

圧力脈動に起因した水圧鉄管振動の実験および数値解析的検討

山本 広祐¹・中村 秀治²

¹正会員 工博 (財)電力中央研究所 我孫子研究所 (〒270-1194 千葉県我孫子市我孫子 1646)

²フェロー会員 工博 広島大学教授 大学院工学研究科 (〒739-8527 広島県東広島市鏡山 1-4-1)

著者らは、先の検討で実態調査に基づいて水圧鉄管の一次固有振動数と水車回転数が近接した場合に、周方向モード次数 $n=2$ の振動が生じ得ることを指摘し、数値解析的検討により $n=2, 3$ に着目した固有振動数算定式を提案した。さらに、 $n=2$ に対して周方向スチフナーによる振動抑制効果が顕著でないことを指摘した。しかし、周方向モード次数 $n=2$ に着目して実験的、解析的検討がなされた例が少なく、実際の鉄管振動に基づいて検証された事例も見られないことから、縮尺 1/4 程度で板厚および周方向スチフナーの有無をパラメータとした脈動加振実験を行い、 $n=2$ および $n=3$ の振動発生状況と周方向スチフナーの防振効果を確認した。同時に、数値解析結果との比較・検証を行った。これらの検討結果に基づいて、水門鉄管技術基準における防振規定を見直すための一試案を示した。

Key Words : steel penstock, pressure pulsation, vibration test, numerical analysis, design standard

1. まえがき

水力発電所の水車や吸出管に水圧変動が発生し、その周波数が水圧鉄管の固有振動数に近くなると管胴部が共振して顕著な振動を生じることがある。そのため、設計段階において水車の回転数と水圧鉄管の一次固有振動数が近接しないよう留意する必要があるが、近年、新規に建設あるいは更新された水圧鉄管において周方向モード次数 $n=2$ (図-1) で振動する事例が観察されている。

著者らは、現行の水門鉄管技術基準¹⁾における水圧鉄管の固有振動数算定式が、低次の断面変形振動モードに十分対応していない現状に鑑み、3次元有限要素解析に基づく数値解析的検討により新たな固有振動数算定式を既に提案している²⁾。ASCEの水圧鉄管マニュアル³⁾においても、実際の鉄管形状と支持条件を踏まえた3次元有限要素解析が水圧鉄管の固有振動数を求める最も適切な方法であると記載されており、著者らの検討方法もこれに基本的に合致するものであるが、一方で有限要素解析結果に対する検証例が少ないのも事実である。

我が国における関連研究としては、昭和20年代後半から30年代にかけて行われた鬼頭⁴⁾の先駆的研究

があげられる。一連の検討は、内部流体の付加質量と内圧を考慮に入れた水圧鉄管の固有振動数に関わる理論式の誘導に主眼が置かれており、当時共振が懸念された水圧鉄管敷地点における実測値と理論値の対比がなされた。その後、鬼頭の固有振動数算定式が昭和48年版の水門鉄管技術基準に採用され実務に供して来たが、著者らが既報で述べた通り、理論解を導く過程での式の簡略化により、水圧鉄管で最も重要な周方向モード次数 $n=2$ に対する精度の低下が顕著なことは否めない。

一方、白木らはスチフナーあるいはリングガードで補強された水圧鉄管の振動に関する理論的・実験的検討を行っている^{11), 12)}。白木らの実験では、直径50cm、板厚3.3mm、支持間隔3mの3径間模型を2体製作し、鉄管内部に水を入れ、内圧を加えた状態で中央径間のスパン中央底面に外部から機械的強制振動を加えることにより固有振動モードと振動数を得ているが、振動源が内部流体の圧力変化では無いこと、鉄管形状に関して実際に振動が問題となるパラメータ領域(図-2)からやや外れているといった問題点が指摘できる。

そこで、著者らは先に行った既設水圧鉄管の実態調査結果(総計99発電所)を踏まえ、実際に振動が問題となった形状パラメータ範囲を対象に水圧鉄管の模型

表-1 鉄管模型の材質

模型名称	鋼材規格	ヤング率 (GPa)	ポアソン比	降伏応力 (MPa)	引張強度 (MPa)
t.2.2	G3131 SPHC	201	0.279	245	392
t1.6	G3101 SS400	205	0.267	347	431

注)t.2.2とt.2.2-sは共通

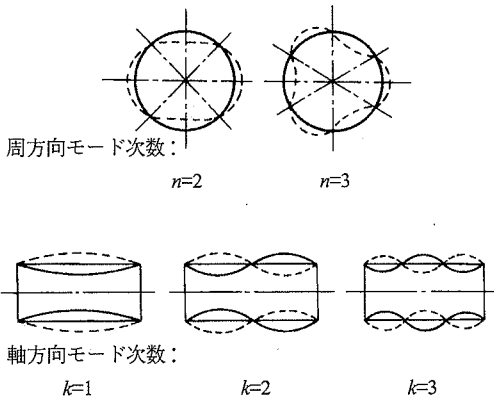


図-1 水圧鉄管の振動モード

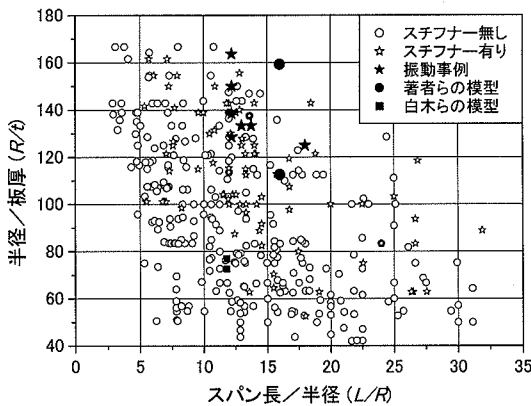


図-2 既設水圧鉄管と実験模型の形状パラメータ

振動実験を行って、振動特性の把握ならびに有限要素解析結果との対比を行った。本実験では、実態に近い振動状態を再現するため加振条件を内部流体の圧力変化とし、水圧鉄管の板厚変化と中間スチフナーの有無に依存した振動特性を明らかにすることを主目的として、下記の点に留意して実施した。

