

RIIS-TN-83-1

UDC 621. 574:621. 791. 01

産業安全研究所技術資料

TECHNICAL NOTE OF
THE RESEARCH INSTITUTE OF INDUSTRIAL SAFETY

1983

アンモニア圧縮機の溶接継手で起きた 破壊事故の調査

吉久悦二

労働省産業安全研究所

アンモニア圧縮機の溶接継手で起きた破壊事故の調査

吉久悦二*

Investigation into the Fracture Occurred in a Welded Joint of an Ammonia Compressor

by Etsuji YOSHIHISA*

A reciprocating ammonia compressor for refrigerator was accidentally broken in start-up operation. The fracture was occurred in the circumferencial welded joint connecting the flat circular plate to the cylinder of the outlet-header of the compressor. Possible causes are studied in this report.

The following results are obtained through microscopic observation of the fracture surface of the flat plate and through calculation of the stresses which had been raised in the welded joint.

- 1) In the greater part of the fracture surface, granular fracture is observed macroscopically and cleavage fracture microscopically. These are the characteristic features of brittle fracture.
- 2) In several parts of the fracture surface, which are adjacent to the inside surface of the flat plate, there exist dimples accompanied by microscopic grains which are regarded as inclusions or precipitations. The existence of the grains indicates that materials of these parts are inferior and that their strength may be rather low. One of them is considered to have been corroded before the accident, therefore it is concluded that the part had fractured under operating condition.
- 3) It seems reasonable that there had not been complete penetration in the welded joint and that unfused region remained at the bottom of the joint for a considerable length, had caused stress concentration in the neighboring of the fracture surface.
- 4) Taking into account the stress intensification caused by the structural discontinuity in the joint, it is considered that both the thickness of the flat plate and the throat depth of the joint were rather small.

From these results, the joint had not been well produced by welding and the local stress in the joint had been somewhat high. Then it can be understood that the fragile part in the joint had already fractured under operating condition and that a crack generated as a result of that fracture promoted the brittle fracture of the header.

* Mechanical Engineering Research Division

1. はじめに

溶接は機械、船舶および压力容器等の製法の一つとして広く用いられている。それは溶接構造が、鋸接構造や鋳（鍛）造品と比べて、設計上の制限が少ないので複雑な構造も容易に製作でき、かつ製作費が安いこと等による。しかしその反面、ルート、止端や溶接欠陥部に応力が集中して割れを生じやすく、それが構造物全体へ進展することがあるので、設計および施工においては十分な配慮が必要である。特に容器等の形状変化部では、負荷による変形が拘束されるために、局部的に高い応力が生じるので、そのような部分で溶接を行うにあたっては、特に注意しなければならない。

食品冷凍業等における冷媒設備*1は小型のものが多く、また冷媒ガスの圧力があまり高くないことから、比較的手軽に溶接の行われる設備であるが、やはり溶接にあたっては、適切な設計・施工が必要である。以下はアンモニア冷凍機の形状変化部における溶接の不良によると考えられる事故の概要とその調査の結果である。

2. 事故の概要

昭和57年5月、東北地方の某冷凍工場で機関員が2気筒単段圧縮機（図1）を起動しようとしていた。同工場の冷凍設備はアンモニアを冷媒とするもので、冷凍庫内

の原料の量に応じて3台の圧縮機のうちいくつかを並列運転するものである。当時は既に他の1台が稼動中であった。機関員はまず吸入バルブを閉じ、バイパスバルブを開けて、モーターを始動、回転数を上げて稼動状態にした。そしてバイパスバルブを徐々に閉じ、吐出バルブ（閉じた状態になっている）を徐々に開けると云う同時操作を行っていた処、突然円筒形吐出側ヘッダー端に溶接付けされている円形のふた板が、溶接部で破断して、脱落、アンモニアガスが噴出した。通常運転時の圧縮機の圧力は、吐出側が10~12 kgf/cm²、吸入側が0~1 kgf/cm²程度であり、吐出側配管が油分離器の後で、3台の圧縮機に対して共通になっているため、事故機の吐出側配管には、稼動中の圧縮機から10~12 kgf/cm²の圧力が伝わって来ていたと考えられるが、事故当時、特に高い圧力が発生したと考える事由は見当たらない。吐出側ヘッダーに取り付けてある安全弁は、同年3月の検査で17 kgf/cm²で作動することが確認されているが、事故当時作動したかどうかは不明である。事故を起こした圧縮機の気密試験は、製造時に高圧部20 kgf/cm²、低圧部10 kgf/cm²で実施されており、当時のアンモニア圧縮機としては十分な圧力の試験である。

