、生き残りを左右する現代においては、破損解析や疲労設計が可能なエンジニアは、ますます必要とされてきている。そこで、本稿では、プラントエンジニアのみならず溶接技術者としても知っておくべき疲労破壊とその防止対策の概要を紹介するとともに、各種プラント設備における疲労損傷とその対策の検討事例として、配管系すみ肉溶接継手の疲労特性の向上対策についても紹介する。

In Japan, the annual economic loss due to destruction accidents caused by fatigue of metallic materials is said to reach approximately 4% of GNP (gross national product), as in Western countries. Trouble related to this is a social problem that cannot be avoided. A low cycle fatigue design method has been adopted in ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components, which is structural design standards for pressure vessels of static equipment, and this shows the importance of fatigue design. On the other hand, in today's world where a company's technological capabilities increase its competitiveness and determine its survival, there is an increasing need for engineers who can perform damage analysis and fatigue design. Therefore, in this paper, an overview of fatigue fractures and countermeasures to prevent them, which not only plant engineers but also welding engineers should know, is introduced at first. And then, the measures to improve the fatigue properties of fillet welded joints in piping systems are introduced as an example of fatigue damage in various plant equipment and its countermeasures.

1. はじめに

製鉄プラント、石油化学プラント、半導体製造プラント、食品プラントなど種々のプラント設備においては、金属材料、セラミック材料、高分子材料、複合材料などの様々な材料が使用されており、温度、圧力、流量、流速などの運転条件は一般に変動する。この時、プラント設備を支える各種材料に加えられる応力も変動することになり、変動応力により各種材料が疲労損傷・破壊すると大事故に繋がる可能性がある。

一般に、延性破壊、脆性破壊、衝撃破壊等と比べると、疲労破壊は、降伏点以下の応力が繰返し作用することによって発生し、塑性変形もほとんど無い為、見過ごされるケースが多くなると考えられるが、あるデータによると破損の原因別分類では、疲労による破損・破壊は応力腐食などと比べてもはるかに多く、全体の約70%が疲労に起因⁵⁾

している。

わが国の1年間における金属材料の疲労等に起因する破壊事故による経済的損失額は、欧米諸国と同様、GNP（国民総生産）の約4%にも達する^{1,4)}といわれており、各種プラント設備における疲労に関するトラブルは避けて通ることができない社会問題となっている。そして、その対策の1つとして、各種法規・規格では、海外のASMEをはじめ、国内の各種関連法規・規格でも、疲労設計法が採り入れられ、疲労設計の重要性が窺える。

一方、企業の技術力が競争力を高め、生き残りを左右する現代の産業界においては、破損解析や疲労設計が可能なエンジニアの需要は、ますます増加してきている。

そこで、本稿では、プラントエンジニアのみならず溶接技術者としても知っておくべき疲労破壊とその対策の概要として、疲労破壊のメカニズムと特徴、疲労強度に及ぼす寸法・形状に関する各種効果、疲労破壊強度に及ぼす各種

加工の影響、フレッティング疲労、疲労破壊の防止対策、各種プラント設備の疲労設計の考え方と関連する各種法規・規格・基準等について概説するとともに、各種プラント設備における疲労破壊とその防止対策の検討事例として、配管系すみ肉溶接部の疲労強度の向上対策の検討内容について紹介する。

2. 疲労破壊のメカニズムと特徴

通常的环境下で材料が破壊していく現象は、荷重条件により、静的破壊と動的破壊に分類され、疲労破壊は繰返し荷重などの変動荷重が原因で破壊するので、動的破壊に分類される。疲労破壊は繰返し応力や繰返し数などにより分類される他、応力振幅や平均応力などは疲労破壊形態に影響を及ぼし、疲労寿命の推定や疲労設計などにも活用されている。

(1) 低サイクル疲労、高サイクル疲労、超高サイクル疲労

一般に、低サイクル疲労⁶⁾は、繰返し数が、約 10^4 回位迄の疲労により破断する領域で、応力振幅も比較的高く、塑性疲労とも呼ばれている。高サイクル疲労は、約 $10^5 \sim 10^7$ 回程度の疲労限近傍の繰返し数で破断する領域で、 10^7 回を超える領域は、超高サイクル疲労と呼ばれている。

(2) 変動応力の応力振幅・平均応力について

変動荷重によって部材内部に生じる変動応力は、最小応力 $\sigma_{\min}$ と最大応力 $\sigma_{\max}$ の間を変化する。この時、応力振幅 σ_a 、平均応力 σ_m は、次式で示され、平均応力が0の場合を両振り応力という。

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

(3) 疲労破面の特徴

疲労破壊は、マクロ的にはほとんど塑性変形を起こさず、破断後の伸びも一般に低い値を示す。そして、マクロ的な疲労破面にはビーチマーク (Beach mark)⁷⁾ (貝殻模様) が認められ、SEM観察等によるミクロ的な疲労破面にはストライエーション (Striation)⁸⁾ (縞状模様) が観察される。このストライエーション間隔は、1回の繰返しにより進展したき裂長さを示すので、(3)式を積分することによって、初期の欠陥やき裂の大きさから破壊に至る繰返し数が求められる。しかし、一般に複雑な実形状のものは求めにくい。従って、き裂進展の計算も困難になるので、き裂の発生を基準にした設計が必要になる。

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 a ：き裂長さ、 N ：繰返し数、 ΔK ：応力拡大係数の全幅、 C ：材料定数、 m ：材料定数である⁹⁾。

この式を積分すると、初期の欠陥やき裂の大きさから破壊に至る繰返し数が求められるが、一般に、応力拡大係数は複雑な実物形状の場合には求めにくい。従って、き裂の進展に関する計算も困難になるため、き裂の発生を基準とする設計が求められる。

そして、鋼構造物の場合には、ほとんど破損を許容しない設計 (Safe-life design)¹⁰⁾が行われるのに対して、重量制限が厳しい航空機や軸受およびワイヤーロープのように使用特性上有限寿命とならざるを得ない場合には、破損は許容するがメンテナンスによって安全性を確保する設計 (Fail-safe design)¹⁰⁾が適用される。

3. 疲労強度に及ぼす寸法・形状に関する各種効果

3.1 寸法効果

一般に、部材の寸法が大きくなると疲労強度は低下するが、この疲労強度の低下率は、設計上無視できない程度のもので、寸法効果と呼ばれる。寸法効果の要因としては、材質の相違、熱処理による残留応力分布の違い、加工度の差による表面効果層の相違、形状や曲げやねじりの荷重の種類によって生じる応力勾配、表面層の面積(または容積)の相違等が挙げられるが、次の3つの要因が大きな影響を及ぼすものと考えられている。

(1) 応力勾配

(2) 高い応力を受ける表面層の面積 (または容積)

(3) 表面加工層

ただし、平滑材の引張圧縮や片振り引張のように応力勾配の無い場合には、直径35mmまでは疲労強度に寸法効果が認められない¹¹⁾ことなどから、応力勾配の影響が最も大きいと考えられる。

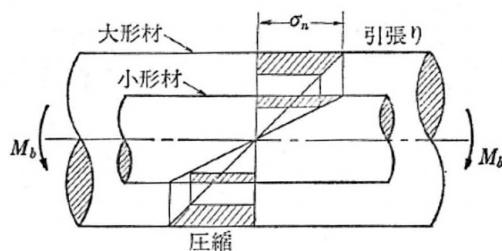


図1 曲げを受ける大小試験片の表面層の応力分布¹¹⁾

3.2 応力集中とひずみ集中

3.2.1 応力集中係数

弾性限度内において、切欠部に生じる最大応力 σ と、切欠底の最小断面と同じ様な断面の部材に同じ荷重を加えた時の公称応力 σ_n 、例えば(軸荷重)/(最小断面の面積)、(曲げモーメント)/(最小断面の断面係数)、との比を応力集中係数、厳密には弾性応力集中係数という。丸軸のねじりの場合も周方向の溝や、すみ肉のある段付による応力集中については同様に切欠部の最大ねじり応力 τ と最小断面についての公称ねじり応力 τ_n 、すなわち(ねじりモーメント)/(最小断面の極断面係数)、との比をとるが、軸方向の溝や横孔のある軸など、最小断面が円形でない軸のねじりのように、どの応力を基準にとるかが明確でない場合には、その都度基準応力を明示して応力集中係数を定義する必要がある。応力集中係数は平面応力、平面ひずみ状態、丸軸あるいは断面一樣な棒のねじれの場合には、等方等質であれば材料定数に関係なく形状のみによって定まり、その他の場合にも材料定数としてはポアソン比 ν のみが関係するが、金属材料では ν の値はほぼ0.3でこれからの差異は実際上無視できるので、形状のみによって定まるという意味で、形状係数ということもある。

応力集中係数は、弾性論による解析的な解法、光弾性、ひずみゲージなどの実験、差分法や有限要素法による数値計算などによって、種々の形状に対する値が求まっており、これらを集めたデータ集、図表¹²⁻¹⁴⁾などもあるが、簡単で広範囲に適用可能で実用的で広く用いられているノイバー(Neuber)の三角則と呼ばれる応力集中の近似計算法¹⁵⁻¹⁶⁾が多用されている。