- ①鉄管模型において、周方向モード次数 $n=2, n=3$ の振動の発生を確認するとともに、数値解析的にその固有振動数を精度良く評価できることを検証する。
- ②周方向スチフナーが断面変形振動の抑制に及ぼす効果を確認する。

以下、本論文の2.では振動実験に用いた模型、加振装置、計測項目等の概要を述べ、3.では打振試験、スイープ試験、モード測定試験の結果について述べる。4.において振動実験結果と有限要素解析結果の比較検討を行い、5.で文献2)と本論文の検討結果に基づいて、水門鉄管技術基準への反映方法を検討し、防振規定の見直しに関する一試案を示す。

2. 水圧鉄管の模型振動実験

(1) 実験方法

図-3に示すような両端支持（一端固定、一端ローラー支持）された鉄管模型（縮尺約 1/4）を製作し、これに一定内圧をかけた状態で脈動発生シリンダーから周期的な体積（圧力）変化を負荷することにより振動実験を実施した。一定内圧のかけ方として高架水槽型、加圧ポンプ型の2種類を試みたが、内圧を一定に保ちやすいこと、断面振動時の体積変化を許容しやすいことから、高架水槽型で実験計測を行った。

(2) 鉄管模型の概要

鉄管模型（炭素鋼製）として板厚 2.22mm (t.2.2 模型) と 1.57mm (t1.6 模型) の2体を製作した。長さ 4m、内径 50cm はいずれも同じである。t.2.2 模型については、周方向スチフナーによる補剛効果を確認するため、模型フランジ両端より 1m 内側に中間スチフナー（高さ 25mm、板厚 2.13mm）各1本を配置するケース (t.2.2-s 模型) を設けた。鉄管模型の形状および寸法は図-4に、使用鋼材の材質（材料試験の結果）は表-1に示す通りである。鉄管模型の全景を写真-1に示す。

(3) 実験装置の概要

図-3に示す通り、鉄管模型の両端には固定用の鋼製サドル支台が設けてあり、一端が PC 鋼棒で反力床に固定されている。他端はローラー支持を想定して軸方向変位を許容できるように固定用ボルトが緩めてある。固定側の支台には脈動発生装置（写真-2）が、ローラー支持側の支台には高架水槽が接続できるように配管が施してある。鉄管模型には、管頂部に気泡が残らないようわずかな勾配（1度）が設けてある。また、脈動発生装置のピストン筒（シリンダー）上部、両端の支台上部にはエア抜き用バルブが設けてある。

脈動発生装置は DC~50Hz で制御可能であり、一定速度で振動数を上昇・下降することができる。ピストンの加振ストロークは、予備試験で脈動発生装置の安定制御領域を確認した上で両振幅 0.342mm とした。ピストン径が 300mm のため、ピストンの加振に伴う体積変化は 24.2cm³ である。

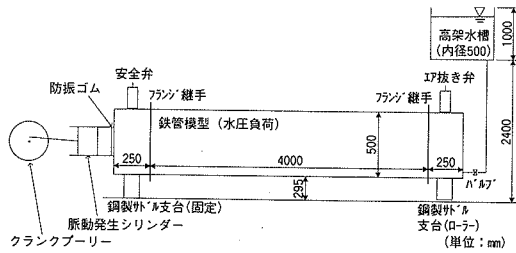


図-3 模型振動実験の概念図

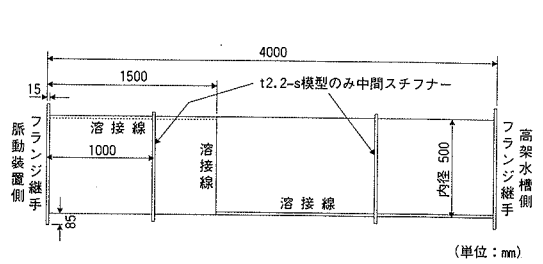


図-4 鉄管模型の形状および寸法



写真-1 鉄管模型の全景

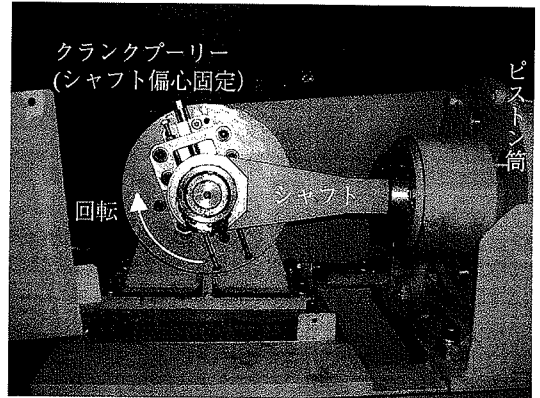


写真-2 脈動発生装置

高架水槽 (内径 500mm, 高さ 1,000mm) は, 過去の振動事例が低圧領域で起きていることを踏まえて床上 2.4m の位置に設けてある。

(4) 実験方法, 計測項目

各模型に対して, 以下に示す実験計測 (静試験 1 種類, 動試験 3 種類) を実施した。計測センサーの配置を図-5 に示す。

a) 静試験 (鉄管模型の初期不整形の把握)

①加圧時の周方向ひずみ分布の測定

b) 動試験 (鉄管模型の振動特性の把握)

②打振試験 (プラスチックハンマーで鉄管模型のフランジを打振)

③スイープ試験 (0~44Hz の範囲で加振周波数を単調増加)

④モード測定試験 (応答が大きくなる振動数に固定して正弦波加振で振動モードを測定)