3. 破断した平板の調査

事故の原因をさぐるため、破断した平板について、破断面の観察および各部の測定寸法等から溶接状況の推定

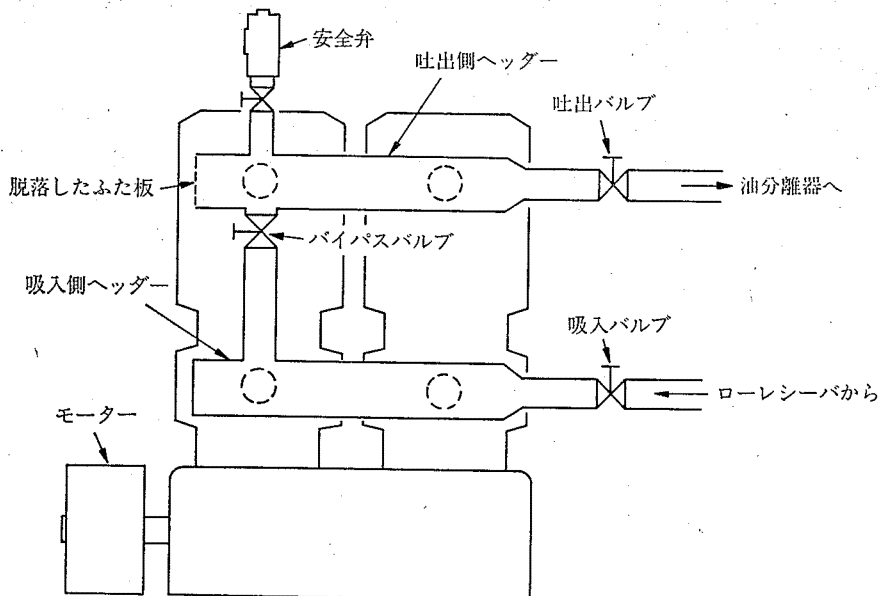


図1 事故を起こしたアンモニア圧縮機

*1 冷凍設備中、冷媒の循環する部分をいう。

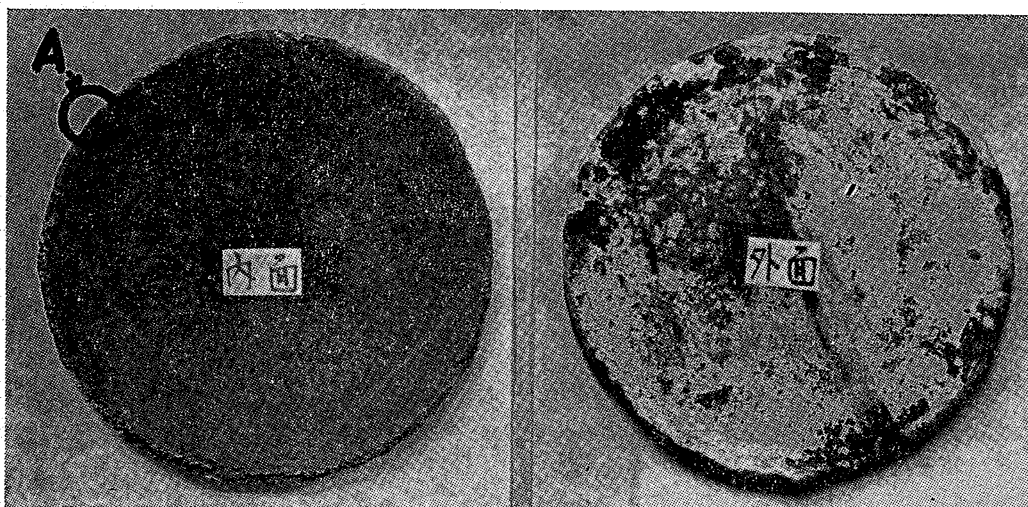


図 2 脱落した平板

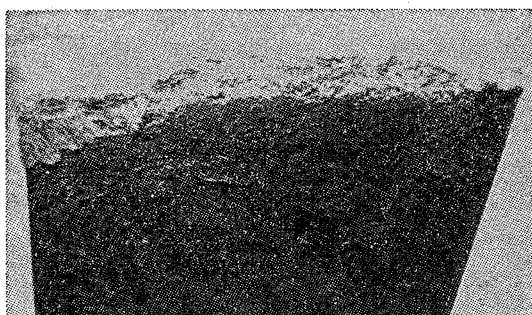


図 3 銀白色の粒状部を呈する破断面

を行った。

3.1 溶接の状況

脱落した平板(図2)は内面側が黒い付着物で汚れていた。しかしアセトン中で超音波洗浄した処、破断面は図3に示すように銀白色の粒状部を含む面であり、事故時に脆性的に破断したものと考えられる。表1に平板の化学成分を示す。分析は発光分光分析装置(島津製作所製 GVM-100, RE7)によった。JIS と照合してみると SS, SM, SB 相当の材料であり、化学成分については特に問題となる点は見当たらない。また各部の測定寸法を次に示す(図4)。

平板外径(外周の溶接部を含む)	約 116 mm
内面で測定した非溶着部径	約 111 mm
破断面幅	平均 3 mm (1.7~5.0 mm)
板厚	約 5 mm

破断面幅は大きくばらつき 1.7 mm 程度しか溶着していない箇所もあり、溶着部の厚さが一定でない。ビードが不揃いなことと共に、溶接施工が良くなかったことを窺わせる。板厚については、当時の基準から設計圧を

表 1 平板の化学成分 (wt.%)

C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
0.12	0.24	0.78	0.01 以下	0.02	0.22	0.05	0.05	0.02

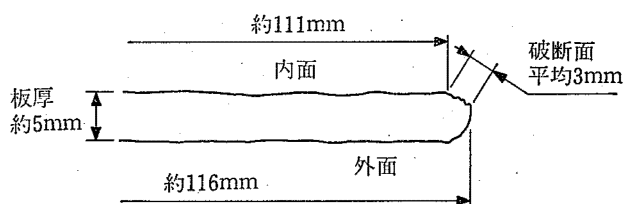


図 4 平板各部の寸法

15 kgf/cm² として次式¹⁾で算定すると 10.0~11.0 mm となる。

$$t = D \sqrt{\frac{Kp}{100 \sigma_a}} + \alpha \quad (1)$$

t : 平板厚さ mm

p : 設計圧力 kgf/cm²

K : 平板の取り付け方で決まる定数
今の場合 0.5

D : 円板中圧力を受ける部分の径 mm
今の場合、後述のヘッダー円筒部の径から 106 mm とする。

σ_a : 材料の許容引張応力 kgf/mm² 8.5 kgf/mm²
(SS 34)~10.5 kgf/cm² (SB 42)

α : 腐れしろ mm 今の場合 1 mm

式(1)は圧力容器構造規格や冷凍保安規則関係基準等の規定の適用を受ける容器に対するもので、破断したヘッダーはこれに該当しないが、そのような容器に準じて製作すべきであるとすると、5 mm と云う数値は小さ