3.2.2 ひずみ集中係数

弾性限度内における応力集中係数は前述の通りほぼ形状にのみにより定まり、応力レベルには関係なく一定であるが、弾性限度を超えて塑性ひずみを生じてくると応力集中係数は減少し、ひずみ集中係数¹⁷⁾は増加してくる。一方、このような弾性ひずみに比べ、塑性ひずみを無視し得ない塑性疲労の領域では、ひずみ因子が重要となってくる。

平面応力状態に限ると、弾性限度内で、応力集中係数 K_σ はひずみ集中係数 K_ϵ に等しく、しかも共に弾性応力集中係数 K_t に等しいが、弾性限度を超えると K_σ は K_t より減少し、 K_ϵ は K_t より大きくなる。

3.3 切欠き効果

3.3.1 切欠き係数

部材に段付き、みぞ、穴などの切欠きがあると、

①切欠き付近に局部的に応力が集中する。

②切欠き底から部材の中心に向かって応力勾配が生じる。

などの理由により平滑な部材に比べて疲労強度が低下する。このことを切欠き効果といい、次式で定義される切欠き定数 β をもって表される。

$$\beta = \frac{\sigma_{w0}}{\sigma_w} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 β : 切欠き係数

σ_{w0} : 平滑材の疲労限度

σ_w : 切欠き材の疲労限度

一般には、切欠き係数 β は応力集中係数 α よりその値は小さいと言えるが、切欠き係数 β は部材の寸法比や形状のみならず、材料の寸法、物理的性質、加工、熱処理など種々の因子の影響を受けるので、次のような場合には、 $\alpha \leq \beta$ となる場合があるので注意を要する。

- ① 0.26%C鋼で高速繰返しを受ける場合、鋭い切欠きでは $\alpha < \beta$ となる傾向がある¹⁸⁾。
- ② 0.72%C鋼の硬度の高い鋼の鋭い切欠き材でも $\alpha < \beta$ となる傾向が認められている¹⁹⁾。

切欠きが鋭く α が大きくなるに従い、 β も大きくなるが、切欠きが著しく鋭くなったり、きわめて浅いと、 β はかえって減少する傾向がある。これは材料の性質に関係し、鋭い切欠き底で加工効果が生じたり、停留き裂が発生したりすることによる場合がある。低サイクル疲労における切欠き係数は、破断寿命を基準にしているので、疲労限度を基準とする高サイクル疲労の切欠き係数と異なり、基準となる寿命に応じて異なった値をとるので留意する²⁰⁾必要がある。

$$\beta_\sigma = \frac{\text{平滑材の寿命}N_1\text{における許容応力振幅}}{\text{切欠き材の寿命}N_1\text{における公称応力振幅}} \dots\dots (5)$$

3.3.2 切欠き係数の求め方

切欠き係数は応力集中係数、応力勾配、材料の性質、部材の寸法などに関係する値であるが、実用上有用と思われるいくつかの求め方を以下に示す。

(1)切欠き係数計算図表²¹⁾(日本機械学会)

切欠き係数計算図表により切欠き係数を求めるには、多くの疲労試験データに基づく、切欠き係数に影響する因子である ξ_1 、 ξ_2 、 ξ_3 、 ξ_4 等の係数の値を実験値等の平均から図表によって求め、次式²¹⁾によって切欠き係数 β を算出する。

$$\beta = 1 + \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \cdot \xi_4 \cdot \xi_5 \dots\dots\dots (6)$$

$$\text{ただし、} \xi_1 = C_1 + C_2 \sigma_B \dots\dots\dots (6-1)$$

$$\xi_2 = 1 - \exp(-C_3 d) \dots\dots\dots (6-2)$$

$$\xi_3 = 1 - \exp(-C_4 d/\rho) \dots\dots\dots (6-3)$$

$$\xi_4 = 1 - \exp[-C_5 \{1 - (d/D)\}] \dots\dots\dots (6-4)$$

$$\xi_5 = 1 - \exp[-C_6 \{\pi - \theta\}] \dots\dots\dots (6-5)$$

$C_1 \sim C_6$ の定数は、切欠き形状や疲労荷重の印加条件等

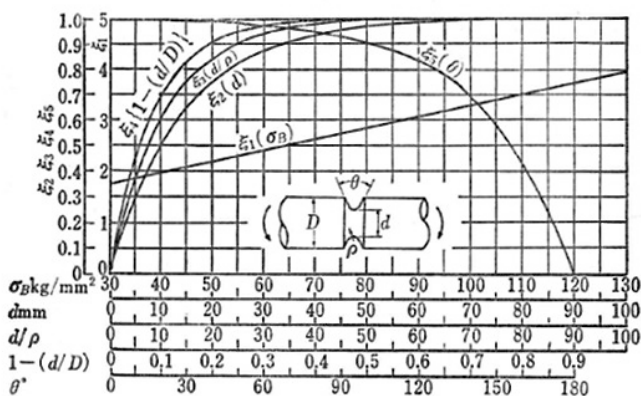


図2 環状Vみぞ付丸棒の回転曲げ切欠き係数計算図表²¹⁾

によって変わり、例えば、環状Vみぞ丸棒の両振りねじりの場合は、 $C_1 = 1.1$, $C_2 = 0.022$, $C_3 = 0.070$, $C_4 = 0.095$, $C_5 = 12$, $C_6 = 1.7$ で与えられる。

求められる切欠き係数は実測値の平均値を与えるものと考えられるが、平滑材の疲労限から切欠き材の疲労限を求める場合には、安全率として段付き丸棒に対しては $S_F = 1.1$ を、その他の場合には $S_F = 1.2$ を考慮して切欠き係数の値を決定する必要がある。

(2)その他の方法

切欠き係数を求めるその他の方法としては、石橋の方法²²⁾、Siebelの式²³⁾、Mooreの式²⁴⁾、飯田の方法²⁵⁾などが挙げられる。一方、R. E. Petersonらは、切欠き係数と応力集中係数との関係が次式で表されるとして、切欠き感度係数²⁶⁾ q を提唱している。

$$q = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1} \dots\dots\dots (7)$$

3.3.3 二重切欠き

切欠きが二つ重なる場合は、切欠きが単一の場合よりも応力集中が大きくなり、疲労強度は低下する。二つの切欠きが重なった場合の切欠き係数の値は、次式に示すように、それぞれの切欠きの切欠き係数の相乗積にほぼ等しくなる。

$$\beta_{12} = \beta_1 \times \beta_2 \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 β_{12} ：二重切欠き係数

β_1 ：1つ目の切欠きの切欠き係数

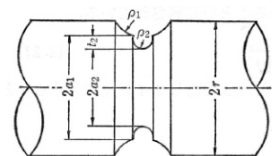
β_2 ：2つ目の切欠きの切欠き係数

ただし、個々の切欠きの鋭さが近づくに従い、

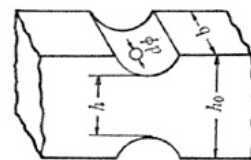
$$\beta_{12} < \beta_1 \times \beta_2 \dots\dots\dots (9)$$

となる傾向がある。

プラントエンジニアが疲労設計を行う際には、二重切欠きの切欠き係数はそれぞれの切欠き係数の相和ではなく、相乗積となり、より厳しい条件となることに留意する必要がある。そして、二重切欠きを回避し、応力集中を軽減す



(a)環状みぞの二重切欠き



(b)半円弧みぞと丸穴の二重切欠き

図3 二重切欠きの形状²⁷⁾

るために、サンブナンの定理に従って、2つ以上の切欠きが互いに重ならないよう限界距離 (Critical distance) 以上離れるよう設計上の配慮を忘れてはならない。

4. 疲労破壊強度に及ぼす各種加工の影響

一般に加工によって疲労強度に影響を与える因子としては、表面の凹凸、表面加工硬化層、および表面残留応力などが挙げられる。そこで、疲労破壊強度に及ぼす種々の加工の影響等について以下に述べる。

4.1 機械加工による表面仕上げと疲労強度の関係

機械的に材料表面を仕上げる方法としては、切削(旋盤、形削り、フライス仕上等)、研削、機械研磨(研ぎ上げ、超仕上げ等)、手研磨(ペーパー仕上げ)、バフ仕上げ等がある。

仕上げ法とその程度により、冷間加工による加工強化、キズ(荒れ)の持つ切欠き効果、残留応力は異なり、疲労強度に影響を及ぼすので、先ず、疲労強度向上に向けた一般的な留意点を以下に示す。

(1)表面が仕上げ加工を受けて、結晶破碎の状態が残っていると、限界強度の状態にある表層は、その後の繰返し荷重によって、き裂が発生しやすい。冷間加工が過度でなければ、加工強化の効果を持つことがある。

(2)表面のキズが繰返し荷重を受ける際、その引張主応力と直角方向であると、応力集中の原因となる。曲げを受ける柱状体、はりなどは、長手方向に最後の仕上げが行われるべきである。また、細かい条痕に混じって、大きな(長さ、深さ)条痕が残存すると、他の仕上げ状態がどれほど良くても意味がなくなる。材料が硬いほど、キズのもつ切欠き効果は大きくなるので注意を要する。

(3)表面仕上げにより、表層に残留圧縮応力が発生すると、疲労強度を向上させる効果がある。ただし、機械的仕上げ

法により、大きな圧縮応力を残留させることは困難であるが、逆に、重機械仕上げ（例えば重研削）は、表層に大きな引張応力を残す恐れがある。従って、最終仕上げでは、できるだけ軽く、冷却を十分に実施するよう留意する必要がある。