3. 実験結果

(1) 加圧時の周方向ひずみ分布の測定

加圧時における周方向ひずみの分布を調べることで, 鉄管の初期不整形を概略把握できることから,

加圧ポンプを用いて 250KPa までの加圧試験を行った (振動実験では, 高架水槽による内圧 26.5KPa で実施)。計測断面は鉄管模型のスパン中央 (図-5 の断面 C') である。

計測結果を図-6 に示す。t1.6 模型の板厚は, t2.2 模型の約 2/3 である (従って, 内圧に伴う周方向ひずみは約 1.5 倍になる) ことから, ひずみ分布図の軸スケールを 1.5 倍にして示している。

図-6(a) に示す通り t2.2 模型 (スチフナー無し) では, 縦溶接線と管中心を結ぶ方向でひずみ分布が長円になっており, これと直交する 90-270° 方向に初期鉄管形状および自重+水重に伴う偏平化が生じていたものと推察される。振動実験時の内圧 26.5KPa で鉄管の縦 (0-180° 方向) および横 (90-270° 方向) の外径を比較したところ後者的の方が 3mm 長く, 低圧では顕著な偏平が残っていることが伺えた。90-270° 方向の同様の偏平化は, t1.6 模型 (図-6(c)) にも見られる。t2.2 模型は, スチフナーの有無によらず同一の管胴を用いているが, スチフナーを設置したことにより t2.2-s 模型でひずみが僅かに減少していること, ひずみ分布にやや丸みをおびたことがわかる (図-6(b))。

(2) 打振試験

打振試験は, 脈動発生装置側のフランジ継手上部を

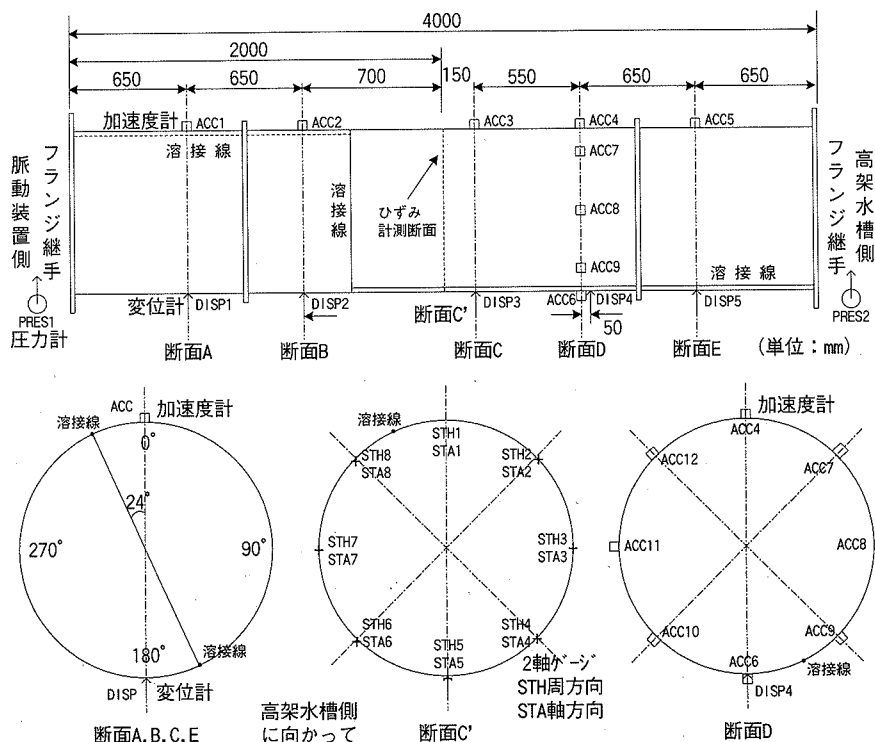


図-5 計測断面，センサー配置

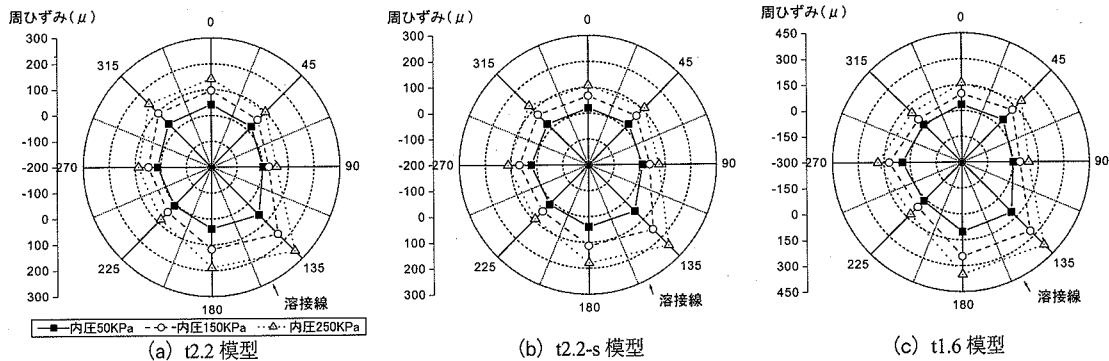


図-6 加圧時の周方向ひずみ分布 (断面C')

プラスチックハンマーで打撃することにより行った。打振強さは、鉄管の応答加速度で 200~300gal を目標とした。打振試験では断面変化 (体積変化) を伴うオーバル振動は生じにくいことが予想され、断面変化を伴わない梁振動モードが抽出しやすいものと思われた。計測結果の一例として変位計 1 チャンネル (DISP3) の周波数分析結果を図-7 に示す (計測箇所の記事は図-5 参照)。内圧はいずれも 26.5kPa である。

全般に圧力計およびひずみゲージの応答は小さかったが、加速度計および変位計の応答には打振によるパ

ルスとその後の自由振動減衰が記録できた。加速度計および変位計の周波数分析結果にはいずれも顕著な卓越振動数が見られ、これが梁モードの振動数を示すものと判断された。梁モード振動数の推定結果は、t2.2 模型が 25.9Hz, t2.2-s 模型が 26.4Hz, t1.6 模型が 23.8Hz であった。

