

水車吸出し管の性能試験装置

(昭和55年5月31日 原稿受付)

第2部機械工学科	西	道	弘
機械工学教室	松	永	成
富士電機製造KK	久	保	田
九州大学	妹	尾	泰
			利

A Model Test Apparatus on Draft Tubes of Hydro-turbines

by Michihiro NISHI
Shigenori MATSUNAGA
Takashi KUBOTA
Yasutoshi SENOO

Abstract

In order to study the draft tube surge, a model test apparatus on draft tubes of hydro-turbines has been constructed in the K. I. T. hydraulic laboratory. Both conical-type and elbow-type draft tubes can be tested using water as the working fluid. The strength of swirl, cavitation number and Reynolds number can be varied systematically to examine their effects on performance of draft tubes. This apparatus has features as follows:

- | | | |
|---------------------------------------|------|---------------------|
| (1) Inlet dia. of draft tube | 125 | mm |
| (2) Maximum flow-rate | 2.7 | m ³ /min |
| (3) Elevation of the draft tube inlet | 7~8 | m |
| (4) Setting angle of guide vanes | 0~70 | deg |

1. まえがき

水力発電は、水車が電力負荷の変化に即応できる特徴を有しているため、安定した電力を供給するための負荷調整用としてその役目を果している。更に今日のエネルギー事情を顧みるとき、限られた水力エネルギーを有効に利用して省エネルギーの実を上げるためには、水車効率の向上、広い運転範囲に渡り効率よく安定した運転を可能にすることなどの一連の性能改善が、従来にも増して重要である。

水車の作動点が最高効率点からだんだんはずれてくると、大きな水圧脈動が発生して安定した運転が困難になる。この水圧脈動に基づく振動は電力揺動や発電所事故と直結するため¹⁾水圧脈動の発生限界、脈動特性、振動防止対策等の究明が数多くの研究者・技術者により取扱われてきた²⁾その結果、水圧脈動は吸出し管内の旋回流と

関連していることが明らかになったが、発生機構等未だ解明されていない。それ故、旋回を伴う吸出し管内流れと水圧脈動との関係について明らかにする必要がある。

模型水車を用いて水圧脈動を調べれば相似法則が満たされるから実用上好都合であるが³⁾案内羽根開度、回転速度、流量など多くのパラメータによって流動状態が複雑に変化するので、水圧脈動と流動状態との関係を明らかにすることが容易でなく、得られた結果に一般性が乏しい。出来るだけ単純な装置を使用したいという立場から、作動流体を空気に換えてなされた実験研究^{4)~6)}も多いが、流れ中に発生する空洞が現象に大きな影響を及ぼすか否かなど、水圧脈動の機構が明らかになるまでは過度の単純化は危険である。現段階では作動流体として水を用い、またキャピテーション係数も水車と同じ値が実現できる装置にして、真の問題を見失うことがないように努めるべきであろう。

吸出し管と同様な減速通路である円すい広がり管に旋回流が流入する場合、圧力回復性能や内部流動状態は入口断面の旋回強さに大きく影響されることが従来の研究により明らかにされている²⁾¹⁰⁾。旋回流のフローパターンもまた現象を支配する要素であるが、旋回の強さに比べて二次的な要素として無視すれば、模型水車の負荷を変えながら運転する替りに静止案内羽根によって流れに旋回を与えても構わないはずである。このように問題を単純化して水車それ自体の運転と吸出し管の性能とを分離して取扱う有用性を明らかにし、吸出し管内部流れの基礎研究を行うために、水を用いる試験装置を設計製作した。

この装置が完成し、九州工業大学水力実験室に設置されて以来、その性能を試験してきたが、前述の目的に十分かなう装置であると確認されたので、以下その概要を報告する。

2. 全体計画

水車吸出し管で生ずる現象を探究する目的のもとに吸出し管試験装置を構想した。

(1) 空洞の存在やキャビテーションの発生が吸出し管内旋回流に及ぼす影響を調べ得るように、また脈動に関する主要パラメータを実物と合わせるため、作動流体として清水を使用する。

(2) 吸出し管の性能に影響する主要なパラメータとして、吸出し管幾何形状、吸出し管入口旋回流の強さ、圧力レベルおよびレイノルズ数が考えられるので、それぞれのパラメータを系統的に変えて実験できるようにする。ただしレイノルズ数は 10^5 より大きくして、その影響を避ける。a. 曲り吸出し管、円すい吸出し管両方の試験ができる。b. ランナと吸出し管とを分離して取扱う立場に基づき案内羽根で流れに旋回を与えるが、吸出し管入口に到るまでの通路形状は水車と同様の形状を採用する。c. 管内の圧力レベルを調節して、単相流としての旋回水流から旋回流中にキャビテーションが発生する状態まで実験できる。