図4は、鋼の表面仕上げと曲げ疲労限度の関係²⁸⁾を示す。同図から明らかなように、各種仕上げ方法の違いにより、疲労強度は変わってくるのがわかる。以下に、各種仕上げ方法の特徴を示す。

研磨：冷却を十分にした機械研磨仕上げは、表面層に500MPa程度の残留圧縮応力を生じたという事例もあり、バフ研磨も疲労強度を改善する効果がある。一方、低炭素鋼に高周波焼入れ後、低温焼き戻しをした材料では、表面にかなりの圧縮残留応力が存在し、疲労強度が著しく上昇しているため、研磨することで、かえって疲労強度が15～35%低下することがある。

研削：研削仕上げは、粗さ測定の結果、研磨や超仕上げと同じであっても、その結果は異なる。つまり、研削によって焼けや割れその他の金属組織的な変化があると、表層に大きな引張残留応力を生じ、疲労強度は低下する。冷却を良好にして軽い研削を行うと、疲労強度は改善される。研磨や研削の方向は疲労強度に大きな影響を与えることが知られており、鉄鋼の場合、主応力に直角方向に研削または研磨をすると、平行方向に比べて、疲労限度が約26%低下した事例がある。

切削：送り量や切込み量の大きな重切削は、有害な残留応力を生じ、表面粗さの大小のみで、その疲労強度を詳細に推定することは困難である。アルミニウム合金、チタン合金の場合、軽い切削はペーパー研磨仕上げより疲労強度が高くなる場合がある。

電解研磨：電解研磨は通常の研磨仕上げに比べて、疲労強度はやや低下する。それは、機械的な仕上げによって生じている軽度な冷間加工、残留圧縮応力などが除去されるためと考えられている。また、表面の非金属介在物の脱落も確認されており、その切欠き効果も考えられる。

黒皮：熱間圧延、鍛造などを行い、黒皮のままの材料は肌荒れのほかに、表層に脱炭を生じている。脱炭部は一般に炭素の拡散脱出のため、引張応力を生じており、この部分の疲労強度は低下している。特に、ばね材では脱炭層の存在のため、予期せぬ疲労破壊を生じた例が多い。機械仕上げによって、黒皮を除去するか、ショットピーニングやロール加工などによって圧縮残留応力を残すようにする必要がある。また、穴等の周辺は、面取りが必要である。

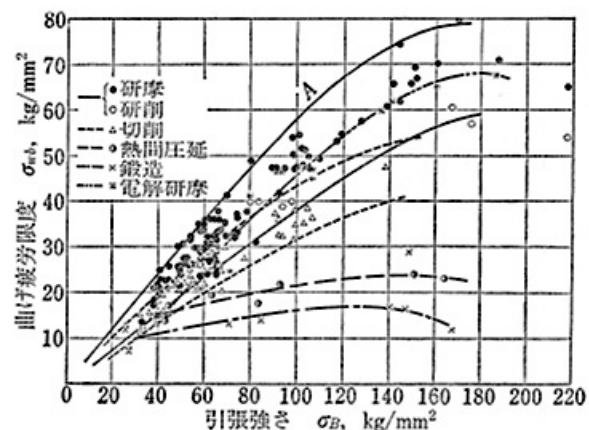


図4 鋼の表面仕上げと曲げ疲労限度の関係²⁸⁾

4.2 塑性加工と疲労強度の関係

引抜き：常温で引抜加工を行うと、表面の加工硬化によって疲労限度は向上する。しかし、一般に表面には引張の残留応力が生じるので、低温焼鈍や加工法の改善により、この影響を低減すれば、疲労強度はさらに高くなる。

鍛造：鍛造されたままの金属材料は大きな樹枝状組織で、強靱性や安全性に乏しいが、高温で加圧成形すれば結晶粒は細くなり、鍛流線と平行方向の強度は改善される。しかし、直角方向の強度はほとんど変化しないので異方性を生じる。従って、プラントエンジニアが、設計時に、鍛造品を種々のプラント設備に適用しようとする際には、鍛流線に留意して、部材を配置する必要がある。

圧延：圧延による疲労強度の変化は鍛造の場合とほぼ同様であると考えられ、圧延方向の強度は上昇するが、直角方向の強度はあまり上昇せず異方性を生じる。同様に、プラントエンジニアが、設計時に、圧延品を種々のプラント設備に適用しようとする際には、圧延方向に留意して、部材を配置する必要がある。

転造：転造ねじは切削ねじより一般に疲労限度が高い。プラントエンジニアは、このことに留意して、ねじを使い分ける必要がある。転造ねじの疲労限度が高い理由は、転造ねじの表面の圧縮残留応力、加工硬化、表面の平滑さ、断面形状とピッチの正確さであるとされている。ただし、熱処理の後で転造して疲労限度の向上が50%あったものが、転造後に熱処理すると同じ引張強度を与えても、残留応力消滅のため、疲労限度は全く上昇しない例もあり、製造者は加工順序に留意する必要がある。

4.3 表面処理による加工層と疲労強度の関係

ショットピーニング、表面ロール加工などの冷間加工は、材料表面の加工層の硬度や強度を高めるとともに、圧縮の残留応力を生成させて、疲労強度を高める事を目的として

いる。また、窒化処理(ガス窒化、ガス軟窒化、浸炭窒化、イオン窒化等)、ボロン処理等は、窒素、炭素、ホウ素等を表面層の鉄原子と化合させて材料表面の加工層の硬度や強度を高めている。

5. フレッシング疲労と転動疲労

5.1 フレッシング疲労

5.1.1 フレッシング疲労とは

フレッシング現象は、比較的広い分野で使用されており、それぞれ明確な定義がなされてこなかったため、現時点における、フレッシング、フレッシング摩耗、フレッシング疲労の定義を以下に示す。

- (1) **フレッシング**：互いに押付けられて接触した二物体間で、相対的に微小振幅（ $1\mu\text{m}$ 以下～数 $10\mu\text{m}$ ）の繰返しすべり運動が起こる現象を、フレッシングと呼ぶ。
- (2) **フレッシング摩耗**：接触面に生ずる特殊な摩耗現象を、フレッシング摩耗と呼ぶ。
- (3) **フレッシング疲労**：繰返し応力が作用している場合には、フレッシングによって発生した微小き裂を起点として疲労破壊することがある。これをフレッシング疲労と呼ぶ。

5.1.2 フレッシング疲労の歴史

世界で最初のフレッシング疲労に関する報告は、1911年のB.M. Edenらによる、クランク軸の疲労に関する報告であると言われている。その報告の中では、試験片つかみ部に生じた錆について、変動荷重による相対すべりによるものであることに言及している。その後、G.A. Tomlinsonが、1927年以降、フレッシング摩耗の詳細な研究を行い、現在のフレッシング疲労試験の原型であるブリッジ・パット式フレッシング疲労試験方法が1952年にJ.R. McDowellにより提案されている。また、J.A. Fennerは、1958年にブリッジ・パット式フレッシング疲労試験片の原型

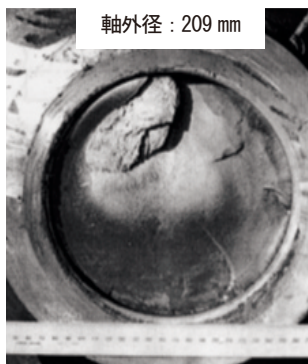


図5 鉄道車軸圧入部のフレッシング疲労破面²⁹⁾

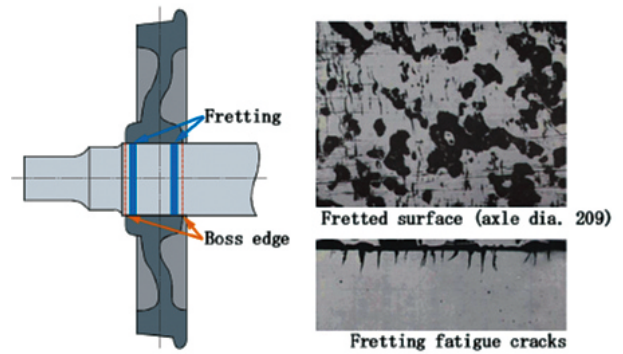


図6 フレッシング疲労の発生位置とフレッシング面およびフレッシング疲労き裂²⁹⁾

を提案し、現在に至っている。

5.1.3 フレッシング疲労の事例

(1) 鉄道車軸圧入部のフレッシング疲労

フレッシング疲労の事例として、鉄道車軸圧入部のフレッシング疲労破面外観を図5に示す。また、フレッシング疲労の発生位置とフレッシング面および車軸断面におけるフレッシング疲労き裂を図6に示す。

き裂の起点は、圧入された車軸外周部表面で、圧入部の中心付近ではなく、両端部から少し内側であることがわかる。また、車軸外周部表面の複数のき裂は車軸の中心方向に向かって進展していることがわかる。

(2) 試験片を用いたフレッシング疲労破壊と対策事例

試験片を用いたフレッシング疲労破壊サンプルと応力逃がし溝とオーバーハングによる対策事例を図7に示す。

(a) 試験片を用いたフレッシング疲労破壊サンプルでは、最小断面部に比べ、断面係数比が6.25倍であるにもかかわらず、グリップの端部に近い部分で破断していることがわかる。一方、(b) 応力逃がし溝＋オーバーハングによる対策