(3) スウィープ試験およびモード測定試験

スウィープ試験では脈動発生装置を用い、加振周波数を 0~44Hz まで増加させることにより行った。

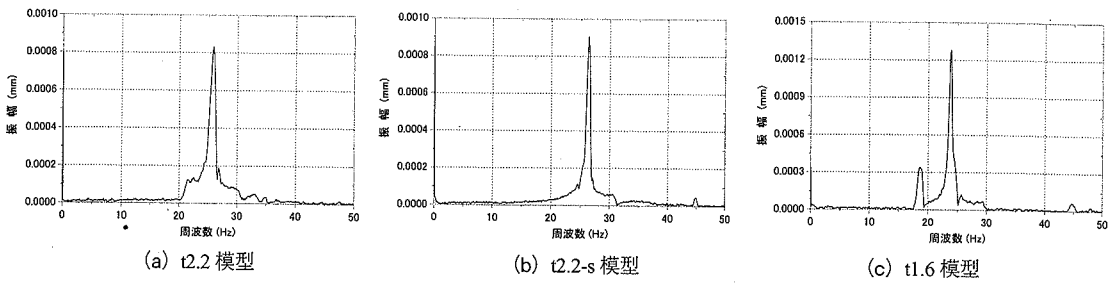


図-7 打振試験における周波数分析結果の一例 (DISP3)

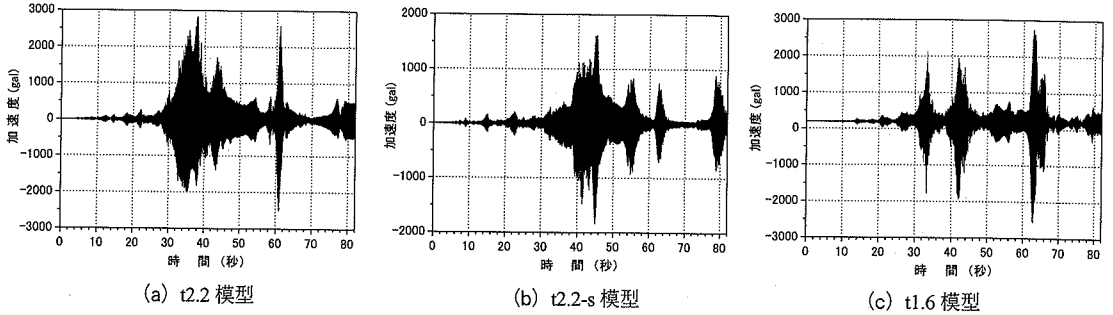


図-8 スウィープ試験における応答加速度波形の一例 (ACC6)

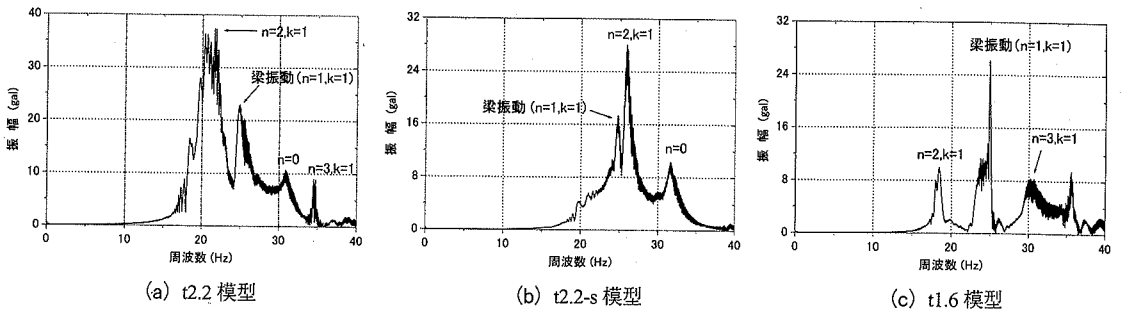


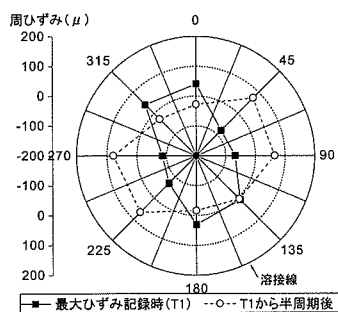
図-9 スウィープ試験における応答加速度波形の周波数分析結果 (ACC6)

2. (3)で示した通り、脈動発生装置の制御はピストンシリンダーの移動に伴う体積変化であるため、制御内圧は一定していない。鉄管が応答を始めて断面変形振動が増幅されると必然的に内圧が上昇するため、圧力一定の制御は意味を持たないと考えたからである。なお、初期内圧は26.5KPaであるため、これに伴う周方向応力はt2.2模型で2.98MPa、t1.6模型で4.22MPaである。

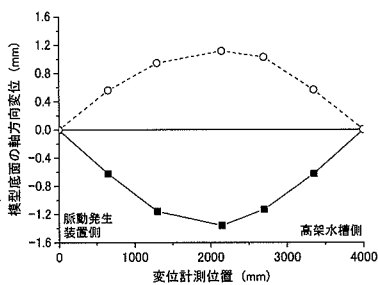
主要な計測結果として、感度が最も高い加速度計1チャンネル(ACC6)の応答波形(図-8)と周波数分析結果(図-9)を示す。図-8の横軸は時間であるが、脈動発生装置により振動数を一定速度で変化させているため、横軸は0~44Hzで単調増加(線形変化)していると見てよい。圧力計の応答波形も図-8に類似した形となったが、断面変化を伴わない梁振動モードの箇

