

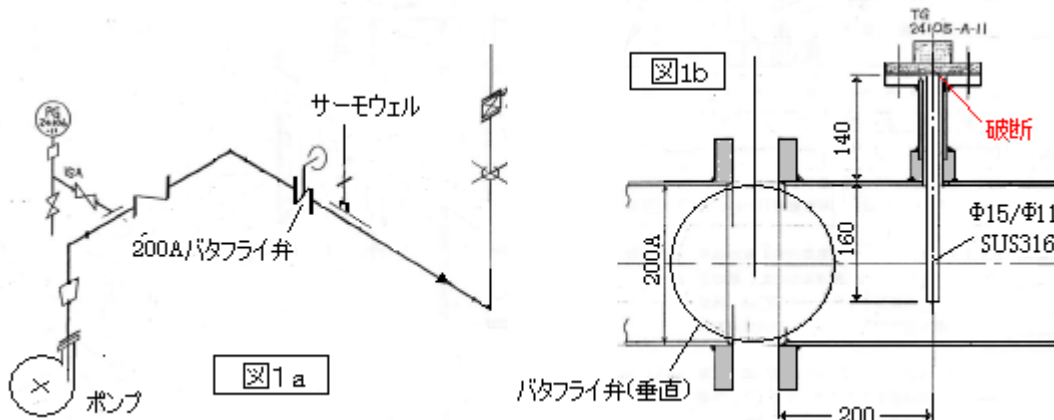
【整番】FE-19-TC-001	【標題】サーモウェルネックの流体振動による破損
分類：流れ(流体振動)／種別：トラブル事例	作成年月：S61.8／改訂：Ver0.1 (H19.5) 作成者：N.Miyamoto

誤記訂正：(H19.6.3)

全3枚

1. あらまし

新設プラントの水運転で、ポンプの200A吐き出しラインに挿入した温度計のサーモウェル(熱電対)のネックが全面破断した。まずカルマン渦振動が疑われたが、検討の結果、サーモウェルの直前につけたバタフライ弁の弁体の縁に生じる渦に由るものと推定された。以下。



2. 状況

200A吐出弁の出口側につけたこの温度計は水運転当初から振動しており、スタートからわずか20~30hrで、温度計保護管(サーモウェル)が根元からギロチン破断している。破面をみると摩滅してかすかに波目が観察される。振動介入/短期間破断/疲労破面のいずれをみても、この破損が振動(流体振動)による高サイクル疲労であることがわかる。

3. 原因とそのメカニズム

(1) サーモウェルは内部の流れに曝されているので、まずカルマン渦振動が疑われるのでこれをチェックしてみる。吐出ラインの流速は3.1m/sであるが、サーモウェルのすぐ前のバタフライ弁は水運転の間常に50%開度で絞られており、バタフライ弁弁体通過位置で8.3m/sとかなり高流速になっている。しかしこのサーモウェルは下図のように弁体の200mm後ろの軸上にあつて、この部分に強い流れは考えられない。おそらくサーモウェル周辺の流れは3.1m/s未満である。従ってカルマン渦振動数(f_v)は、

$$f_v = n S_t V / d = 0.18 \times 3.1 / 0.015 = 37.2 \text{ Hz (1次)}, 74.4 \text{ Hz (2次)}$$

ここで、 S_t =ストローハル数(0.18 at レイノルズ数 $Re = 5.4 \times 10^4$)

V =流速(3.1m/s)、 d =ウェル外径(0.015m)、 n =次数1,2

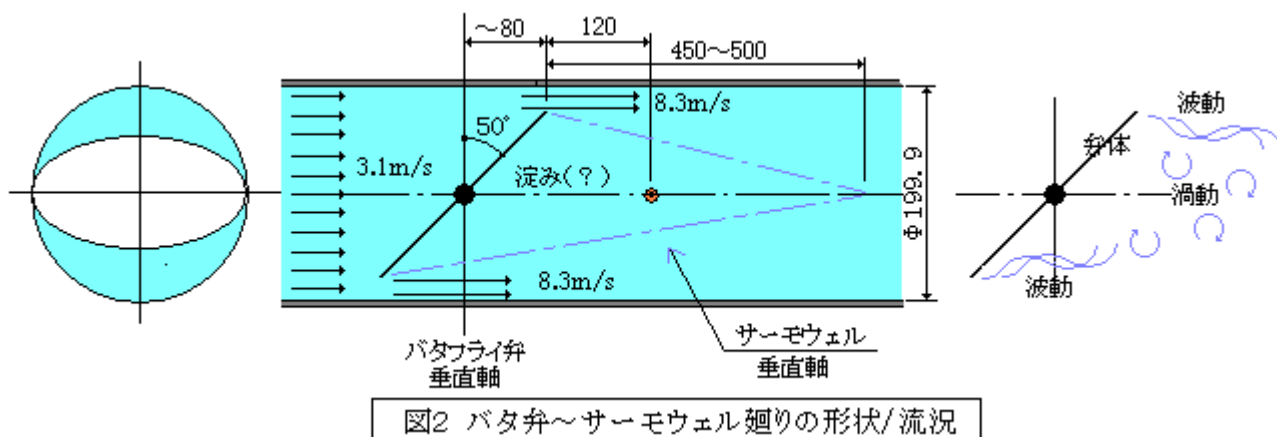
以下になる。一方、サーモウェル(φ15/φ11x300mm長さ)の固有振動数(f_i)は、これを片持ち梁として