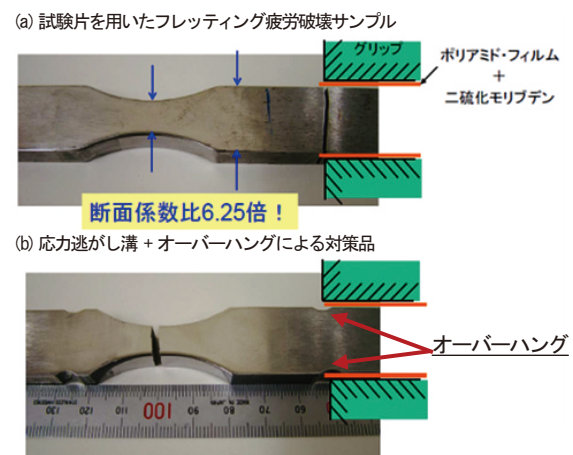


図7 試験片を用いたフレッシング疲労破壊サンプルと応力逃がし溝とオーバーハングによる対策事例³⁰⁾

品では、グリップ端部に応力逃がし溝を設置し、オーバーハングすることによりフレット疲労を防止している。

5.1.4 フレット疲労の防止対策

フレット疲労の防止対策としては、以下のような対策が考えられる。

- (1)形状変更：オーバーハングや応力逃がし溝
- (2)接触面圧を低下させる。
- (3)相対すべり量を小さくする。
- (4)摩擦係数を小さくする。
- (5)硬度が高い方が若干有利である。（高硬度材の適用）
- (6)表面に圧縮残留応力を残す。
- (7)高周波焼入れ、浸炭、窒化、ショットピーニング、ロール加工
- (8)フレット疲労が生じる場所と繰返し応力の高いところを分離する。
- (9)接触面を持たない一体構造にする。

特に、オーバーハングによる形状変更は、実際にロンドン地下鉄の車軸に使用され、き裂の発生に著しい効果がある事が知られている³¹⁾。また、わが国では、鉄道車軸の疲労設計法がJIS E4502に制定されている。

5.2 転動疲労

5.2.1 転動疲労とは

機械部品において、ころがり接触しながら荷重伝達する接触表面では、接触時に引張荷重ではなく圧縮荷重が繰返し作用することで摩耗、き裂発生、さらに、はく離といった表面損傷が生じることがあり、このように接触面に生じるはく離を伴う疲労現象は、転動疲労と呼ばれている。

5.2.2 転動疲労による損傷形態

ローラー、ころがり軸受や歯車、鉄道車輪などの機械部品に見られるはく離等の転動疲労に基づく損傷形態は、ピitting、スポーリング、フレーキング、シェリングなどといった名称で呼ばれており、以下のように分類されている。

- (1)ピitting：表層部が局所的にはがれる疲労現象
- (2)スポーリング：材料中にき裂破壊が発生する現象
- (3)フレーキング：表層部がうろこ状にはがれる現象
- (4)シェリング：レール表層のき裂損傷に特化した現象

5.2.3 転動疲労に関わる主な要因と発生・進展機構

転動疲労に関わる主な要因を表1に示す。また、転動疲

表1 転動疲労に関わる主な要因³²⁾

要 因 特 性	
応力状態	接触面圧、接線力、残留応力
接触状態	滑り率、表面粗さ、摩擦係数、潤滑
材料要因	硬さ、組織、介在物

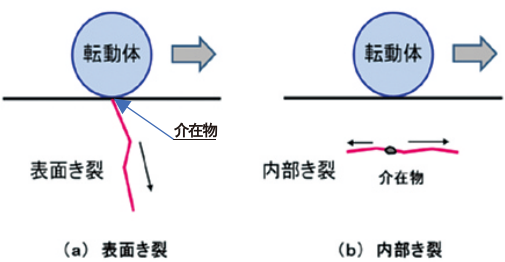


図8 転動疲労におけるき裂の発生機構³²⁾

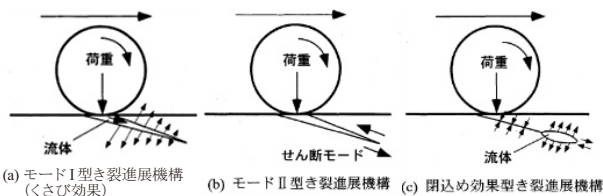


図9 転動疲労におけるき裂の進展機構³³⁾

労におけるき裂の発生機構を図8に、転動疲労におけるき裂の進展機構を図9に示す。

接触部の疲労現象に関わる主な要因としては、転動疲労とフレット疲労とは、類似している。しかしながら、転動疲労の場合には、材料要因として接触面や接触面近傍直下に介在物が存在することにより、両者は基本的に異なった破壊機構となり、対策となる疲労設計法も異なってくる。

5.2.4 転動疲労の防止対策

転動疲労に影響を与える因子としては、表面層の塑性流動および加工硬化の影響、潤滑油の粘度・油温・給油量の影響、接触体の形状、表面粗さの影響のほか、運転条件として、転動速度やすべり率の影響などが挙げられ、防止対策としては、これらを調整・改善して転動疲労が発生しにくい条件の探索が行われる。また、表面を硬化したり残留圧縮応力を付与したりする方法等も考えられるが、強ひずみ加工・熱処理による表層ナノ組織制御により、低摩擦係数化が平均応力の減少をもたらし、鉄鋼材料の転動疲労の高寿命化に寄与すること³⁴⁾も示されている。

6. 疲労強度の改善策

6.1 応力集中の低減による疲労強度の改善

(1)表面欠陥の除去

溶接継手の応力集中はビード形状の影響を受ける。ビードを機械加工やグラインダー等によって仕上げることににより応力集中を低減すれば疲労強度は向上する。ただし、ビード内に欠陥が無い場合には、余盛を完全に削除すれば、ほ

ば、母材と同程度まで疲労強度は向上するが、ビード内に欠陥がある場合には、ビード内の応力が余盛を削除することによって上昇し、疲労強度は低下するので、留意する必要がある。

(2) 止端部形状の改善法

溶接止端部の曲率半径を大きくすれば、疲労強度は向上する。止端部の仕上げ方法には、機械加工やグラインダーによる方法の他、ティグ溶接 (GTAW) による溶接止端部のなめ付け溶接 (溶加材を用いない再熔融溶接) を実施する方法がある。このティグ処理は、溶接部と母材部の境界部を滑らかに仕上げるとともに、溶接止端部のアンダーカットやオーバーラップ等の溶接欠陥も除去することができ、応力集中部を無くす効果が大きい。

(3) オフセットや目違いの補正による疲労強度の改善

溶接継手にオフセットや目違いが存在すると、二次曲げ応力が発生し、疲労強度が低下する。従って、板厚の異なる材料を溶接する際には、オフセットや目違いに充分留意し、必要なテーパを設定するなど疲労強度の低下防止に努める必要がある。図10は、アルミニウム合金版の溶接継手の疲労強度がオフセットなどによる二次曲げ応力によって低下する例³⁵⁾を示している。この図により、オフセット量が母材板厚の30%になると、疲労強度は約50%まで減少してしまうことがわかる。

6.2 圧縮残留応力の付加による疲労強度の改善

板の長手方向にウェブを溶接した試験片に引張荷重を加え、ビード止端部を局部降伏させた後、片振り・引張疲労試験を実施した結果、余荷重を加えた後のビード止端の残留応力と疲労強度の間には直線関係がある³⁶⁾ことが判明しており、引張残留応力が高くなると疲労限度は低くなっていく。従って、溶接ビード止端部に圧縮の残留応力を付加

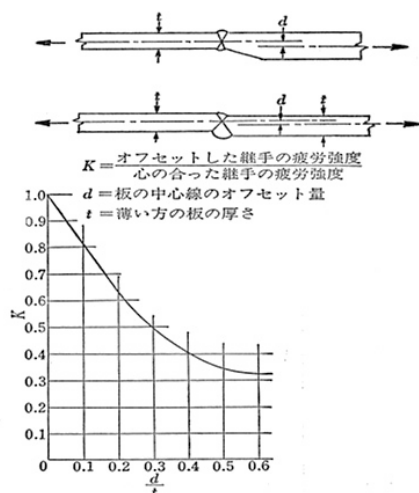


図10 オフセットまたは目違いのある継手の疲労強度³⁵⁾

すると疲労強度の向上が見込まれる。

溶接継手のビード止端部に圧縮残留応力を付加する方法としては、下記の4つがある。①継手に引張り荷重を加える方法、②ビード止端部より少し離れた点を点加熱し、引張残留応力をビード止端部から加熱点近傍に移動させる方法、③ビード止端部より少し離れた箇所を加圧して、塑性変形を生じさせる方法などもあるが、④溶接ビード止端部にショットピーニングを適用する方法が広く用いられている。これらの方法では、平均応力の小さい高サイクル疲労では、1.3~1.5倍以上の疲労強度の向上を期待することができる。なお、圧縮残留応力により疲労強度を改善する際には、圧縮残留応力の弛緩に充分留意しておく必要がある。つまり、高い圧縮残留応力を加えても、残留応力が弛緩して、安定した後の値によって疲労強度が決まるので、低サイクル疲労、あるいは平均応力が高い高サイクル疲労では、塑性変形によって圧縮残留応力が消失し、疲労強度改善の効果は期待できないので、疲労設計を行う際に、あらかじめ考慮しておく必要がある。