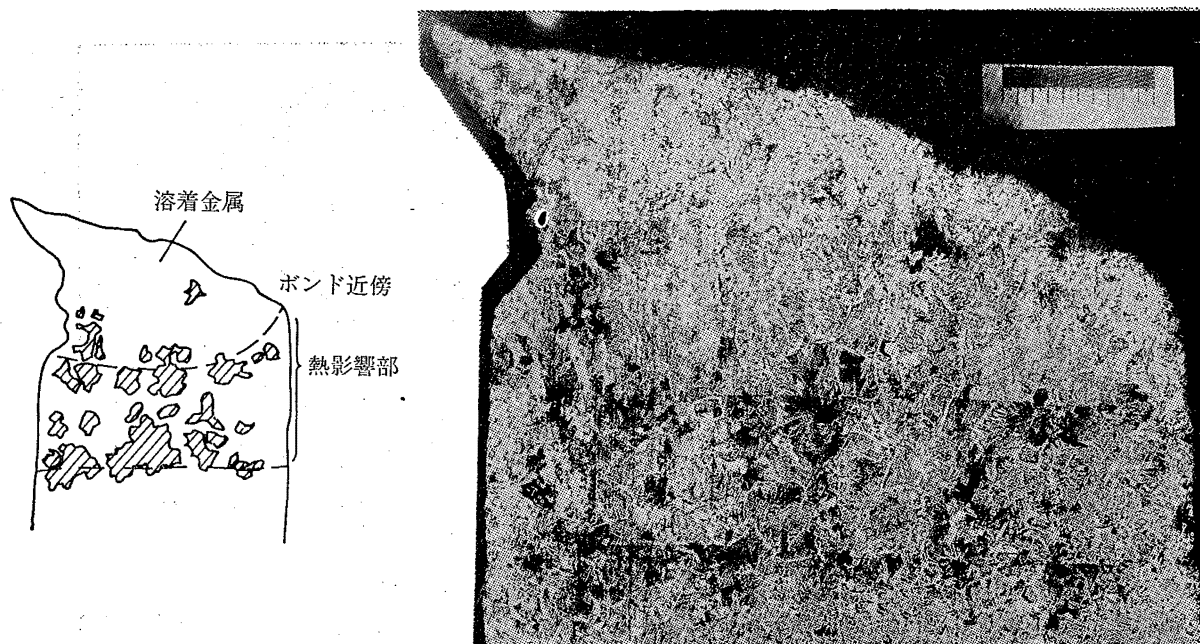


図5 溶接部の金属組織 (スケールは1目盛 1/100 mm)

いと言える。

ヘッダー円筒部の材料については、所轄労働基準監督署の調査官の測定値外径約 113 mm、事業場側の調査者が測定した外径 116 mm と云う 2 つの結果があり、また当時圧縮機のこのような部分に使われた材料を考え合せてみると、JIS G-3452 配管用炭素鋼鋼管 (SGP) 相当材で、寸法は規格値で外径 114.5 ± 1.2 mm、厚さ 4.0 ~ 4.5 mm のものと推定される。

図5は図2 A部の金属組織の顕微鏡写真であるが、この写真では平板にはっきりとした開先が取られていたとは認め難く、これが後述する溶け込み不足の原因になったとも考えられる。

以上の結果より当該ヘッダーの溶接部を大まかに想定してみると図6のようになる。ここで円板内面の非溶着部径と円筒内径を比較すると、円筒厚さを 4.0 mm としても円筒内径の方が小さく、溶け込み不足で円筒内面側に不溶着部の存在した可能性が大である。図7は平板端部の断面*2であるが、図6のような溶接部を想定すると破断はのど部近傍で起っている。

3.2 走査型電子顕微鏡による破面観察

平板端部を図8に示す5箇所切り出し、走査型電子顕微鏡による破面の観察を行なった。破面は大部分の所では、図9に示すように内表面からすぐにへき開域となっており、破断が全体的には脆性破壊であったことが判

*2 大部分がこのような形で、図5のような形状の断面は1ヶ所だけである。

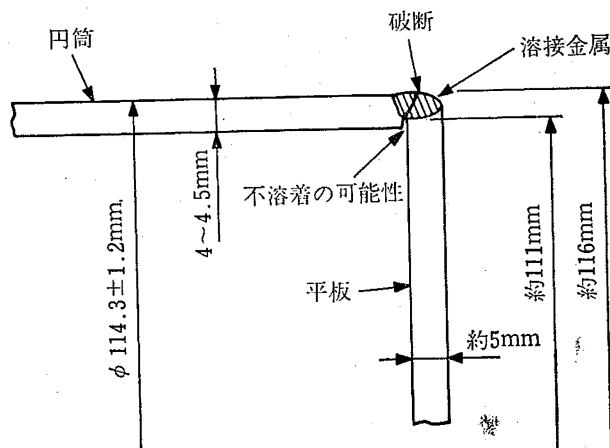


図6 ヘッダーコーナー溶接部の想定図



図7 平板の断面

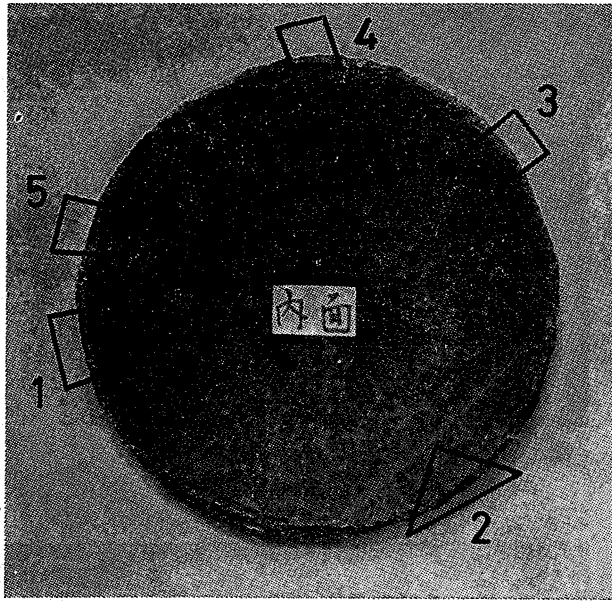


図 8 切り出した試料

る。しかし各試料には、全域破断の起点になり得ると考えられる部分が数箇所観察される。以下にその代表例を示す。

試料 No.1 ではこのような部分が2箇所、内表面側にある。一つは図10に示すディンプル域であり、介在物、析出物等の微粒子を核として多数の微小空洞が発生、成長し、それが合体した結果生じる延性破壊に特徴的な破面である。より拡大した図11からわかるように、ディンプルの核となった介在物等が見られ、この部分の材質はかなり劣悪なものと推定される。したがってこの部分では低い応力でも破壊が始まったと考えられる。またディンプルの形態を観察すると角が丸くなっており、破壊後腐食を受けていたとも考えられる。したがってこの部分が事故（全域破断）に先だて既に破壊していたかあ