所では応答量が極端に減少した。

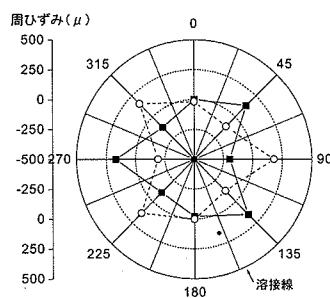
スウィープ試験で応答加速度、変位、圧力、ひずみの挙動を詳細に分析し、各模型の固有振動数を求めた後、各々の固有振動数に固定した正弦波定常加振を行い振動モードの形状(振動モード次数)を特定した。図-9の応答スペクトル図には、特定した振動モードの次数を記載した。 n は周方向振動モードの次数、 k は軸方向振動モードの次数である。 $n=1, k=1$ が、梁振動モードに該当する。また、 $n=0$ は半径方向一様の伸縮モードで脈動発生装置の特性値に起因するものである。代表的な振動モード図として、図-10から図-12に各模型における周方向ひずみの分布図(断面C')を示す。また、軸方向の振動モードは、 $k=1$ について一例のみ記載した(図-10)。これらの図では、最大周ひずみを記録した時の分布図と、それから半周期ほど経過した



(a) $n=2$ (21.9Hz)

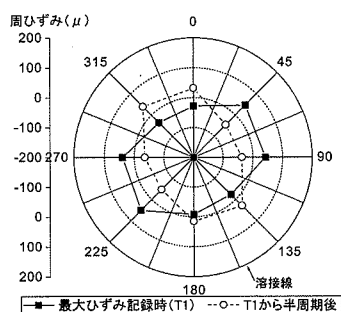


(b) $k=1$ (21.9Hz)



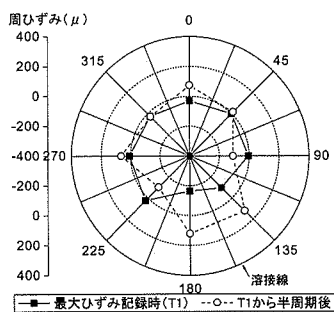
(c) $n=3$ (34.8Hz)

図-10 正弦波定常加振時の周方向ひずみ分布 (t2.2 模型)



$n=2$ (25.9Hz)

図-11 正弦波定常加振時の周方向ひずみ分布 (t2.2-s 模型)



$n=2$ (18.4Hz)

図-12 正弦波定常加振時の周方向ひずみ分布 (t1.6 模型)

表-2 スウィープ試験, モード測定試験の要約

模型名称	卓越振動数 (Hz)	モード次数 n : 周方向 k : 軸方向
t2.2	21.9	$n=2, k=1$
	24.8	$n=1, k=1$
	31.1	$n=0$
	34.8	$n=3, k=1$
t2.2-s	24.7	$n=1, k=1$
	25.9	$n=2, k=1$
	31.7	$n=0$
t1.6	18.4	$n=2, k=1$
	24.9	$n=1, k=1$
	30.1	$(n=3, k=1)$

後の分布図を併記しており、正弦波定常加振ではこのような状態が交互に繰り返される。t1.6 模型の周方向ひずみ分布 (図-12) にゆがみが見られるのは、製缶の際、薄肉による加工の難しさから模型表面の曲率が安定せず、このことが振動モード形状に影響したためと考えられる。

スウィープ試験およびモード測定試験から得られた結果を表-2 および以下に要約する。

- ① 全ての試験において $n=2, k=1$ の明確な振動モード、固有振動数が得られた。
- ② $n=3, k=1$ の振動モードは、スチフナーが無い場合のみ確認された。
- ③ $n=1, k=1$ (梁振動モード) の固有振動数は、模型によらずほぼ同一の 25Hz 弱となった。打振試験の結果に比べて 1Hz 程度の差が認められたが、打振試験は局部加振で入力にも限りがあることから、鉄管模型全体の振動挙動を的確に現しうるのはスウィープ試験結果であると判断し、この値を以降の解析でも参照することとした。
- ④ t2.2 模型に周方向スチフナーを 2 本設置すること

により、 $n=2, k=1$ の固有振動数は 21.9Hz から 25.9Hz に上昇した。また、 $n=3, k=1$ の振動は認められなくなった。

なお、t2.2 模型で鉄管内の圧力波の伝搬速度を測った結果、800m/s 程度であった。このため、今回の試験体系 (管路延長 4+1m) では圧力脈動の共振が 40Hz 以上となり、鉄管模型のピーク応答と圧力波が相互干渉することはあり得ないものと判断した。

4. 有限要素解析結果との比較検討

(1) 解析概要

採用した数値解析法は、薄肉軸対称シェル要素を用いた有限要素法であり、内部流体の効果は付加質量をシェルの質量マトリックスに加える形で考慮している。円筒殻および流体の理論式、要素マトリックスの定式化、シェルと流体の接触条件式、流体連成を考慮したシェルの運動方程式、および固有値解析の詳細は、文献 2) に述べた通りである。

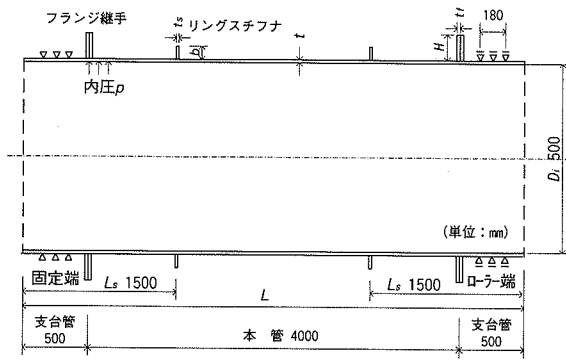


図-13 解析対象構造物の概要

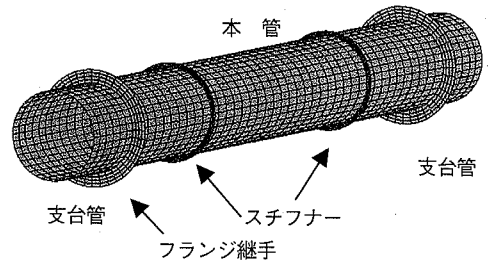
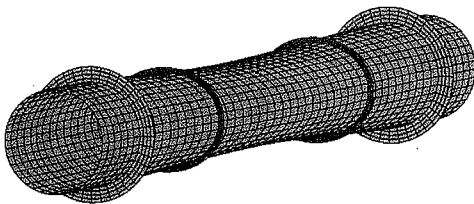
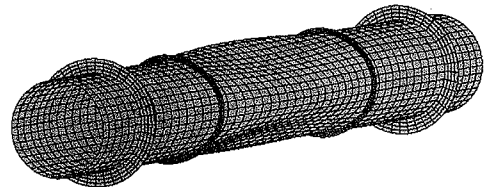