6.3 異種材料接合部の応力分散 (傾斜機能化) による疲労強度の改善

熱膨張係数の異なる異種材料の接合部は、一般に、どちらかの母材と同種の材料を用いるか中間的な熱的特性を有する接合材料 (接着剤や溶加材等) を用いて、通常は単一の接合界面において接合される。従って、図11の温度落差による熱応力を作用させた単一接合界面における異種材料丸棒のせん断応力モデルに示すように、接合部に温度落差が生じると、特に、両端が拘束された状態では、接合界面に生じるせん断応力は大きなものとなる。そこで、加熱および冷却が繰り返されると、膨張および収縮の繰返しに

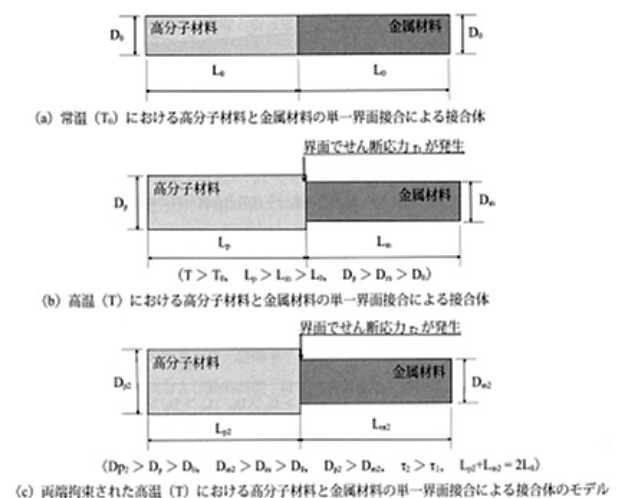


図11 温度落差による熱応力を作用させた単一接合界面における異種材料丸棒のせん断応力モデル³⁷⁾

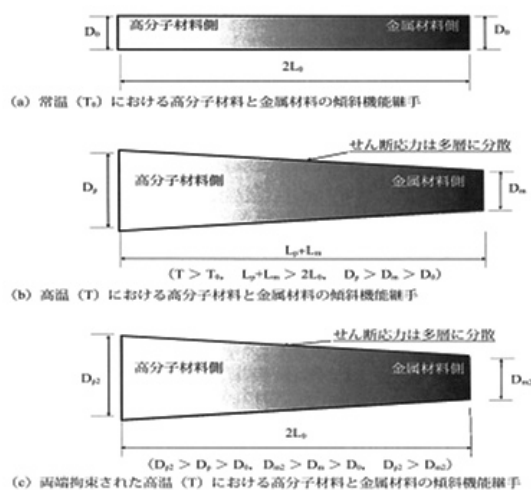


図12 温度落差による熱応力を作用させた軸方向に傾斜組成化した傾斜機能性丸棒のせん断応力モデル³⁷⁾

よる熱疲労により、単一の接合界面において、き裂が発生し破断することになる。

一方、傾斜機能材料³⁷⁾ (Functionally Graded Materials : FGMs) は、マクロ・ミクロともに不均質な材料であり、かつ材料のミクロ複合組織 (組成および構造) を目的に応じて連続的に制御することにより、マクロ的な界面を消失させた材料である。

傾斜機能継手の場合には、図12の温度落差による熱応力を作用させた軸方向に傾斜組成化した傾斜機能性丸棒のせん断応力モデルに示すように、熱応力が単一の接合界面に集中することなく分散されることになる。この為、加熱・冷却が繰り返される環境で、膨張・収縮の繰返しにより、繰返し応力が作用しても、高い耐疲労特性を維持できる。

7. 各種プラント設備の疲労設計の考え方と関連する各種法規・規格・基準等

7.1 プラント設備における配管振動と疲労破壊対策

7.1.1 プラント設備における各種配管振動の発生要因³⁸⁾

各種配管振動の発生要因としては、回転機械 (ポンプ、コンプレッサ、タービン、遠心分離機、その他) の機械加振や圧力脈動、熱交換器管群の渦励起振動や流体弾性振動、熱電体や煙突の渦励起振動、気液二層流配管におけるスラグ流による振動、逆止弁・安全弁・ゲート弁の弁体の自励振動、ボイラやフレアの燃焼振動、ポンプ・弁・オリフィスに発生するキャビテーションによる振動、高差圧・高流速の配管における音響励起振動や乱流励起振動などが挙げられる。これらの振動は最終的に疲労破壊を引き起こすことが懸念されるため、各種振動の特徴を把握した上で、適

切な振動対策を実施する必要がある。以下に、いくつかの振動発生機構³⁸⁾とその対策について概説する。

(1) 機械を加振源とする振動

機械を加振源とする振動は、周期的な加振力を有する各種機械による強制振動で、機械本体や機械に接続されている配管が振動する現象である。通常、振動の発生防止のために、振動荷重を考慮した基礎・構造の強度設計が実施されるが、共振により振動が大きくなることがあるので、機械的な固有振動数と加振周波数とが充分離れるような配慮が必要となる。防振台を用いることにより、加振源である機械を隔離する方法もあるが、この場合は、振動の伝達を遮断するのみで、機械自体の振動は低減できていない点に留意する必要がある。

(2) 脈動による配管振動

脈動による配管振動は、配管内で周期的な圧力変動 (脈動) が生じ、それを加振源として配管が振動する現象である。往復コンプレッサ・ポンプの他、容積式回転機械では、吸入・吐出される流量に回転数と同期した変動成分を有するため、配管内で脈動が発生する。また、遠心コンプレッサ・ポンプ等の場合は、流動変動が大きいため、その変動を低減するため、吸入・吐出部にスナッパ・アキュムレータなどの脈動吸収機器を設置するのが基本的な対策である。これに加えて、配管の過大な振動を防止するために、適切な配管サポートを設置する必要がある。具体的には、脈動成分による配管の共振を避けるように、配管サポート間隔を短くして固有振動数を上げるとともに、サポート部材は十分な剛性を有した構造とする必要がある。また、脈動により、接続する小口径配管に疲労き裂が発生することが多いので、小口径配管との分岐部を適切なガセットなどにより補強することが望ましい。

脈動低減用にスナッパなどの容器を設置した場合であっても、その容積が十分でなかったり、配管内部で音響共鳴が生じたりする場合は、配管内の脈動が大きくなり、過大な配管振動が生じることがある。これを防止するため、往復コンプレッサの設計基準である API Std.618³⁹⁾ では、脈動解析を実施し、脈動を次式の許容値以下に低減することを推奨している。

$$P_{allow} = \sqrt{\frac{a}{1150}} \cdot \frac{300}{\sqrt{P_L D_I f}} \dots\dots\dots (10)$$

P_{allow} : 許容脈動率 (運転圧力に対する、%両振幅)

a : 音速 (ft/s)

P_L : 配管内圧力 (psia)

D_I : 配管内径 (in)

f : 周波数 (Hz)

このように、過大な配管振動を防止するためには、脈動を低減することに加えて、十分な剛性を有する配管設計をプラントエンジニアは行っていく必要がある。

(3) 気液二層流による配管振動

気液二層流の配管では、配管曲がり部での運動量変化により配管に加振力が加わり振動が発生する。特に、気相と液相とが交互に流れるスラグ流などの間欠的な流動様式となると、配管曲がり部での気相通過時と液相通過時との運動量変化の差が大きく、配管に加わる加振力が大きくなる。現象的には、液スラグが配管曲がり部に衝突した直後に配管振動は大きくなり、その後、固有振動数で減衰しながら自由振動することを繰り返す。

また、気液二層流の配管では、温度が高く、配管熱応力設計の観点から、配管振動を防止するための配管サポートの設置が十分でないことが多い。そのような場合には、配管の剛性が低くなり、気液二層流による加振力が小さくても、配管振動が大きくなりやすいので留意する必要がある。

(4) 回転機械の不安定現象

ターボ機械では、低流量域等においてサージング、旋回失速、リサーキュレーション、キャビテーション、旋回キャビテーションなどの不安定現象が発生することがある。回転機械で不安定現象が生じると、配管内で脈動が発生し、回転機械本体の振動が小さくても、脈動により配管が大きく振動することがある。従って、このような不安定現象を避けることが重要であり、アンチサージライン、スタートアップバイパスラインなどにより、問題となるような低流量運転を行わない事が重要である。

(5) 弁の自励振動

逆止弁、安全弁、自力弁等では、弁体は流れにより受ける力と、ばね、自重などによる荷重とのバランスにより開度を保つ構造となっている。しかし、定流量・低開度などの特殊な運転条件では、安定な弁開度を保持することができず、弁体の動きにより生じた圧力変動が弁体の動きをさらに大きくするようなフィードバック機構が働き、自励振動を起こすことがある。このような場合には、適切な弁のタイプ（ダンパー付き）やサイズの選定により、振動の発生を防止する必要がある。

高速蒸気配管において、安全弁入口近傍に曲がり部がある場合、曲がり部で生じる二次流れと、安全弁への枝管との相互干渉により、渦励起振動が発生する事例が報告されている⁴⁰⁾。