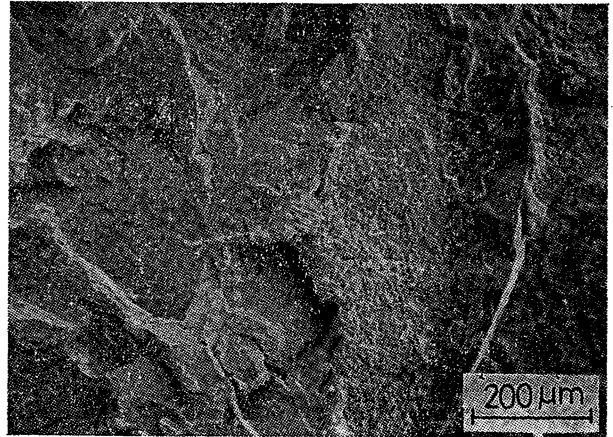


図 10 内表面とへき開域に囲まれた微小なディンプル域

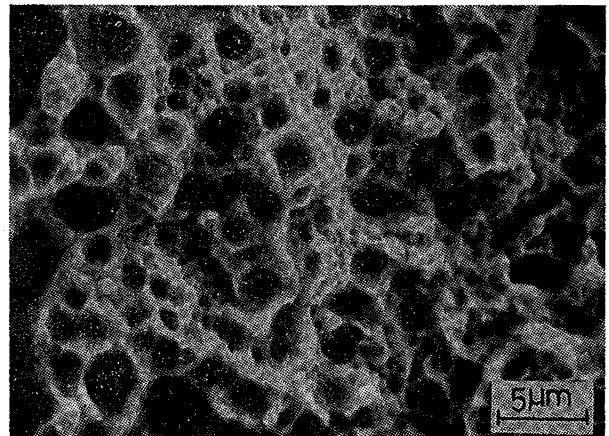


図 11 角の丸くなったディンプル

るいは事故直前に破壊し、それが予き裂として作用し、図9に示したような脆性破壊を引き起こした可能性がある。

もう一箇所は図12に示すディンプルと粒界の混在域

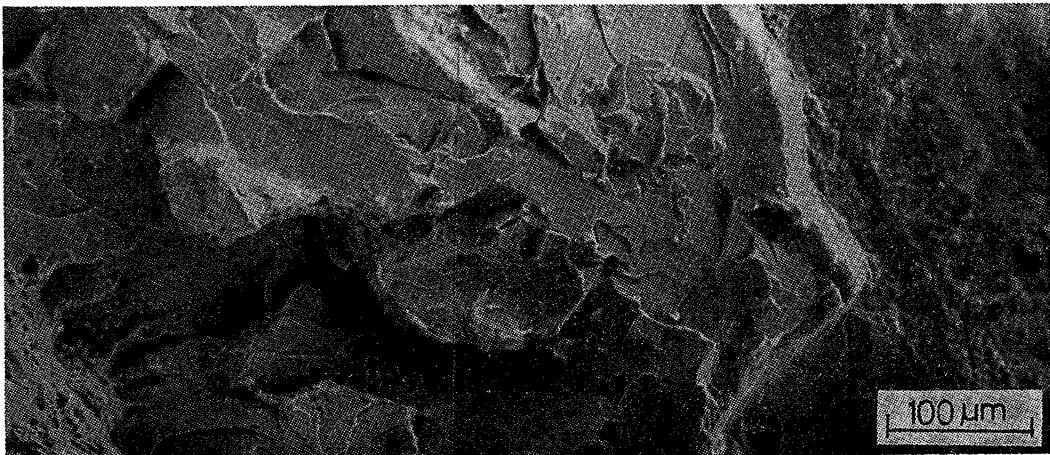


図 9 内表面（右側）に続くへき開域

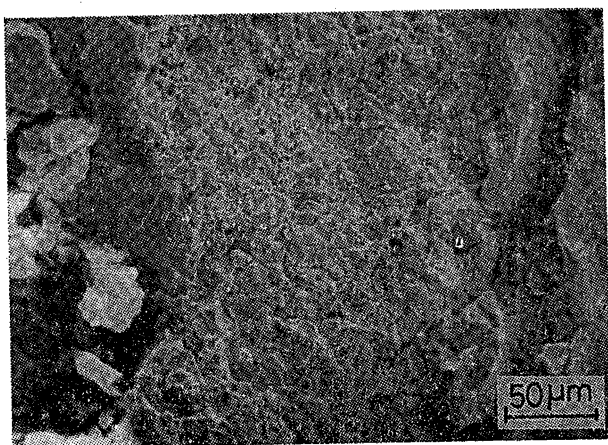


図 12 ディンプルと粒界の混在域

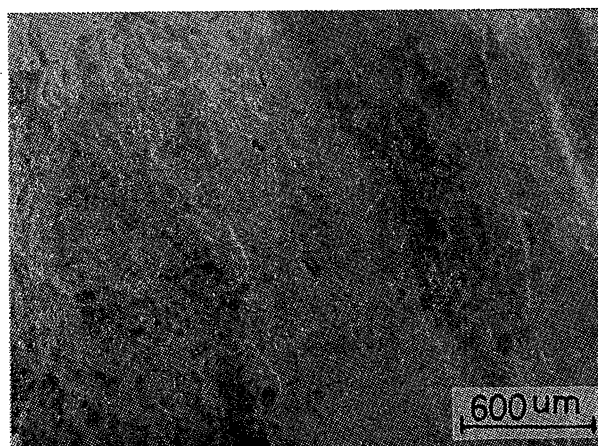


図 15 内表面（右側）に隣接するディンプル域（中央）

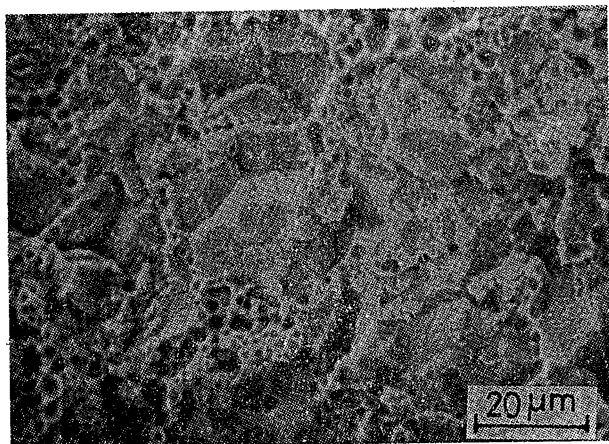


図 13 粒界上の微小なディンプル

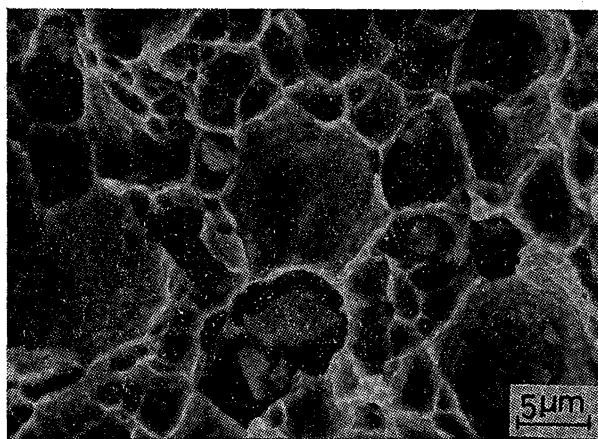


図 16 ディンプルとその核となった多数の微粒子

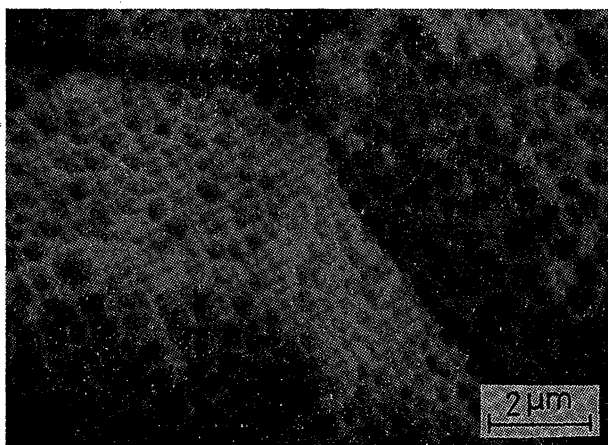


図 14 粒界上のディンプル（図 13）の詳細

である。粒界部分も図 13、図 14 にあるように、拡大すると結晶粒界上に小さなディンプル（粒界ディンプル）が存在し、核となった介在物等が数多く見受けられる。溶接時のなんらかの原因で結晶粒界上に介在物等が多く集まると見られ、やはり低い応力であっても破壊した部分と考えられる。

試料 No.2 では内表面に隣接するディンプル域があった。これを図 15、図 16 に示す。ディンプルの角は試料 No.1 の場合と違って鋭いが、やはり介在物等が多数見られ、材質的に良いものとは言えず、容易に破断の起点となり得る部分である。他の試料にも以上に示したものと同様な破面が見られる。

4. 破断部に生じていた応力の概算

破断したヘッダーコーナー部（円筒と平板の溶接部）の応力を推定するため、図 17 のような端部の閉じた半無限長の薄肉内圧円筒をモデルに考える。端面近傍では円筒の自由な膨らみが拘束されるので、コーナー部に剪断力、曲げモーメントが生じて、他の部分より応力が高くなる。しかしこれらは、コーナーから離れるにつれ急速に減衰するので、破断したヘッダーのように径に比べて長い円筒では、先の半無限長の円筒の仮定でも不都合は生じない。

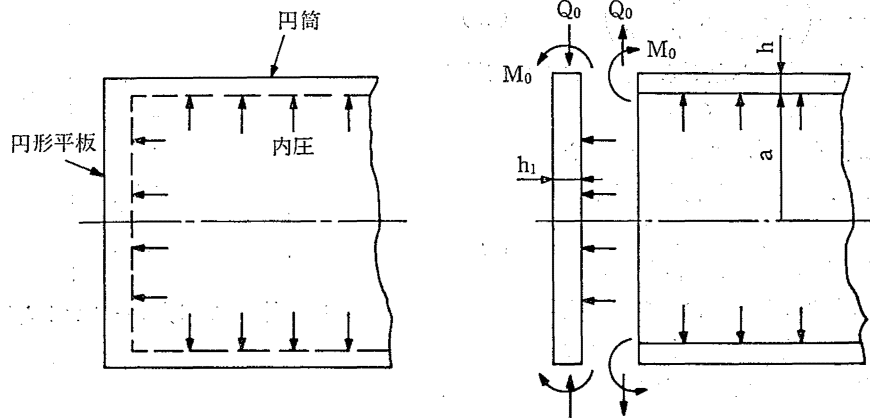