図-14 スチフナー付き模型の有限要素分割図

(軸対称要素を用いているが、周方向にも一定間隔で分割線を入れて表示)



(a) $n=2, k=1$ の振動モード (27.2Hz)



(b) $n=3, k=1$ の振動モード (42.8Hz)

図-15 有限要素解析から求めた t2.2-s 模型の振動モード図

実際の解析手順は、まず第1ステップで内圧を作用させて管胴部に発生する応力を確認し、初期応力として考慮した後、第2ステップで固有振動解析を行い、振動数と振動モードを求めている。時刻歴解析は行っていない。

(2) 解析モデル

模型振動実験で使用した模型を基本に、図-13 のような解析対象を設定した。各寸法は次の通り。

- ・鉄管長 $L=4,000\text{mm}$ (本管)+ $500\text{mm} \times 2$ (支台管)
- ・鉄管内径 $D_i=500\text{mm}$
- ・鉄管板厚 (2種類)
 - 本管 $t=2.22\text{mm}$ (t2.2 模型), 1.57mm (t1.6 模型)
 - 支台管 $t=9.00\text{mm}$ (各模型に共通)
- ・周方向スチフナー (t2.2-s 模型のみ)
 - 板厚 $t_s=2.13\text{mm}$, 高さ $b=25.00\text{mm}$
 - 設置位置 端部から $1,500\text{mm}$ ($=L_s$) に各1
- ・フランジ継手
 - 板厚 $t_f=15.00\text{mm}$, 高さ $H=75.00\text{mm}$

材料物性値および内圧は、前記実験の実施条件に基づく値を用いた。境界条件も実験条件に基づき以下のように設定した。

- ・固定端： 軸方向変位 $u=0$, 面外変位 $w=0$, 周方向変位 $v=0$, 回転 $\theta = \partial u / \partial x$ 自由

- ・ローラー端： $w=0, v=0, u$ と θ は自由

支台管の外側については、剛な蓋をつけた場合(蓋にかかる内圧も考慮)とつけない場合(自由液面)を検討したが、この程度の内圧では端部蓋の影響を殆ど受けないことが把握できたことから、以降の議論では支台管端部の剛蓋無しの解析結果を示す。要素分割は図-14 に示す通りである。

(3) 弾性支持条件の同定

実験では理想的な固定条件を実現できないことから、鉛直方向の移動を許す弾性支持となっている。この支持条件を同定するため、固定端およびローラー端で境界条件を付与していた節点(総計6節点)に半径方向の伸縮のみ許容する板(リング状)バネ要素を組み込んだ検討を行った。この解析では、板バネの剛性を順次低下させて行き、梁モード振動数が実験値と一致する状態を求めた。

t1.6 模型の梁モード振動数が実験と同じ 24.9Hz になるときのバネ定数は 329kN/cm であった。このバネ定数を用いて t2.2 模型および t2.2-s 模型の梁モード振動数を解析的に求めるといづれも 25.3Hz となり、実験値に近い値を示したことから同定したバネ定数は信頼性が高いものと判断し、この値を解析で一律に用いることとした。なお、バネ定数を変化させても断面変形振

表-3 解析および実験から得た固有振動数の比較

モード次数 n :周方向 k :軸方向	t2.2模型		t2.2-s模型		t1.6模型	
	解析 (Hz)	実験 (Hz)	解析 (Hz)	実験 (Hz)	解析 (Hz)	実験 (Hz)
$n=1, k=1$	25.3	24.8	25.3	24.7	24.9	24.9
$n=2, k=1$	23.8	21.9	27.2	25.9	20.5	18.4
$n=2, k=2$	56.5		60.2		49.7	
$n=3, k=1$	33.6	34.8	42.8		24.7	(30.1)
$n=3, k=2$	45.4		73.6		36.5	(30.1)
$n=4, k=1$	63.8		67.6		43.6	
$n=4, k=2$	67.3		88.0		47.3	

動の固有振動数には殆ど影響しないことを確認した。

(4) 解析結果および考察

固有振動解析から求めた振動数を実験結果との比較も含めて表-3に示す。また、得られた振動モードの一例(t2.2-s模型)を図-15に示す。

解析と実験から得られた振動数を比較すると、最も重要な $n=2, k=1$ における両者の差は最大でも10%にとどまっていた(解析の方が大)。厚肉あるいはスチフナー有りの方が両者の差は小さく、t2.2-s模型における差は5%以内であった。 $n=3, k=1$ については、t2.2模型で解析と実験が良く対応していたが、t1.6模型では大きく離れていた。 $n=3, k=1$ の振動モードに対する解析結果は24.7Hzであり、これは実験における $n=1, k=1$ (梁振動モード)の振動数にほぼ一致する。このため、実験では応答変位が最も大きくなる梁振動と $n=3, k=1$ の振動モードが明確に区分できなかつた可能性が考えられる(図-9(c)の横軸で25Hz付近を参照)。なお、 $n=3$ の振動モードは、t2.2模型の結果として示した図-10(c)と同様、断面変形が90-270°方向に交番したため、変位計DISP1~DISP5の配置(鉄管底面における変位計測)では軸方向モード次数を正確に捉えることができなかった。このため、30.1Hzは $n=3, k=2$ であった可能性も否定できず、表-2および表-3にはカッコ書きで示している。