(6) カルマン渦による振動

配管内の温度計、インジェクションノズルなど、円柱状の構造物の下流では、周期的な渦が発生し、これを加振力

として振動が発生する。無次元流速が低い双子渦(対称渦)の領域であっても、変位が小さいものの振動が発生するので、ガスに比べて相対的に加振力の大きい液の場合は注意が必要である。振動の発生を防止するには、振動発生領域を避けるように円柱構造部の径を太くして、固有振動数を上げることが一般的であるが、円柱の周りにらせん状の突起物を設置して渦の発生を抑制する方法もある。ただし、らせん状の突起物を設置した場合であっても、小さくはなるものの周期的な加振力が残存するという報告⁴¹⁾もあり、加振力の大きな液の場合には、注意が必要である。

(7) キャビテーション

配管設備中における液体の流動において、弁、制限オリフィスなどの絞り部では、流速の上昇に伴い圧力が低下する。この圧力が、蒸気圧まで低下すると蒸気泡が発生し、絞り部下流の圧力回復部において、蒸気泡が崩壊する際に、液の衝突により局所的に高い圧力上昇が発生する。この現象をキャビテーションと呼び、振動および騒音を伴うことに加えて、蒸気泡の崩壊位置によっては、配管や配管部品の侵食が発生することがある。キャビテーションの発生を防止するためには、適切なタイプの減圧装置（低騒音弁、多段オリフィス等）を選定することに加えて、下流側に制限オリフィスを設置して背圧を上げるなどの方法がある。

(8) 音響励起振動

安全弁、調節弁など、ガス・蒸気の高差圧の減圧装置では、絞り部下流で流速が音速を超え衝撃波が発生することがある。衝撃波の発生に伴い、広帯域の高周波の圧力変動が生じ、この圧力変動により配管が高周波で振動する現象を音響励起振動（AIV : Acoustically Induced Vibration）と呼ぶ。発生する周波数が高いため、配管Shell modeの振動が発生することが特徴であり、その結果、配管分岐部において疲労き裂が発生することがある。AIVによる配管の破損を防止するためには、低騒音弁の採用、適切な配管の肉厚測定、配管分岐部補強などの方法がある。

(9) 乱流励起振動

配管合流ティー、配管急拡大部などでは、コーナー部での流れのはく離に伴い、乱流エネルギーが増大し、広域帯の圧力変動が生じる。この圧力変動を加振力として、配管が振動する現象を乱流励起振動（FIV : Flow Induced Vibration）と呼ぶ⁴²⁾。この場合、圧力変動が卓越する周波数は比較的 low 周波であり、周波数の上昇とともに圧力は低下するので、AIVとは異なり低周波の振動が発生することが特徴である。対策としては、配管Beam Modeの振動を防止するための適切なサポートの設置、適切な配管肉厚選定などがあげられる。

7.1.2 配管振動判断基準

各種プラントにおいては、加振源がある限り、配管振動の発生は避けられない。そして、この配管振動が大きくなると、配管の疲労破壊に至ることがあるため、配管振動の大きさを把握し、問題がある場合には必要な振動低減対策を講じることが必要となる。米国SwRI(Southwest Research Institute)のプラント配管の振動管理基準⁴³⁾は、往復コンプレッサ回りの配管振動事例(4000件以上)に基づき作成されたものであり、信頼性の高いものである。一方、振動応力が振動速度に比例することに着目して、振動速度のみで配管振動の大きさを判断する方法もある。表2に示す配管振動のスクリーニング方法⁴⁴⁾は、振動速度のOverall値に着目し、3段階で評価するものである。

振動を直接計測する方法に対して、高周波の振動に対して、騒音値から振動による疲労き裂の発生リスクを評価する方法もある。これは、機器・配管が振動すると、空気の振動として音が空气中を伝搬する性質に基づき、

$$\text{音圧} = \text{空気密度} \times \text{空気音速} \times \text{速度} \dots\dots\dots(11)$$

の関係を利用したものである。

この手法では、対象とする機器・配管の表面近傍での騒音レベル(dB, 聴感補正無し)から、以下の判断が可能であるとしている⁴⁵⁾。

安全域: 130dB未満

検討域: 130～136dB

危険域: 136dB超

高周波振動発生地点近傍において、小径配管等が接続され、応力集中が生じる構造がある場合には、上記の判断基準に対して、約10dB程度の余裕を見込む必要がある。

7.2 ノズルの内圧疲労強度

圧力容器に加わる荷重は、一般に内圧の繰返しであるが、配管では内圧よりもむしろ面内および面外の曲げ荷重の繰返しの方が、強度を評価する上で、重要となる場合がある。圧力容器の場合は、低サイクル疲労強度が許容応力算定のための基準となり、配管の場合は、高サイクル疲労強度が基準となる⁴⁶⁾のが一般的である。

圧力容器壁に垂直に取り付けられるノズルと、容器本体との接合様式には大別して次の2種類がある。

- (1) ノズルを容器本体の外面に乗せた状態で、突合わせ

表2 配管振動のスクリーニング方法(例)

振動速度 [mm/s]	判 定
15 未満	安全域 (許容)
15～38	検討域 (要補正)
38 超	危険域

表3 直角ノズルの内圧疲労強度比

No	ジョイントタイプ	強度比 (*1)
1	セットオン型溶接ノズル	0.80
2	セットイン型溶接ノズル	0.55
3	二重張補強 セットインノズル	0.67
4	完全溶込みスルー型溶接ノズル	0.94

(*1) ノズルの無い円筒容器の内圧疲労強度(1×10⁶回時間強度)を1とする

溶接する方法(セットオンタイプ)

- (2) ノズルを容器本体に差し込んだ状態で、容器の外側および内側から両側すみ肉溶接や、K型開先を用いて完全溶込み溶接を行う方法(セットインタイプ)

ノズルの中心軸が円筒容器の中心軸と直交する、いわゆる直角ノズルの内圧疲労強度⁴⁷⁾については、1×10⁶回時間強度と比較すると、ノズルの無い円筒容器の内圧疲労強度に対するノズル付き円筒容器の内圧疲労強度の比は、以下の表3に示す値となる。

ノズルの中心軸と円筒容器の中心軸とが交差角 α ($0^\circ < \alpha < 90^\circ$)で交わる時、これを斜角ノズルと称するが、斜角ノズルの内圧疲労強度は直角ノズルの内圧疲労強度よりはるかに低くなる。

7.3 スパイラル溶接管およびガセット溶接管の内圧疲労

溶接線がスパイラルとなっている、いわゆるスパイラル溶接管の内圧疲労強度⁴⁸⁾は、溶接線とパイプ母線とのなす角 α によって変化し、 α が小さいほど内圧疲労強度は低下する。スパイラル溶接管の疲労強度比と破壊寿命との関係を図13に示す。

ガセット溶接管の面内曲げ疲労強度⁴⁹⁻⁵⁰⁾は継手数が少ないほど低くなる。例えば、ガセット角が45°の場合の曲げ疲労強度は30°の場合よりも約5%疲労強度が低い。また、ガセット溶接管の曲げ疲労強度は、滑らかな曲り管の疲労強度の45～65%であるが、曲がり半径が大きいほど疲労強度は高くなる。

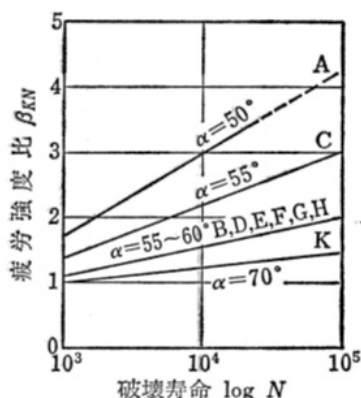


図13 スパイラル溶接管の疲労強度比と破壊寿命との関係⁴⁸⁾(Wellingerら)

7.4 圧力容器の構造設計規格 (ASME Sec. III)

ASMEの Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components には低サイクル疲労設計法が採り入れられている⁵¹⁾。

本規格では、種々の荷重条件に対する設計のためのフローチャートが示されており、通常、制限値Smは室温においては降伏応力の2/3あるいは引張強さの1/3のいずれか低い方に設定され、また、応力振幅Saは鋼種に応じて例示されている疲労設計線図（小型試験片のひずみ制御低サイクル疲労で得られた50%破壊確率曲線を基準とし、強度に対して1/2、寿命に対して1/20の低減率を乗じて求めた曲線を包絡して得られる）から想定繰返し数に対応して読み取ることによって得られる。

7.5 鋼構造物の疲労設計指針・同解説

7.5.1 はじめに

一般社団法人日本鋼構造協会では、鋼構造物の疲労設計のためのモデルコードとして1974年に「日本鋼構造協会疲労設計指針（案）」を公表している。現在に至るまで、新しい疲労試験データが加えられたデータベース⁵²⁾により、改訂が実施されてきている。以下、疲労強度に対する板厚の影響や疲労強度改善方法の改訂概要⁵³⁾について記すが、本書「鋼構造物の疲労設計指針・同解説」の使用においては、最新年度版を確認する必要がある。

7.5.2 疲労強度に対する板厚の影響に関する改訂概要

溶接継手の疲労強度に対する板厚の影響は、主として板厚の違いによる継手部の応力集中と応力分布の相違に原因があるとされている。従って、板厚効果が生じるか否かは継手の形状に依存する。