図 17 内圧円筒の端部

4.1 平板と円筒の接合部に作用する曲げモーメント, 力

図 17 に示したように、コーナー部で平板と円筒を分離して考えると、端面近傍での円筒の自由な膨らみが拘束されるために接合部に生じていた曲げモーメント、剪断力は両者に対して等大で、方向が反対の外力として作用する。そこで円筒端部に作用する外力としてはこれらと内圧によるものを考えればよい。以下では溶接部の応力を算定する前段階としてこれらの外力を求める。

記号および事故機での数値

p : ヘッダー内圧
 M_0, Q_0 : 端部近傍の円筒の自由な膨らみを拘束したことにより、円筒と平板の接合部に生じる曲げモーメント、剪断力

E : ヤング率

ν : ポアソン比 0.3

a : ヘッダー円筒部の内半径 53 mm

h : ヘッダー円筒部の厚さ 4 mm

h_1 : ヘッダー平板の厚さ 5 mm

D : ヘッダー円筒部の曲げ剛性 $Eh^3/\{12(1-\nu^2)\}$

D_1 : ヘッダー平板の曲げ剛性 $Eh_1^3/\{12(1-\nu^2)\}$

M : 曲げモーメント

Q : 剪断力

N : 引張力あるいは圧縮力

Z : 円筒面に分布している、円筒軸へ向う方向の外力
 w : 撓み

添字 p : 内圧により生じるものであることを示す

添字 o : M_0, Q_0 により生じるものであることを示す

添字 x : 円筒の長手方向を示す

添字 φ : 円筒の周方向を示す

添字 t : 円筒の板厚方向を示す

添字 r : 平板の半径方向を示す

円筒および平板の端部に作用する曲げモーメント M_0 、剪断力 Q_0 (平板では圧縮力^{*3}) は、外力による円筒と平板の変形がその接合部で連続であることを条件として定まる。そこで M_0, Q_0 および内圧による平板と円筒の変形を考える。

まず円形平板の内圧による変形については、円筒が薄肉で内半径が厚さと比較して十分大きいので、平板半径として円筒内半径 a をとり、全域に圧力を受ける周辺支持円板を考えればよい。図 18 に示すように撓みのない時の円板の中心に原点 O 、 O を通り円板に垂直に z 軸、 z 軸から板中の点 A へ半径方向に r 、点 A の撓みを下向きにとり^{*4}、 w とすると撓みの微分方程式および曲げモーメントは次のように表わされる²⁾。

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right\} \right] = \frac{p}{D_1} \quad (2)$$

