

「もんじゅ」ナトリウム漏えい事故の原因究明対策班作業関連資料

ポンプの脈動による高サイクル疲労の 可能性について

1996年7月

動力炉・核燃料開発事業団
大洗工学センター

この資料は、動燃事業団社内における検討を目的とする社内資料です。ついては複製、転載、引用等を行わないよう、また第三者への開示又は内容漏洩がないよう管理して下さい。また今回の開示目的以外のことには使用しないよう注意して下さい。

本資料についての問合せは下記に願います。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団 大洗工学センター

システム開発推進部 技術管理室

「もんじゅ」ナトリウム漏えい事故の原因究明対策班作業関連資料

ポンプの脈動による高サイクル疲労の可能性

原因究明対策班 原因解析・試験グループ*

要 旨

本報告書は、1995年12月8日に発生した「もんじゅ」2次主冷却系ナトリウム漏えい事故の原因究明作業の一環として実施した、ポンプの脈動による温度計ウェルの高サイクル疲労の可能性に関する検討の中間結果をまとめたものである。

* 一宮 正和 (大洗工学センター システム開発推進部 プラント工学室)
家田 芳明 (大洗工学センター 基盤技術開発部 熱流体技術開発室、現企画部)

ポンプの脈動による高サイクル疲労の可能性

2次系主循環ポンプに採用されている遠心渦巻きポンプでは、その羽根車の羽根枚数 Z と回転数 N の積の周波数（以下、羽根切り周波数とする）で圧力の脈動が生じる。2次系主循環ポンプでの値は以下の通りとなる。

ポンプ羽根枚数 Z ： 7枚

ポンプ回転数 N ： 0～939 rpm（100%流量時の回転数が939 rpm）

脈動の最大周波数：

$$ZN = 7 \times 939 / 60 = 110 \text{ (Hz)}$$

一方、もんじゅの今までの運転履歴中、100%流量条件で固有振動数が相対的に低くなる325℃の場合のウェル固有振動数（2次モード、ナトリウム中での値）は約250 Hzである。このことから、脈動の周波数が最大になる場合でも、ウェルの固有振動数と脈動の周波数は、2.3倍程度離れており、共振が起こる可能性は小さいと考えられる。

なお、共振が生じないとして脈動による励振力を求めた結果を以下に示す。

- 2次系ポンプは遠心型ポンプであり、羽根枚数 Z と回転数 N の積の周波数 ZN で圧力の脈動が生じる可能性がある。この圧力脈動は一般にはポンプ揚程の数%であるが、タンク、ヘッダ等の大きな容積を有する機器内に入ると圧力脈動はほとんど0になる。当該破損部は、中間熱交換器の出口側に位置し、圧力脈動はほとんど0近くになっていると考えらる。
- 一方、ウェルに作用する励振荷重は、図に示すウェル位置での圧力脈動の定在波振幅の勾配にウェルの外径を乗じたものとみなせます。このウェル前後の差圧を、総合機能試験の100%流量運転時について計算してみた。圧力脈動を3%程度と保守側に想定しても、最大でも0.001kgf/cm²以下の励振力にしかならず、ポンプ脈動による高サイクル振動荷重は有意なものとはならないと判断される。