$$\begin{aligned} f_i &= \{1/(2\pi)\} (\lambda/L)^2 \{EI/g / (\gamma A)\}^{0.5} \\ &= (1/6.283)(1.875/300)^2 \{19900 \times 1766 \times 9800 / (7.9 \times 10^{-6} \times 81.7)\}^{0.5} \\ &= 144 \text{ Hz}, 902 \text{ Hz} \dots \end{aligned}$$

ここで、 λ =振動係数(1.875, 4.694...), L =梁長さ(mm)、 E =縦弾性係数(kg/mm²)、

I =断面2次モーメント(mm⁴)、 A =断面積(mm²)、 g =重力(mm/s²)、 γ =比重量(kg/mm³)

カルマン渦の場合、1次、2次が有意で高次は殆ど無視できる。1次、2次の f_v と f_i はかなりかけ離れており、カルマン渦による共振は殆どあり得ない。



- (2) 然らばこの振動は何か？ 図2にバタフライ弁の後流域の予想を示す。この図は管路の水平断面を示しているが流れは弁体の両脇のギャップを通過するので、弁体の背後には流れがなくある範囲では淀みができている。しかしこの淀み部分には決して動きがない訳ではなく、外周の流れによって刺激を受けて、その境界部分や淀み域の後半で周期的な波動や渦動が現れ、いわゆるキャビティ振動を起こす可能性がある。キャビティ振動数は⁽¹⁾

$$f_c = (U_c/U)(n - 0.25)(U/W) = 0.7x(n - 0.25)x8.3/0.47 = 12.4(n - 0.25)$$

$$= 9.3, 21.7, 34.1, 46.5, 58.9, 71.3, 83.7, 96.1, 108.5, 120.5, 133.3, 145.7 \text{ Hz}$$

ここで、 U_c = 渦速度 = $0.7U$ 、 U = 面上速度 (8.3 m/s)、 W = 窪み長さ (m)、 n = 次数 1, 2, 3, 4, 5, ...

(なお、窪み長さ W は Aung の文献⁽²⁾よりこの場合 0.47 m と推定)

前項ではサーモウェルの固有振動数は 144 Hz であったので、もしキャビティ振動であれば 12 次で共振したことになる。

確かに、このキャビティ振動では高次も決して無視できないがそれはせいぜい 8 次止まりであって、12 次共振の可能性はきわめて低い。もうひとつの可能性としてはエッジトーン形の振動、即ち弁体～弁箱の隙間を流れが通過するときの剥離渦に起因する振動である。ただ、この形状でのエッジトーン振動についてのデータは手元に少なく、わずかに Naudasher の 実験データ (下図) がある。このデータによればストローハル数 S は外挿して 0.6 程度になるようなので、振動数 (f) は

$$f = S(V_j/b) = 0.6 \times 8.3 / 0.037 = 135 \text{ Hz} \quad (\text{振動周期 } 0.0074 \text{ sec.})$$