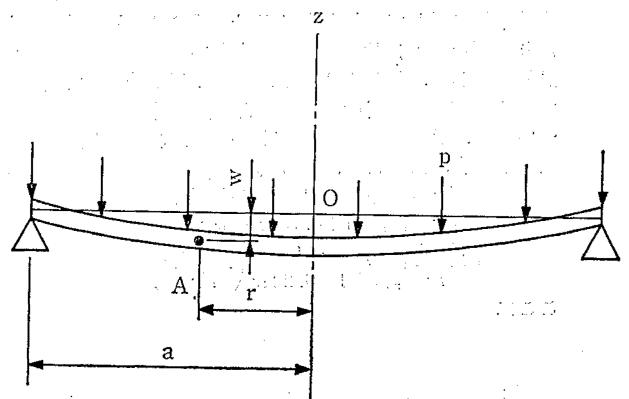


図 18 等分布圧を受ける周辺支持円板

*3 円筒、平板各々の端部に図 17 に示すような方向に M_0, Q_0 が作用すると仮定したために、圧縮力とした。計算の結果が負であれば、 M_0, Q_0 は図 17 に示したものと逆方向に作用することになり、 Q_0 は平板に対して引張力となる。

*4 円板については常にこのようにとる。

$$M_r = -D_1 \left(\frac{1}{r} \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw}{dr} \right) \quad (3)$$

撓み w が有限なことを考慮しながら、周辺において撓み $w_{r=a}=0$ および式 (3) の値 $(M_{pr})_{r=0}=0$ なる境界条件を用いて式 (2) を解き、 r で微分すると円板の半径方向の勾配に対して次の結果が得られる。

$$\left(\frac{dw}{dr} \right)_{r=a} = -\frac{pa^3}{8(1+\nu)D_1} \quad (4)$$

次に図 19 に示すような周辺に M_0, Q_0 を受ける円板の変形を求める。圧縮力 Q_0 が円板の撓みに及ぼす影響は小さいと予想される*5)ので無視する。 M_0 のみによる変形については、式 (2) において右辺の圧力を 0 とすると式 (2)、式 (3) がそのまま成立する。境界条件は $w_{r=a}=0$ および $(M_{or}) = -M_0$ *6) であり、撓み w が有限であることから次式を得る。

$$\left(\frac{dw}{dr} \right)_{r=a} = \frac{M_0}{(1+\nu)D_1} \quad (5)$$

一方円筒については薄肉であることから、図 20 のように円筒端の板厚中央に原点 O 、 O から円筒長手方向に x 軸をとり、 x 軸上の点の撓みを円筒中心軸方向にとって w とすると、撓みの微分方程式等は次のようになる*4)。

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{Z}{D} \quad \text{但し} \quad \beta^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{a^2 h^2} \quad (6)$$

$$M_{ox} = -D \frac{d^2 w}{dx^2} \quad (7)$$

$$M_{o\varphi} = \nu M_x \quad (8)$$

*5) 外周に等分布の半径方向圧縮力 N を受ける円板の座屈について、その臨界荷重の下限値 N_{cr} は次のようになる*3)。

$$N_{cr} = \frac{D_1 \cdot j^2}{a^2} \quad (j \approx 3.83)$$

当該平板に対してこれを求めると $N_{cr} > 1000 \text{ kgf/mm}$ となり $Q_0 (=N)$ に比べて非常に大きい (後出の式 (25) の計算結果から、わかるように $Q_0 = 3.6 \text{ kgf/mm}$ で引張力である。) と予想される。 Q_0 による円板外周上での変化については、 Q_0 (引張力) が曲げモーメント M_0 と同時に作用する場合、次のようになる*3)。

$$\left(\frac{dw'}{dr} \right)_{r=a} \doteq \frac{1}{1+0.73\alpha} \left(\frac{dw''}{dr} \right)_{r=a}$$

$$\left(\frac{d^2 w'}{dr^2} \right)_{r=a} \doteq \frac{1}{1-0.22\alpha} \left(\frac{d^2 w''}{dr^2} \right)_{r=a}$$

ここに

$$\alpha = \left| \frac{Q_0}{N_{cr}} \right|$$

w' : Q_0 と M_0 の両方による円板の板厚方向の撓み

w'' : M_0 のみによる円板の板厚方向の撓み

これらの式で、 $\alpha \ll 1$ の場合、円板外周上での変形に及ぼす影響は曲げモーメントによるものに対して無視できる。

*6) 撓みをとる時にその方向を定めているので、定めた方向の撓みを生むように作用する曲げモーメントを正、その逆を負とする。力に対しては引張力を正、圧縮力を負とする。これは円筒についても同じである。

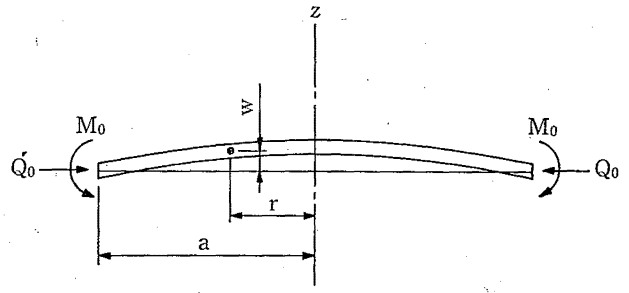


図 19 外周に曲げモーメントと圧縮力を受ける円板

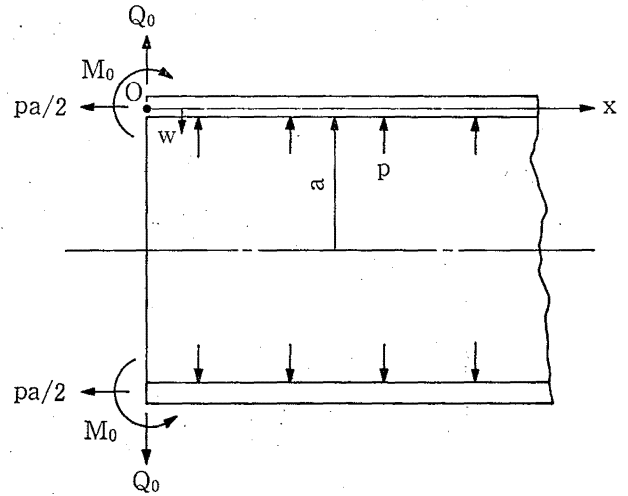


図 20 端部に曲げモーメントと剪断力を受ける半無限長内圧円筒

$$Q_{oi} = \frac{dM_x}{dx} \quad (9)$$

$$N_{o\varphi} = -\frac{Ehw}{a} \quad (10)$$

端面に作用する外力 M_0, Q_0 のみによる変形等については $Z=0$ であることおよび端部を離れるにつれ撓みが減衰することに注意し、境界条件 $(M_{ox})_{x=0} = M_0$ 、 $(Q_{oi})_{x=0} = Q_0$ を用いて式 (6) を解き、式 (8)、式 (10) を使って端面での変形状態およびまだ定まっていない曲げモーメント、力を求めると次のようになる。