5. 設計への反映

水門鉄管技術基準¹⁾((社)水門鉄管協会発行)は、昭和35年の初版発行以来、昭和43年、昭和48年、昭和56年、平成5年の改訂を経て今日に至っている。国の定めた電気事業法の中で確認規定として位置づけられており、法令が性能規定化される中で、電気事業に関わる実務者および設計・製作者らの技術的拠り所として活用されてきている。

水圧鉄管の振動は、水車の特性や水路全体の状況等に大きく依存し、鉄管の形状のみに依存するわけではないため、設計段階でその発生を正確に予測することは難しい。このため、現行の水門鉄管技術基準の水圧鉄管・鉄鋼構造物編に「第21条 振動に対する考慮」および「第98条 振動の軽減」という関連条項が設けられ、前者が設計時の振動防止に対する配慮を、後者は振動が生じた場合の対策について規定している。

従って、本検討結果の設計への反映は、第21条に対する見直しの形が一つの案として考えられる。その要点は、過去の振動事例調査および実験的、解析的検討結果から、水圧鉄管に生じる共振現象で最も留意すべきは周方向モード次数 $n=2$ 、軸方向モード次数 $k=1$ であり、この振動に対する注意を喚起すること、適切な振動数算定式を提示し、周方向スチフナーの防振特性を示すことである。周方向モード次数 $n=3$ 以上、あるいは軸方向モード次数 $k=2$ 以上が実際の水圧鉄管で観測された事例報告は見当たらないが、解析および模型実験によればその発生が確認されており、 $n=2$ と $n=3$ で周方向スチフナーの防振効果に顕著な違いがみられるため、 $n=2$ と $n=3$ は分けて取り扱うのが適切である。

周方向スチフナーを有する場合の固定間隔の取り方と等価板厚については、実態調査結果とパラメータ解析結果に基づく基本的考え方が参考文献2)に示されている。周方向モード次数 $n=2$ に対する周方向スチフナーの顕著な防振効果は期待できないため、剛性が高いリングガード間を固定間隔と見なし、中間に配置された周方向スチフナーは補剛の有無による管胴部剛比の関数で等価板厚に置換するのが適切と考えられる²⁾。 $n=3$ 以上については、振動発生事例が認められておらず、また、パラメータ解析の結果からも通常の周方向スチフナーの剛性で十分防振効果を発揮することが確認されている。

以上より、水門鉄管技術基準、水圧鉄管・鉄鋼構造物編第21条に対して、設計時の振動数算定手順の見直し案を整理して示すと表-4のようになる。 $n=1$ は梁振動であり、 $n \geq 2$ の断面変形振動よりも振動数が高いため特に検討は加えていないが、単純梁での振動数で共振が予想されれば、実体に合わせた連続ばりで再評価を行うのが適切である。また、 $n \geq 4$ に対しては現行基準における算定式をそのまま用いるのが適切である。

共振領域のとり方については、振動数算定式の精度、減衰定数等の考慮が必要であり、定量的に議論するだけの数値データが無く、十分な根拠をもって定めるのは難しいが、ASCEの水圧鉄管マニュアル³⁾に示されている鉄管の固有振動数を水車や吸出管の脈動成分から $\pm 20\%$ 以上離すという規定は参考にすべきである。

表-4 水圧鉄管の固有振動数の評価手順

モード次数 n :周方向 k :軸方向	固有振動数算定式	周方向スチフナーがある場合の 固定間隔のとり方
$n=1$ $k=1$	<ul style="list-style-type: none"> ・リングガード間をスパン長とした単純梁としての振動数が$n=2$の振動数よりも十分高ければ算定の必要はない。 ・算定する必要がある場合は、水圧鉄管全体を連続梁として振動解析して、当該箇所の振動数を求める。 	<ul style="list-style-type: none"> ・周方向スチフナーは無視し、リングガード間を固定間隔とする。
$n=2$ $k=1$	(参考文献2) に示した算定式) $f_2 = \sqrt{\frac{E}{\gamma}} \sqrt{3.77 \frac{tR}{L^4} + 0.142 \frac{t^3}{R^5} + 0.837 \frac{P}{ER^2}}$	<ul style="list-style-type: none"> ・周方向スチフナーによる補剛効果を踏まえて、文献2)の方法により管胴部板厚を等価板厚に置き直した上で、リングガード間を固定間隔とする。 ただし、等価板厚がもとの板厚の2倍以上になるような場合は、別途有限要素解析などによる検討が必要である。
$n=3$ $k=1$	(参考文献2) に示した算定式) $f_3 = \sqrt{\frac{E}{\gamma}} \sqrt{1.09 \frac{tR}{L^4} + 1.78 \frac{t^3}{R^5} + 3.82 \frac{P}{ER^2}}$	<ul style="list-style-type: none"> ・通常設置される程度の剛性を有する周方向スチフナーであれば、基本的に十分剛と見なし得る。従って、リングガードと周方向スチフナー間、あるいは周方向スチフナー同士の間を固定間隔とする。
$n \geq 4$ $k=1$	(現行の水門鉄管技術基準における振動数算定式) $f = \frac{1}{2\pi R} \sqrt{\frac{E}{\gamma}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{n^2}{n^2 + 1} \epsilon}} \sqrt{\frac{n^2}{n^2 + 1}}$ $\sqrt{\frac{\alpha^4}{(n^2 + \alpha^2)^2} + \beta \frac{(n^2 - 1)^2}{1 - \nu^2} + \frac{RP}{Et} (n^2 - 1)}$	