(3) 給水管路系の影響を避けるために、自然落差を利用した試験装置とする。

(4) 吸出し管内の流れは可視化並びに非定常流計測用5孔プローブを用いた測定により調べる。圧力変換器を用いて壁面静圧も計測するので、変換器が装置に取付いた状態で精度よく検定できるようにする。

(5) 既設の実験室内に配置するので、建屋の状況、搬入・据付と共に他の設備との関連性も考慮する。

3. 主要装置及び操作

試験装置系統を図1に示す。給水ポンプ(要目を表1に示す)により地下水槽から吸み上げられた水は既設の管路を通り、試験装置の最高位置に設けられたヘッドタンクに送られる。大気に開放されたヘッドタンク内にはせき板が取付けられており、このせき板で定められる上水面と下水面(地下水槽)間の一定落差のもとで試験装置は連続的に運転される。この落差は約8mである。必要があれば下水面を下げて9m落差まで調節できる。タンク下部に接続された円すい絞り形流量計を通った水は、管路・密閉式整流タンクを経て、旋回流発生装置で旋回を与えられた後、供試吸出し管に流入する。吸出し管入口と下水面間の落差は約7mである。吸出し管を出た水は自由表面のある密閉中間タンクにいったん貯められた後、放水管を通して地下水槽に戻される。試験装置内を流れる水量および吸出し管内圧力レベルは、上流弁(6Bボール弁)と下流弁(8Bボール弁)のふたつにより管路抵抗を調節して、予定した運転点に設定される。

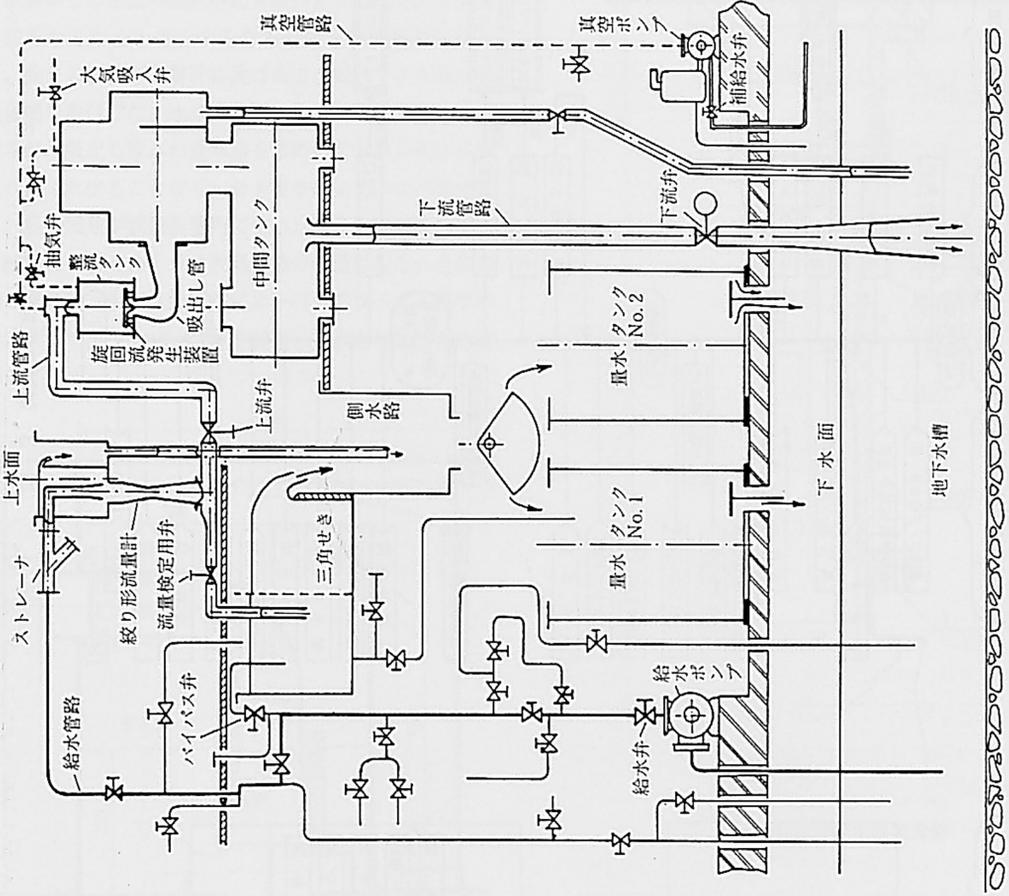
吸出し管およびそれに直結される整流タンクおよび中間タンクは、大きな水圧脈動から生ずる振動にも十分耐えるように、図2に示される如く一体構造物として組立てられている。