$$w_{x=0} = -\frac{1}{2\beta^3 D} (\beta M_0 + Q_0) \quad (11)$$

$$\left(\frac{dw}{dx} \right)_{x=0} = \frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M_0 + Q_0) \quad (12)$$

$$(M_{o\varphi})_{x=0} = \nu M_0 \quad (13)$$

$$(N_{o\varphi})_{x=0} = 2a\beta(\beta M_0 + Q_0) \quad (14)$$

次に内圧 p により、円筒内に生じている力は周方向のものと平板に加わる圧力に基づく長手方向の力であり、これらは円筒内で一様で次のようになる。

$$N_{p\varphi} = pa \quad (15)$$

$$N_{px} = \frac{pa}{2} \quad (16)$$

この2種の力により円筒には次式のような撓みが生じるが撓みの勾配はない。

$$w_p = -\frac{pa^2}{Eh} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (17)$$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_p = 0 \quad (18)$$

端部の変形についてこれまでの結果をまとめると平板に対しては式(4)、式(5)より次のようになる。

$$\left(\frac{dw}{dr}\right)_{r=a} = -\frac{pa^3}{8(1+\nu)D_1} + \frac{M_0 a}{(1+\nu)D_1} \quad (19)$$

円筒については式(11)、式(12)、式(17)、式(18)より次の式が得られる。

$$w_{x=0} = -\frac{pa^2}{Eh} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) - \frac{1}{2\beta^3 D} (\beta M_0 + Q_0) \quad (20)$$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_{x=0} = \frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M_0 + Q_0) \quad (21)$$

実際には円板外周に Q_0 の外力が分布しているため、円板の直径が変化するが、その変化量は円筒端部の撓みに比較してきわめて小さいから0とみなせる。また撓み角については接合部が剛で角変形しないとすると、次の2式が得られる。

$$w_{x=0} = 0 \quad (22)$$

$$\left(\frac{dw}{dr}\right)_{r=a} + \left(\frac{dw}{dx}\right)_{x=0} = 0 \quad (23)$$

この2式に式(19)~式(21)を代入すると M_0, Q_0 が定まる。

$$M_0 = \frac{1 + (1+\nu)(2-\nu) \left(\frac{h_1}{h}\right)^3 \frac{1}{(a\beta)^3}}{8 + 4(1+\nu) \left(\frac{h_1}{h}\right)^3 \frac{1}{a\beta}} pa^2 \quad (24)$$

$$Q_0 = -\beta M_0 - \frac{p}{2\beta} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (25)$$

式(24)、式(25)を式(8)、式(13)および式(14)に代入して、ヘッド-接合部に生じている曲げモーメント、力を求めるが、ヘッド-内圧を圧縮機の通常運転圧力 12 kgf/cm^2 にとると次のようになる。薄肉円筒としているので、円筒板厚方向の力はない。

$$M_x = \{(M_{0x})_{x=0}\} = 34.5 \text{ kgf}\cdot\text{mm/mm}$$

$$M_\varphi = \{(M_{0\varphi})_{x=0}\} = 10.4 \text{ kgf}\cdot\text{mm/mm}$$

$$N_x = \{(N_{px})_{x=0}\} = 3.2 \text{ kgf/mm}$$

$$N_\varphi = \{(N_{0\varphi})_{x=0} + (N_{p\varphi})_{x=0}\} = 1.0 \text{ kgf/mm}$$

4.2 破断溶接部の応力の算定

一般に、溶接部は複雑な応力分布を示すが、応力計算を簡単にするために、ここでは次の4つの条件を設ける。

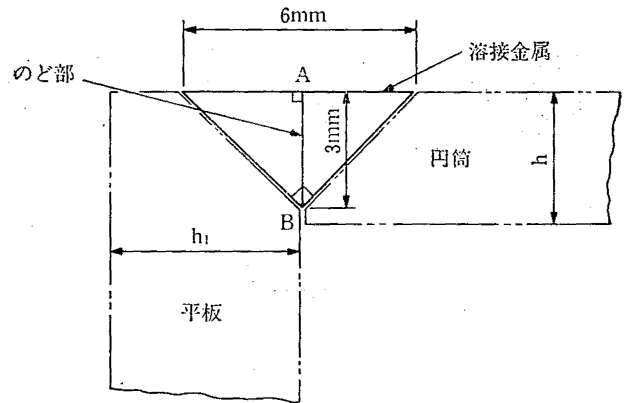


図 21 溶接部のモデル

る。

- (1) 応力計算はのど断面上で行なう。
- (2) のど断面上で、曲げ応力は直線的に変化し、他の応力は一様に分布するものとする。
- (3) 残留応力の影響を考慮しない。
- (4) 溶接欠陥が存在しても、それによる応力集中に考慮しない。

溶接部のモデルとしては、先に測定した平板の寸法を参考に、図 21 のような突合せ継手が平板外周に一様に存在するものとする。円筒内面側に不溶着部があるが、上記の条件(4)によりその影響は考慮しない。図中ののど断面が前節のモデルの円筒端面に一致していること、および円筒が薄肉で円筒内では板厚方向の応力が存在せず、2次元応力状態であることから、ISO が2次元応力状態の突合せ継手に対して、剪断歪エネルギー説に基づいて提案している次式⁵⁾を強度評価に用いる。

$$\sigma_g^2 = \left(\frac{\sigma_\perp}{\alpha_\perp}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_\parallel}{\alpha_\parallel}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_\perp}{\alpha_\perp}\right)\left(\frac{\sigma_\parallel}{\alpha_\parallel}\right) + 3\left(\frac{\tau}{\alpha}\right)^2 \leq \sigma_a^2 \quad (26)$$

σ_\perp : 継手軸線に垂直な方向の垂直応力

σ_\parallel : 継手軸線に平行な方向の垂直応力

τ : せん断応力

σ_a : 母材の許容引張応力または許容圧縮応力

α_\perp : 0.75~1.00 ここでは 0.9 にとる。

α_\parallel : 1.00

α : 0.75~1.20

図 21 ののど断面は主応力面である。したがって前節で求めた曲げモーメント、力により、のど断面に発生する応力は、円筒長手方向の応力 σ_x と周方向の応力 σ_φ だけであり、剪断応力は発生しない。のど断面 AB 中で最も厳しい応力状態の点 B について、 σ_x, σ_φ は次のようになる。