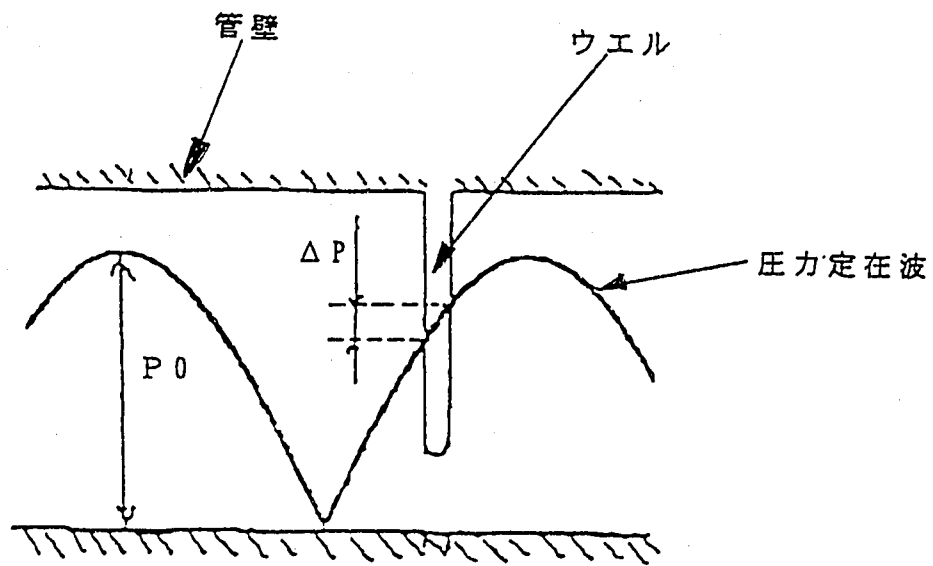


図 配管内定在波とウエルに対する励振力

添付資料

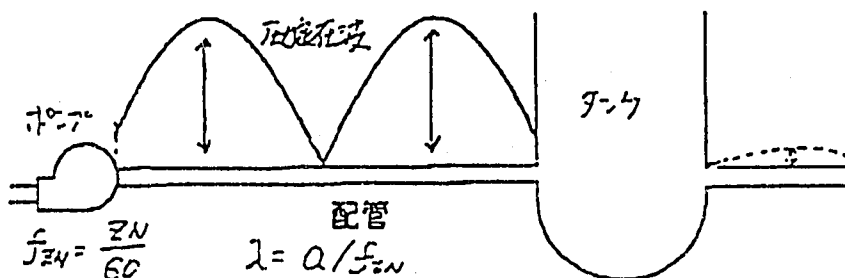
ポンプ圧力脈動励振力の評価

1. 目的

この資料はポンプで発生する羽根切り圧力脈動が配管内の物体に励振力として寄与する荷重を評価したものである。

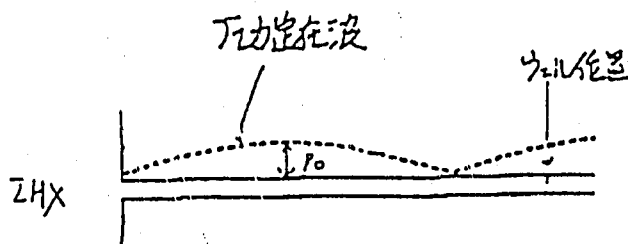
2. 圧力脈動伝播

遠心渦巻きポンプではその羽根車の羽根枚数 Z と回転数 N の積の周波数（以下、羽根切り周波数とする）で圧力の脈動が生じる。脈動圧は一般にはポンプ揚程の数%と言われている。また、この圧力脈動は音と同様の性質を持ち波として伝播するため、配管内では進行波と反射波が干渉して羽根切り周波数 f_{ZN} と波の伝播速度 a から決定される波長 λ の定在波を形成する。タンク、ヘッダなどの大きな容積を有する機器内に入ると定在波振幅はほとんど0になるので、実際にはこれらの機器を介しての伝播はほとんどないと考えられる。



3. ウエル位置での定在波

対象とするウエルはホットレグ側であるため、コールドレグ側の循環ポンプとはIHX及び蒸気発生器を介しており、圧力脈動の伝播はほとんどないと考えられる。また、ポンプ自体での発生圧力脈動振幅も不明であるので、次のように考える。まず、ホットレグ配管側からみるとIHXヘッダは容積が大きいので、ここが圧力脈動の開放端になっていると考える。（IHXで振幅0になる正弦定在波を考える。）また、定在波の最大振幅はポンプ揚程の3%とする。（実際には容積の大きい空間を介しているのものでこれよりも1桁小さいと考えて良い。）



$$P_0 = 0.03 \times \Delta H$$

(ΔH : ポンプ揚程)