試験装置の起動、停止シーケンスの詳細を図3に示す。図4は実験のシーケンスである。自動化できれば操作が容易になるが、現時点は手動操作に依っている。

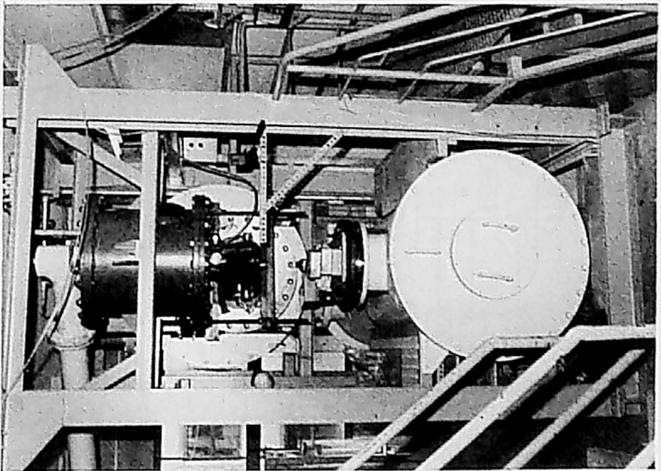
次に主要構成要素について記述する。

表-1 給水ポンプの要目

形式	4段タービンポンプ
全揚程	90m
吐出量	1.8 m ³ /min
回転数	1750 rpm
所要動力	45 kW



図一1 吸出し管試験装置系統



図一2 試験装置近景

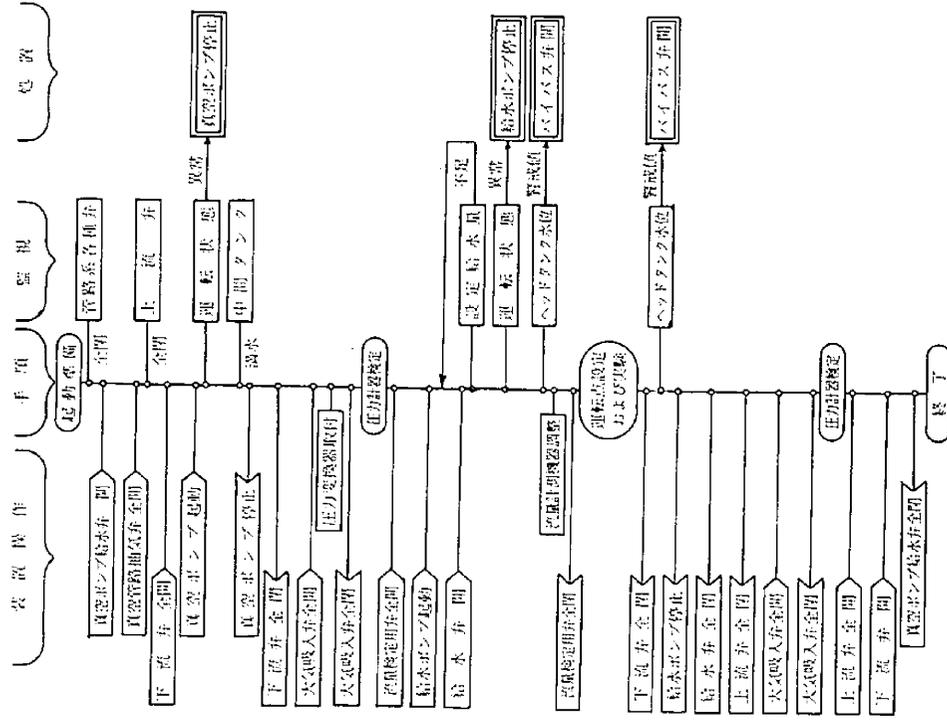


図-3 試験装置起動・停止シーケンス

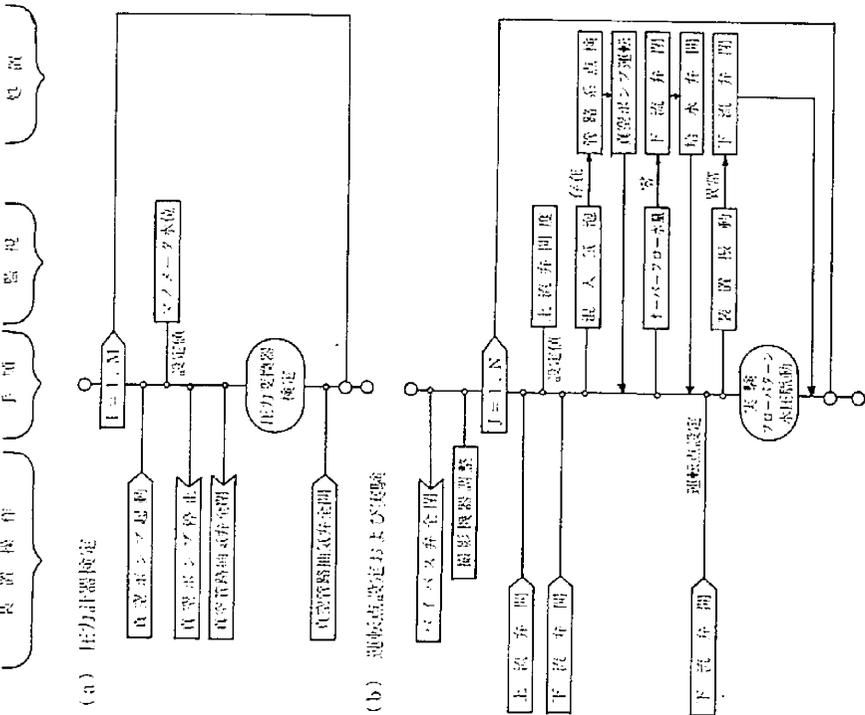


図-4 実験シーケンス

3.1. ヘッドタンク

水面からの空気の混入が起きないようにして、タンク寸法をなるべく小さくするために図5の構造を採用した。曲りの影響が流量計に及ばぬようにベンド下流に整流金網を取付けた。水はストレーナよりヘッドタンクに入るが、吸出し管への送水量を零にしてもタンクより外部へあふれ出ることなく、せき板を越えてバイパスできる。