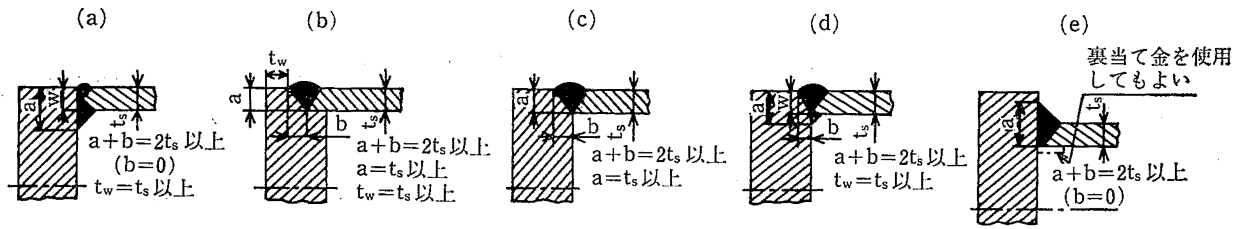


図 22⁷⁾ 胴と管板、平鏡板等との溶接

$$\sigma_x = \frac{6 M_x}{t^2} + \frac{N_x}{t}$$

$$\sigma_\phi = \frac{6 M_\phi}{t^2} + \frac{N_\phi}{t}$$

但し t : のど断面の厚さ 3 mm

この2式を用いて式 (26) の σ_g を求めると次のようになる。

$$\sigma_g = 24.0 \text{ kgf/mm}^2$$

一方、円筒と平板の材質について、各々 SS 材と SGP 管を考えると同系統材の溶接継手となるが、母材の許容引張応力に、円筒の材料と平板の材料のうち低い方の許容応力をとることにする。円筒の材料を SGP の継目なし材とすると $\sigma_a = 7.5 \text{ kgf/mm}^2$ ⁶⁾ であり、先に求めた σ_g は許容応力を越えている。ちなみに SGP 材の引張強さは 30 kgf/mm^2 以上と云う値であるので σ_g はその 4/5 程度になる。この接合部の概算応力は局部的なものであり、また圧力が高くなってそれが降伏点（あるいは耐力）を越えたとしても局部的降伏を引き起し、応力の再分配等が起きる性質のもので、直ちに破損へとつながるものではない。しかし σ_g はかなり高いと言える。

平板の厚さを大きくとり M_x の値を小さくするかまたはのど断面の厚さを大きくすると σ_g は小さくなる。例えば平板に、規則に準じて 11.0 mm の鋼板を用い、のど断面の厚さが円筒の板厚 4 mm と等しい、完全に溶け込んだ突合せ継手になるように溶接を施したとすると、 $\sigma_g = 6.7 \text{ kgf/mm}^2$ となり許容応力内におさまる。

5. 結 言

事故機ヘッダーについては、内径が約 106 mm と小さいことから、規則の厳しくなった現在でも平板厚さや溶接方法について規定がない。しかし内圧を受ける容器として、各規則に規定のある容器に準じて製作されるべきものであろう。容器の形状変化部は一般に応力が高くな

り易く、設計段階で十分な配慮が必要となる部分であるが、このヘッダーの平板溶接部では、平板の厚さが薄いことと溶け込み不足であることも重なって、モデルによる概算応力はかなり高い。

圧力容器構造規格等に準じて平板を厚くし、図 22 に示すような容器の胴と平鏡板の溶接法と同様な施工法が行われるべきであった。溶接施工に関しては、溶着幅が大きくばらつき、非常に狭い箇所があることから、円筒の全厚に渡らない溶接が全周あるいはその一部にあったものと考えられる。したがって円筒内面側には不溶着部があり、その近傍は応力集中で特に高い応力になっていたと考えられる。また平板内面側の溶着部には走査型電子顕微鏡による観察結果からわかるように、溶接施工により介在物、析出物が多数集まったと見られる箇所がいくつかあった。これらの部分は材質的に劣悪なため、低い応力でも破壊する可能性がある。以上の悪い条件の重なった平板内面側の微小部分が使用中の何らかの原因で、事故に先だって破壊し、残存部の脆性破壊を誘発したと考えられる。したがって設計においてヘッダーコーナー部の応力に慎重な配慮があり、良好な溶接施工がなされていれば防げる事故であったと思われる。

(83.3.24 受付)

参 考 文 献

- 1) 冷凍保安規則関係基準, p.40, 高圧ガス保安協会
- 2) 例えば S. Timoshenko and S. W. Krieger, Theory of Plates and Shells pp.51-54 McGraw-Hill (1959)
- 3) 例えば 文献 2) pp.391-393
- 4) 例えば 文献 2) pp.466-468
- 5) 例えば 溶接学会編 溶接便覧 pp.731-735 丸善 (昭和 38 年)
- 6) 文献 1) p.85
- 7) 文献 1) p.73

産業安全研究所技術資料

RIIS-TN-83-1

昭和58年7月25日 発行

発行所 労働省産業安全研究所
〒108 東京都港区芝5丁目35番1号
電話 (03) 453-8441(代)

印刷所 新日本印刷株式会社

UDC 621.574 : 621.791.01

アンモニア圧縮機の溶接継手で起きた破壊事故の調査

吉久 悦二

産業安全研究所技術資料 RIIS-TN-83-1 (1983)

冷凍装置用アンモニアコンプレッサの溶接継手の破壊事故について原因を調べるために走査型電子顕微鏡による破面観察と溶接継手内に発生していたとみられる応力の推定を行った。その結果、溶接により作られた継手内の脆弱な部分がそこに局所的に生じていた高い応力により破壊し、継手全体の脆性破壊を引起したものと推定された。(図 22, 表 1, 参 7)

UDC 621.574 : 621.791.01

Investigation into the Fracture Occurred in a Welded Joint of an Ammonia Compressor

by **Etsuji Yoshihisa**

Technical Note of the Research Institute of Industrial Safety,
RIIS-TN-83-1, 1~10 (1983)

To investigate the cause of the fracture occurred in a welded joint of an ammonia compressor for refrigerator, microscopic observation of the fracture surface and calculation of the stresses raised in the joint are carried out. Then it is concluded that the fragile part in the joint produced by welding had fractured owing to the high stress locally raised in the joint and that a crack generated as a result of that fracture caused the brittle fracture of the whole joint. (22 figures, 1 table, 7 references)