4. ウェルに加わる励振荷重

ウェル位置での圧力は定在波振幅で周期的に振動するが、ウェルの大きさが定在波長に比較して小さいため、ウェルに励振力として加わる圧力は振動する定在波のウェル前後での差圧分だけである。いま、ウェルは十分小さいので差圧は定在波振幅の勾配にウェルの外径を乗じたものとみなせる。

配管内の定在波圧力を I H X 出口からの距離を x 、伝播速度を a とすると

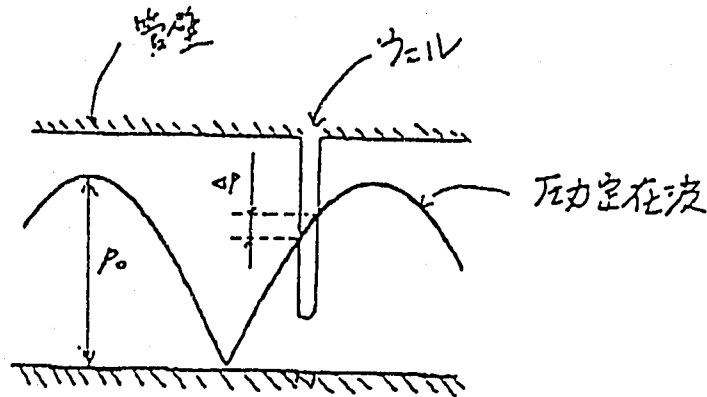
$$p = p_0 \sin kx \sin(2\pi ft + \varphi)$$

$$k : \text{定在波の波数 } (k = \omega / a = 2\pi f / a)$$

であるので、ウェルの外径を D とすると励振荷重 (差圧) は

$$\Delta p = \frac{\partial p}{\partial x} \cdot D = p_0 k D \cos kx \sin(2\pi ft + \varphi)$$

となり励振荷重の振幅は $p_0 k D$ となる。



配管内定在波とウェルに対する励振力

5. 圧力脈動波伝播速度

前述のように励振荷重を求めるためには脈動の伝播速度が必要である。伝播は流体の体積弾性 (または圧縮率) によるため無限媒質中では音速と一致する。ただし、配管が薄く弾性を待つ場合には配管が膨らむことで見かけ上流体の体積弾性率が低下する。したがって、伝播速度は音速よりも遅くなることが知られており、その影響は次の式で与えられる。

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho} / (1 + \frac{d}{t} \cdot \frac{K}{E})}$$

ここで K は流体の体積弾性率 ($c = \sqrt{K/\rho}$)、 d は配管内径、 t は肉厚、 E はヤング率である。

6. 検討条件

次の二つの場合について検討した。

(1)SKS時

温度 : 200°C
Na中の音速 : 2472 m/s
配管外径: 539.8 mm 肉厚: 9.5 mm ヤング率: 18700 kgf/mm²
ポンプ回転数 : 0~939 rpm
ポンプ羽根枚数: 7枚
ポンプ揚程 : 0~33.2 mNa (939 rpm=100%回転数時)
揚程は回転数の二乗に比例するものとする。
ポンプ脈動圧 : 揚程の3%
ウエルとIHX出口間の距離: 19.844 m

(2)SST時

温度 : 480°C
Na中の音速 : 2326 m/s
配管外径: 539.8 mm 肉厚: 9.5 mm ヤング率: 16560 kgf/mm²
ポンプ回転数 : 0~350 rpm
ポンプ羽根枚数: 7枚
ポンプ揚程 : 0~38.3 mNa (939 rpm=100%回転数時)
揚程は回転数の二乗に比例するものとし、350 rpm時の揚程を基準に算定
ポンプ脈動圧 : 揚程の3%
ウエルとIHX出口間の距離: 19.844 m