旧指針では、板厚 t により疲労強度が影響を受ける継手については、板厚25mm以上で基本許容応力範囲（基本疲労強度）を板厚の0.25乗に反比例させて補正することとしている。この指数を板厚補正指数という。

$$C_t = \left(\frac{25}{t} \right)^{0.25} \dots\dots\dots (12)$$

改訂指針（2011年度）でも、板厚効果が明らかな継手については、上式により疲労強度を補正することとしているが、主な改訂内容は以下のとおりである。

- (1) 突合せ溶接継手についても、上式により疲労強度を補正することとなった。
- (2) 溶接止端部を仕上げた場合にも、上式により疲労強度を補正することとなった。

7.5.3 疲労強度改善方法に関する改訂概要

溶接止端部の形状改善による疲労強度向上法には、グラインダー処理やティグ処理がある。そして、グラインダー

処理は、ディスクグラインダーによる処理とバーグラインダーによる処理に分類される。ディスクグラインダー処理を行った場合、溶接止端部に溶接ビードと平行に微細なきずが生じ、このきずの方向が作用応力に対して直角方向に近い場合、きずが起点となって疲労き裂が生じる恐れがある。また、止端部の曲率半径を所定の値となるように仕上げることは難しいため、改訂指針では、ディスクグラインダーではなく、バーグラインダーによる処理が基本とされた。ただし、バーグラインダーによる処理の前に、ディスクグラインダーによる粗処理を行うことは可能とされた。

さらに、グラインダー処理による疲労強度は、止端曲率半径 p が3mm以上であれば、1等級向上させてもよいという規定が制定された。

8. 各種プラント設備における疲労破壊とその防止対策事例 ＜配管系すみ肉溶接部の疲労強度の向上対策検討事例＞

8.1 はじめに

様々なプラント設備で使用されているポンプ、コンプレッサー等回転機器周辺の配管ソケットすみ肉溶接部におけるき裂発生による漏洩問題は、従来より、それほど重大な事故にならないことや、容易に応急処置や補修を実施してきたことなどにより、あまり重要視されずに見逃されてきた感がある。そして、この様なき裂の発生原因としては、高サイクル疲労や低サイクル疲労、腐食疲労、応力腐食割れなど様々であるが、いずれにしても、各種回転機器に発生する振動応力が主原因となって、き裂発生に至るケースが多い。

一方、このような背景のもとに、Newman⁵⁴⁾やListerおよびWoodwardら⁵⁵⁾は、配管の突合せ溶接部の疲労強度に関する研究を主に行っているが、配管のソケットすみ肉溶接部の疲労強度に関する研究例は少ない。

そこで、今回、ソケットすみ肉溶接部の片振り軸力引張疲労試験を行い、疲労強度に及ぼす溶接方法、溶接材料、止端部の形状、および初層溶接部の影響、さらに臨界寸法やソケットすみ肉溶接部に許容される引張応力等について検討したので、以下に紹介する。

8.2 ソケットすみ肉溶接部の疲労強度に及ぼす溶接方法の影響

(1) 溶接部に欠陥が存在しない場合

ListerおよびWoodwardら⁵⁵⁾の研究によると、通常の被覆アーク溶接（SMAW）での軟鋼すみ肉溶接部の疲労強度は、 $N_f=10^7$ 回において、106.4MPaである。また、Dawesら⁵⁶⁾の研究によるとティグ溶接による軟鋼すみ肉溶接部の

疲労強度は、 $N_f=10^7$ 回において、109.5MPaである。本研究においても、ティグ溶接と被覆アーク溶接によるすみ肉溶接部の繰返し数 $N_f=10^6$ 回における疲労強度は、欠陥無しの場合、ティグ溶接による疲労強度の方が10～60MPaほど高い値を示した。従って、より高い疲労強度を得るためには、被覆アーク溶接よりもティグ溶接を適用した方が良いと考えられる。

さらに、止端部の形状や内在欠陥の少なさ等を考慮すると、被覆アーク溶接よりもティグ溶接の方が優れているという報告もある。例えば、石黒ら⁵⁷⁾は、このティグ溶接を応用し、溶接ビード止端部を整形することで、疲労強度は、1.5～2.0倍に向上し、溶接ビード止端部をグラインダーで研削した場合とほぼ同じになると指摘している。

(2) 溶接部に欠陥が存在する場合

欠陥が存在する場合のソケットすみ肉溶接部の疲労強度は、欠陥が存在しない場合と比較すると、約15～33%低下し、破断までの繰返し数は、ティグ溶接の場合には0.4倍に、イルミナイト系の被覆アーク溶接の場合には0.6倍に、低水素系の被覆アーク溶接の場合には0.5倍に減少した。疲労強度の欠陥による減少率は、ティグ溶接の場合が最も大きかったが、欠陥が存在する場合の疲労強度は、溶接方法のいかんにかかわらず、ほぼ同じであった。

8.3 溶接材料の疲労強度に及ぼす影響

NewmanおよびGurneyら⁵⁸⁾は、被覆アーク溶接部の介在物（例えばスラグ巻き込み等）の有無を比較基準として、チタニア系と低水素系の溶接材料で実験を行い、介在物の少ない低水素系溶接材料の優位性を指摘している。

一般に、JIS Z3113により溶着金属中に含まれる拡散性水素量を比較すると、ティグ溶接の場合は約 $0.5\sim1.0\times10^{-2}$ cc/gf、低水素系の被覆アーク溶接の場合は約 $1.0\sim5.0\times10^{-2}$ cc/gf、イルミナイト系の被覆アーク溶接の場合は約 $20.0\sim40.0\times10^{-2}$ cc/gfと考えられているが、本研究では、被覆アーク溶接部に含まれる拡散性水素量を定性的な比較基準として、イルミナイト系および低水素系の溶接材料で実験を行い疲労強度を比較した。その結果、イルミナイト系の溶接材料を使用した場合よりも低水素系の溶接材料を使用した場合の疲労強度が高かった。これは、初層部あるいは止端部などの切欠き部先端の応力が集中する部分に拡散性水素が移動し濃縮するため、き裂先端の応力場に脆化域が生成することから、拡散性水素量の多いイルミナイト系の溶接材料を使用した場合は、低水素系よりもはるかに広範囲の脆化域が生成し、疲労強度が低下すると考えられる。

8.4 突合せ溶接部とすみ肉溶接部の疲労強度比較

突合せ溶接部とすみ肉溶接部の疲労強度を比較すると、

ティグ溶接、低水素系の被覆アーク溶接、イルミナイト系の被覆アーク溶接のいずれの場合においても、突合せ溶接の方が疲労特性は優れており、本実験における突合せ溶接の疲労強度は、ソケットすみ肉溶接の約1.5～2.0倍であった。

8.5 ソケットすみ肉溶接部における初層ルート部の切欠き状欠陥の疲労限度に及ぼす影響

本実験による欠陥は、ソケットすみ肉継手の初層ルート部に不完全溶込み(約0.5mm)を切欠き状の欠陥として残留するように溶接を行い製作した。疲労試験後のソケットすみ肉溶接部のき裂は、引張方向と直角方向の初層ルート部における切欠き状の欠陥が起点となり最終破断に至った。

また、欠陥の無いように溶接を行っても低入熱の場合は、特に溶込み不足になりやすく、同様に初層ルート部に切欠き状の欠陥が残留し、その欠陥がき裂の起点となり、最終破断に至った。

このように、ソケットすみ肉溶接部の初層ルート部における切欠き状の欠陥が、溶接方法のいかんにかかわらず明らかに疲労強度を低下させており、疲労強度を改善するためには、初層ルート部に切欠き状の欠陥が残留しないように考慮する必要がある。

8.6 ソケットすみ肉溶接部における疲労破面および疲労き裂の起点と進展経路

(1) 疲労破面

ソケットすみ肉溶接部の疲労試験後の破断面は、切欠き状の欠陥を起点とする破断面で、明瞭なストライエーションを呈し、最終的な延性破壊に至る直前まで進展方向へ広がり呈していた。

(2) 疲労き裂の起点とき裂進展経路

ソケットすみ肉溶接部の初層ルート部に切欠き状の欠陥が存在する時、き裂は初層ルート部を起点として進展した。

ソケットすみ肉溶接部の初層ルート部に切欠き状の欠陥が存在しない時でも、すみ肉溶接部の脚長が鋼管の肉厚より小さい時は、ルート部の切欠きがき裂の起点となり、き裂は片振り引張方向と $80^{\circ}\sim82^{\circ}$ の角度で溶着金属部を進展し、最終的には片振り引張方向と $30^{\circ}\sim35^{\circ}$ の角度で樹枝状晶の成長方向とほぼ平行になり溶着金属表面に達した。

一方、すみ肉溶接部の脚長が鋼管の肉厚より大きい時は、鋼管側の溶接止端部がき裂の起点となり、き裂は片振り引張方向とほぼ直角に進展し、鋼管母材を貫通後、鋼管内表面に達した。

従って、脚長が小さい場合には、ソケットすみ肉溶接部は鋼管母材よりも低強度になるため、ルート部における切欠きの応力集中係数が大きく作用し、溶着金属部へき裂が

進展するのに対し、脚長が大きい場合には、逆に鋼管母材の強度がソケットすみ肉溶接部より低強度になるため、止端部の応力集中係数が大きく作用し、鋼管母材へき裂が進展するものと考えられる。