注1) $k=2$ の場合には固定間隔を $1/2$ にとればよいが、實際上、振動数が上がるため計算する必要はない。

注2) f_2, f_3 および f に関する記号については、以下の数値を用いる。

E : 鋼の弾性係数 [206kN/mm²→2.06×10⁸kg/mm²sec²], γ : 鋼の密度 [7.85×10⁶kg/mm³], ν : 鋼のポアソン比,
 t : 鉄管板厚 [mm], L : 鉄管のスパン長 [mm], R : 板厚中心までの半径 [mm], P : 内圧 [MPa],

$$\sqrt{\frac{E}{\gamma}} = 0.512 \times 10^7 \text{ [mm/sec]}, \quad \alpha = k\pi R / L, \quad \beta = t^2 / 12R^2, \quad \epsilon = (\text{水の密度} / \text{鋼の密度}) \cdot \frac{R}{t} \cdot \frac{1}{n}$$

6. まとめ

本論文では、一連の振動実験および有限要素法による解析より、 $n=1\sim 3, k=1$ の固有振動数および振動モードを把握して、水圧鉄管の振動特性を確認し、文献2)の結果と合わせて、設計への反映方法について言及した。得られた結論は以下の通りである。

①最も重要な $n=2, k=1$ の固有振動数は、スチフナーの有無によらず実験と解析の差が最大でも 10%程度であった(解析の方が大)。板厚の差、スチフナーの有無については、厚肉およびスチフナー有りの方が両者の差は小さく、t2.2-s 模型(スチフナー有り)では実験と解析の差が 5%弱であった。実験では応答スペクトルが明瞭なピークを示さず、固有振

動数を一意に特定しづらいこと、解析の方が境界条件を周方向一様に適用している分、剛になっていることを考慮に入れれば、両者の整合は非常に良いものと判断された。このため、著者らが先に固有振動数算定式を作成する拠り所とした有限要素解析法は妥当との結論を得た。

- ② $n=3, k=1$ の固有振動数は、t2.2 模型では実験と解析が良く対応していたが、t1.6 模型ではかい離が見られた。これは、t1.6 模型の実験で梁モードの振動数が $n=3, k=1$ の解析上の固有振動数と近接したため、両者を明確に区分できなかったためと判断された。
- ③ $n=1, k=1$ の梁振動モードは、支台支持剛性の影響を受けやすいが、この支持剛性は断面変形振動には殆ど影響しない。従って、実験から得た断面変形振動

に関する結果は、そのまま利用が可能である。

- ④上記①でも述べた通り、顕著とはいえないが、周方向スチフナーが $n=2$, $k=1$ の固有振動数がある程度増加させる効果のあることを実験的・解析的に検証できた。また、 $n=3$, $k=1$ については、振動モードそれぞれ自体の発生防止に効果的なことがわかった。
- ⑤上記の検討結果を設計に反映するためには、水門鉄管技術基準の振動防止規定の見直しが一つの案として考えられる。このため、周方向モード次数ごとの固有振動数算定式、周方向スチフナーの剛性を考慮した等価板厚、および固定間隔のとり方についての提案を行った。

謝辞：本研究は、(社)水門鉄管協会の「水圧鉄管の振動防止に関する研究委員会」(平成12~14年度)の調査研究活動の一環として実施したものである。実験・解析を行うにあたり御協力頂いた(社)水門鉄管協会、電力各社および水圧鉄管メーカーの担当各位に謝意を表します。

参考文献

- 1) (社)水門鉄管協会：水門鉄管技術基準，初版，1960，第1回改訂版，1968，第2回改訂版，1973，第3回改訂版，1981，第4回改訂版（水圧鉄管・鉄鋼構造物編），1993。
- 2) 中村秀治，山本広祐：既設水圧鉄管の振動事例と固有振

動数算定式の提案，土木学会論文集，No.710/I-60，pp.347-369，2002.7。

- 3) ASCE : Steel Penstocks, *ASCE Manuals and Reports on Engineering Practice*, No.79, 1993.
- 4) 鬼頭史城：急に均等外圧を加えられる薄肉円筒殻の変形，日本機械学会論文集，18巻，66号，pp.174-182，1952。
- 5) 鬼頭史城：水圧鉄管の振動について，日本機械学会論文集，18巻，69号，pp.96-99，1952。
- 6) 鬼頭史城：水圧鉄管の振動について（第2報），日本機械学会論文集，19巻，79号，pp.30-35，1953。
- 7) 鬼頭史城：水圧鉄管の振動に関する実地調査報告，日本機械学会誌，55巻，403号，pp.513-517，1952.8。
- 8) 鬼頭史城：組合せ応力を受けつつある薄肉円筒殻の水中振動について，日本機械学会論文集，22巻，115号（第1部），pp.205-211，1956.3。
- 9) Kito, F. : The Vibration of Penstocks, *Water Power*, pp.379-385, 1959.10.
- 10) 鬼頭史城：水圧鉄管の振動に関する諸事項，水門鉄管，No.20，pp.13-20，1961.9。
- 11) 白木万博，本間敏秋，永田員彦：水圧鉄管の振動特性の研究，三菱重工技報，Vol.11，No.2，pp.105-114，1974.3。
- 12) 白木万博，本間敏秋，高山弘美，鬼頭史城：水圧鉄管の振動特性，水門鉄管，No.126，pp.22-36，1981.1。

(2003.2.26 受付)

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDIES ON STEEL PENSTOCK VIBRATIONS CAUSED BY PRESSURE PULSATIONS

Kosuke YAMAMOTO and Hideharu NAKAMURA

In our previous paper, we described vibrations with circumferential mode number $n=2$ when a frequency of a pressure pulsation in a turbine coincides with the natural frequency of a steel penstock. We proposed the use of natural frequency calculation formulae based on numerical analyses that target $n=2, 3$ vibrations. We further pointed out that the vibration ($n=2$) prevention by circumferential stiffeners was not remarkable. Because a limited number of papers are available describing experimental or analytical vibration studies, we performed 1/4 scale model experiments on pressure pulsations with the parameters of plate thickness and the presence of stiffeners. Based on a comparative study of experiments and numerical analyses, we proposed modification of the vibration prevention specifications stipulated in the current technical standard.