7. 検討結果

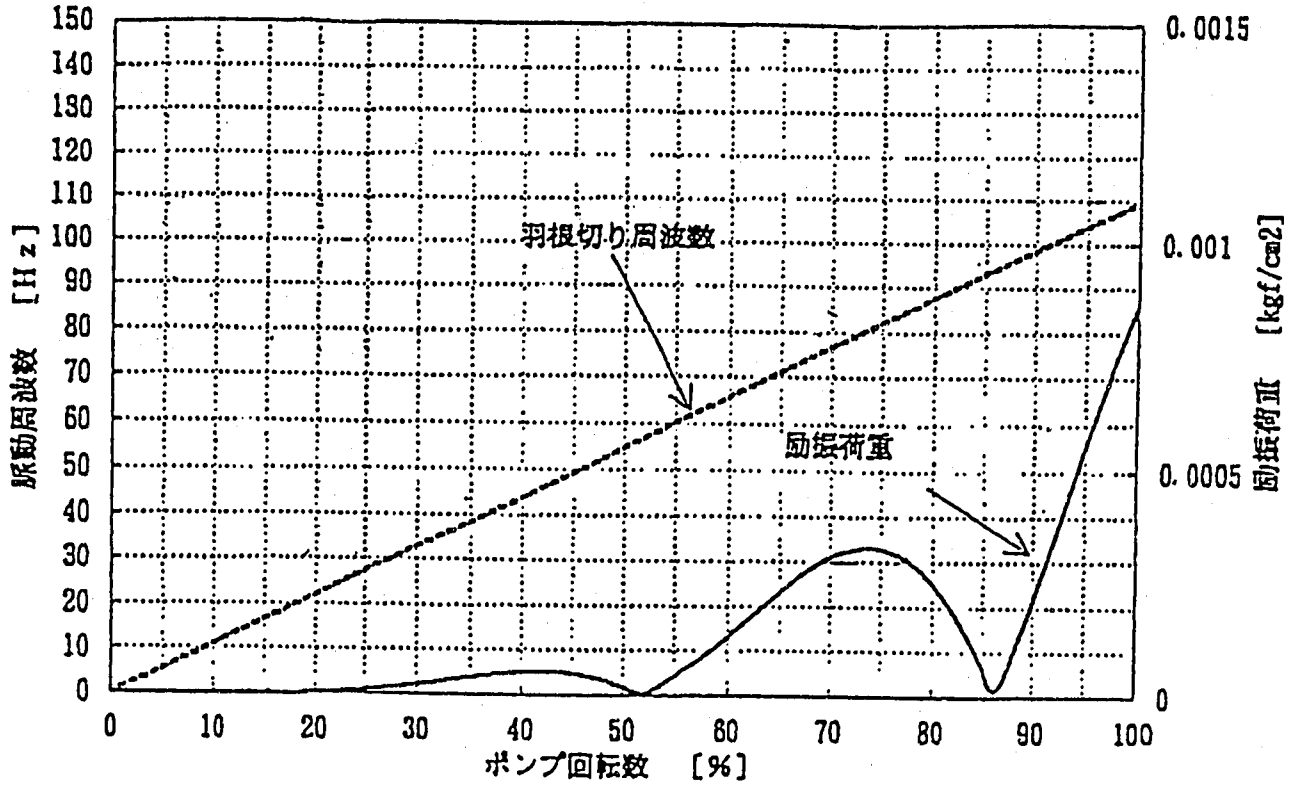
検討結果を図1、2に示す。

SKS時で最大でも0.0008 kgf/cm²、

SST時では0.0001 kgf/cm²以下の励振力にしかない。

また、羽根切り周波数も最大110Hzであり、これより高い固有振動数を持つものとの共振は考えられない。定在波最大振幅の値を大きめで評価しての結果であることを併せて考えると、ポンプ圧力脈動の可能性は低い。

SKS時 (200°C)



SST時 (480°C)