8.7 脚長の臨界寸法と疲労強度の関係

一層溶接を行ったソケットすみ肉溶接部の疲労強度と二層溶接を行ったソケットすみ肉溶接部の疲労強度を比較すると、二層溶接を行ったソケットすみ肉溶接部の疲労強度の方が高かった。これは、すみ肉溶接部の脚長が臨界寸法以下の場合には脚長が増加するにつれて疲労強度は増加するが、脚長が臨界寸法を超えると、脚長と疲労強度との相関関係は無くなり疲労強度は一定となるためである。本実験によっても、一層のみ溶接を行ったソケットすみ肉溶接部の脚長は臨界寸法より小さいため、疲労強度が低くなったと考えられる。また、過去の報告によると、臨界寸法 S/T (S :脚長, T :母材肉厚)は0.85~1.6でばらついているが、本実験では約1.2であった。

従って、臨界寸法を超えて止端破壊が生ずるような溶接をするために、二層以上の溶接を実施して、 S/T (S :脚長, T :母材肉厚)を1.2以上にすれば、疲労強度は上昇すると考えられる。⁵⁹⁻⁶⁰⁾

9. おわりに

プラントエンジニアとして参考になりそうな疲労破壊とその防止対策の概要を紹介するとともに、各種プラント設備における疲労損傷とその対策の検討事例の紹介も行った。プラントエンジニアを志す諸氏にとって少しでも役に立てれば幸いである。

参考文献

- 1) Economic Effects of Fracture in the United States, Part 1: A Synopsis of the September 30, 1982 Report to NBS by Battelle Columbus Laboratories, National Bureau of Standard, Washington, DC, National Measurement Lab., March 1983, U.S. Department of Commerce, national Information Service.
- 2) Economic Effects of Fracture in the United States, Part 2: A report to NBS by Battelle Columbus Laboratories, national Bureau of Standard, Washington, DC, National Measurement Lab., March 1983, U.S. Department of Commerce, national Information Service.
- 3) The Economic Effects of Fracture in Europe, Final Report, Study Contract No. 320105 between European Atomic Community and The Stichting voor Toepassing van Materialen (Delft-Nederland and) Project leader and Rapporteur: Professor Faira, (CEMUL Centro de Mecanica e Materiais da Universidade Tecnica de Lisboa Portugal), 1991, Commission of the European Communities'.
- 4) JRCM News, 財団法人金属材料研究開発センター, No.205, P.1, (2003)
- 5) 西田新一, 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, ISBN4-526-02092-3, p.5, (1986)
- 6) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, (株)養賢堂, p.111, (1987)
- 7) 西田新一, 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, p.88, (1986)
- 8) 西田新一, 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, p.20, (1986)
- 9) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, (株)養賢堂, p.14, (1987)
- 10) 西田新一, 機械機器破損の原因と対策, 日刊工業新聞社, p.1, (1986)
- 11) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, (株)養賢堂, pp.22-23, (1987)
- 12) Heywood, R. B : Designing by Photoelasticity, (1952), Chapman, London
- 13) 西田：応力集中, 森北出版
- 14) Peterson, R.E: Stress Concentration Factors, (1974), John Wiley & Sons
- 15) Neuber, H. : Kerbspannungslehre, (1937), Springer, Berlin
- 16) Neuber, H. : Kerbspannungslehre, 2. Auflage, (1958), Springer, Berlin
- 17) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, (株)養賢堂, pp.42-44, (1987)
- 18) 河本他2名：日本機械学会論文集, 29, 206, p.1632, (1967)
- 19) 河本他4名：日本機械学会論文集, 29, 206, p.1640, (1967)
- 20) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, (株)養賢堂, pp.44-45, (1987)
- 21) 日本機械学会：疲れ強さの設計資料I, p.113, (1961)
- 22) 石橋：金属の強さ, (株)養賢堂, p.244, (1961)
- 23) Siebel, E.他:VDI-Z, No.97, P.121, (1955)
- 24) Moore, H.K.:Proc. ASTM, 45, 507, (1961)
- 25) 飯田：日本造船学会論文集, 134号, p.371, (1973)
- 26) Peterson, R. E.:Stress Concentration Design Factors, John Wiley & Sons (1953)
- 27) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, (株)養賢堂, p.58, (1987)
- 28) 日本機械学会：材料の疲れにおける表面硬化資料調査分科会, 金属材料疲れ強さの設計資料II, 表面効果, 4, (1965)
- 29) 平川, 住友金属, 46号, No. 4, pp.4-16, (1996)
- 30) 久保田祐信, フレッシング疲労の歴史と最近の話題, M & M, p.9, (2013)
- 31) Maxwell, W.W. et.al: J. Inst. Locomotive Engrs, 58, p.136, (1968)
- 32) 接触応力下の疲労, ハードロック工業株式会社, pp.1-5, (2023)
- 33) 木田勝之, 転がり疲労とき裂進展機構, 材料, Vol.51, No.8, pp. 867-873, (2002)
- 34) 強ひずみ加工・熱処理による表層ナノ組織制御に基づく鉄鋼材料の転動疲労高特性化, 戸高義一, 熱処理, 63巻, 3号, pp.124-129, (2023)
- 35) Rogerson, J. H. Proc. of 2nd Conf. on the Significance of Defects, London, 1968, Welding Institute, p.47, (1969)

- 36) Serensen, S. V. V. I. Trufiakov and J. A. Koryagin, IIW-Documen XIII, No. 66, p.436, (1966)
- 37) 中野光一, 傾斜機能材料における応力発生とその評価, 「高分子の残留応力対策」, 技術情報協会, pp.476-480, (2017)
- 38) 井土久雄, 配管の振動の事例紹介および管理・評価方法, 圧力技術, 第57巻, 第6号, pp.35-44, (2019)
- 39) Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services, API Std, 5th edition, p.618, (2007)
- 40) J.T.Coffman and M.D.Bernstein, Failure of safety Valves due to Flow Induced Vibration, Proc. 3rd Nat. Cong. On Pressure Vessel Tech., pp.115-122, (1979)
- 41) ㈱岡崎製作所, 温度計保護管強度計算, https://www.okazaki-mfg.com/Tech_info/transition.html
- 42) Guidelines for the Avoidance of Vibration Induced Fatigue Failure in Process Pipework, 2nd edition, Energy Institute, (2008)
- 43) J. C. Wachel, and C. L. Bates, Escape Piping Vibrations while Designing, Hydrocarbon Processing, pp.152-156, (1962)
- 44) S.maten, Field Criteria for Pipe Vibration, Hydrocarbon Processing, p.107, (1984)
- 45) S.M.Price and D. R.Smith, Sources and Remedies of High-frequency Piping Vibration and Noise, Proc. 28th Turbomachinery Symposium, pp.119-134, (1990)
- 46) 日本材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, ㈱養賢堂, pp.261-265, (1987)
- 47) Soete, W. F. Hebrant, F. Dechaene and J. Heirman, “Pressure Vessel Research in Belgium”, IIW. Dec.XIII, No. 61, p.269
- 48) Wellinger,K, and M.Liebrich, “The Behaviour of Submerged Arc Welded Pipe when Subjected to Repetitive Internal Pressure Stress”, IIW. Doc.XIII, No.66, p.420
- 49) Lane, P.H.R. and R.T. Rose, “Experiments on Fabricated Pipe Bends”, B.W.J Vol.8, No.6, pp.323-334
- 50) Macfarlane, D.S. “Fatigue Strength of Guessteted Pipe Bends”, B. W.J. Vol.9, No.12, pp.659-669
- 51) 材料学会編, 金属材料疲労設計便覧, ㈱養賢堂, pp.266-267, (1987)
- 52) 甲弓子, 森猛, 南邦明, 疲労試験データベースを利用した鋼溶接継手の疲労強度等級設定の試み, 土木学会第63回年次学術講演会, I-241, pp.481-482, (2008)
- 53) 森猛, 南邦明, 甲弓子, (委員会報告)JSSC疲労設計指針の溶接継手疲労強度と強度評価法の検討, 鋼構造論文集, 第18巻第69号, pp.71-81, (2011)
- 54) R.P.Newman, The influence of weld faults on fatigue strength with reference to butt joints in pipe lines, Trans. Inst. Marine Eng., Vol.68, No.6, pp.153-172, (1956)
- 55) E.Lister and D.H.Woodward, The use of welding in tubular structures, Br. Weld. J., Vol.11, No.9, (1964)
- 56) M.G.Dawes, Fatigue strength of tubes butt welded using a ceramic coated backing member, Br. Weld J., Vol.14, No.6, pp.304-312., (1967)
- 57) 石黒隆義, 溶接継手の腐食疲労強度におよぼす止端部形状改良の効果, 鉄と鋼, Vol.63, No.11, p.757, (1997)
- 58) R.P.Newman and T.R. Gurney, Fatigue tests on 1/2 in thick transverse butt welds containing slag inclusions—first interim report, Br. Weld. J., Vol.11, No.11, pp.341-352, (1964)
- 59) 中野光一他, 配管系に於けるすみ肉溶接部の疲労特性, 溶接学会論文集, 第11巻, 第1号, pp.180-185, (1993)
- 60) Kouichi Nakano et al.: Fatigue Properties of Fillet Welded Joints in Piping System, Transactions of the J.W.S., Vol. 24, No. 2, pp.125-130, (1993)



中野 光一 Kouichi NAKANO
技術統括部 博士(工学)