程度になると推定される。

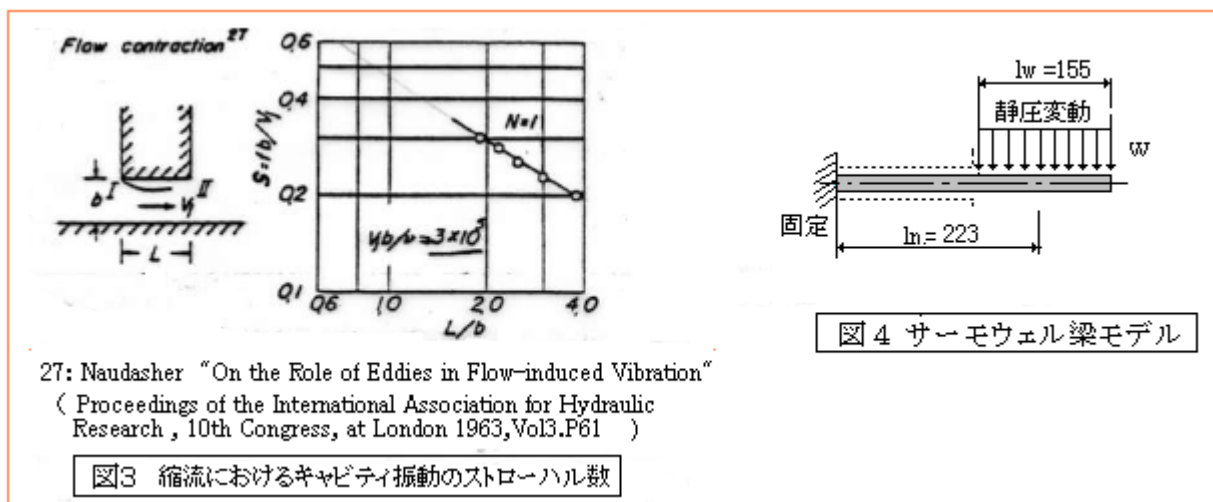


図4 サーマウエル梁モデル

27: Naudasher "On the Role of Eddies in Flow-induced Vibration"
(Proceedings of the International Association for Hydraulic Research, 10th Congress, at London 1963, Vol.3, P.61)

この振動数は前項で求めたサーモウエルの固有振動数 **144Hz** に極めて漸近している。もし、弁体の縁に波動の形で発生した圧力変動が減衰せずにサーモウエルの位置に伝播するなら、サーモウエルは**共振**してそのごく微小な揺れは増幅される。減衰比を 1%程度とみると、応答倍率 Tr は[JPI-7R-35-87 参考 5]などを参考に、

$Tr = 50(L/d - 6) = 5.0 \times 10 = 50$ ($\xi =$ 減衰比 1%) (←ここで長さ L は 223~300 の中間とする。) とすれば、**サーモウエルの揺れは静的撓みの約 50 倍になる**。梁構造の応答は厄介だが敢えて推定する。

- (3) この場合管に差し込まれたサーモウエル部分(155mm)には、図 4 のように圧力変動が作用する。この変動は次式で与えられる。

$$\delta P = \pm C_p \times 0.5 \rho V_j^2$$

ここで $C_p =$ 圧力係数、 $\rho =$ 流体密度、 $V_j =$ ギャップ流速 (8.3 m/s)

圧力係数 C_p はデータに乏しいが、Naudasher などのデータから ± 0.015 程度と推定されるので

$$\delta P = \pm 0.015 \times 0.5 \times (1000/9.807) \times 8.3^2 = 52.7 \text{ kg/m}^2 (\sim 53 \text{ mmAq})$$

従って ウエルの 155mm 区間に作用する荷重 P は、

$$P = Tr(\delta P) d l_w = 50 \times \pm 52.7 \times 0.015 \times 0.155 = \pm 6.13 \text{ kgf}$$

$$M = P \cdot l_n = \pm 6.13 \times 223 = \pm 1367 \text{ kgf}\cdot\text{mm}$$

$$\therefore \text{応力振幅(片振幅)} S_{alt} = k M/Z = 3 \times 1367/235 = 17.5 \text{ kgf/mm}^2$$

ここで、 $l_w, l_n =$ 図 4、 $P, M =$ フォース, モーメント、 $Z =$ ウエルの断面係数、 $k =$ ネックの応力集中係数

振動数を 140Hz(c/s)、破断まで 24hr とすると、破断までの繰返しサイクル数 n は

$$n = 140 \times 3600 \times 24 = 1.2 \times 10^7 \text{ 回}$$

一方、JIS の SN 曲線⁽³⁾では $S_{alt} = 17.5 \text{ kgf/mm}^2$ に対して寿命サイクル数 $N_f = 0.9 \times 10^7$ 回になるので、 n と N_f はかなり漸近していることになる。従って

本サーモウエルは、図 3 のような縮流形のエッジトーン振動によって共振をおこし破断した

と判断される。

5. 是正措置など

本トラブルは不用意に、温度計のサーモウエルを絞り操作されるバタフライ弁の直ぐ後流に設置したために起きたものである。そこで、**サーモウエルの位置をもっと後流に移設した**。その後トラブルは起きていない。

あとかき

通常、バタフライ弁を絞って使用しても、特に振動が顕著にでることはない。しかし弁体の背後に流れの乱れ(ウェーキや渦)がでているのは確かで、その微小擾乱部分に固有振動数の近いインターナルを挿入した所に原因がある。

戦陣訓として、バタフライ弁直後に温度計や注入ノズルを挿入するのは控えるべき。

引用文献：

- (1) FE-19-RP-001 流れの窪みに起きる振動の評価基準
- (2) “Separated Forced Convection” by Aung (逸文)
- (3) JISB8266 付属書 8 圧力容器の応力解析および疲労解析 図 3