脈動現象が試験装置内に生じたとき装置上流の給水管路系に影響せぬように大気開放の構造にした。なお実験の際はせき板よりわずかにオーバーフローする程度に給水ポンプ出口弁(給水弁)を調整し上水面の動揺を極力押えている。

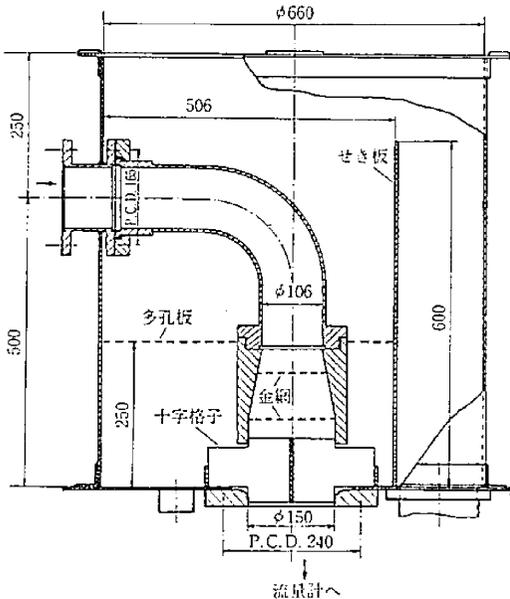


図-5 ヘッドタンク断面図

3.2. 円すい絞り形流量計

円すい絞り形流量計の断面形状を図6に示す。円すい絞り上流には水流に旋回がつかないように整流格子を設置した。

試験装置を流れる水量が周期的に変動しても各時刻の瞬時流量が2差圧計測方式¹⁾で測れるように円すい部の3断面に壁面圧力孔を明けている。ただし、定常流れとみなせる実験では2断面間の差圧から流量を求めた。流量計を検定する時は吸出し管への送水を上流弁で止め、流量検定用弁を開いて三角せきに水を導き(図1参照)、せきで求まる流量と流量計差圧とから流量係数を算出する。

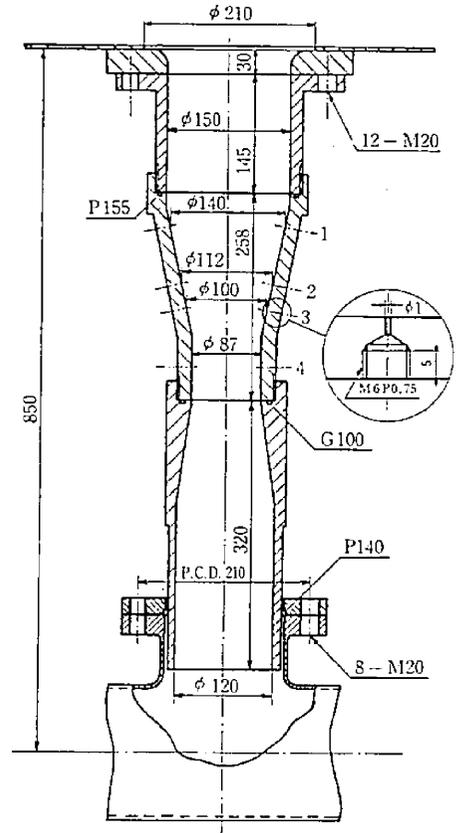


図-6 円すい絞り形流量計

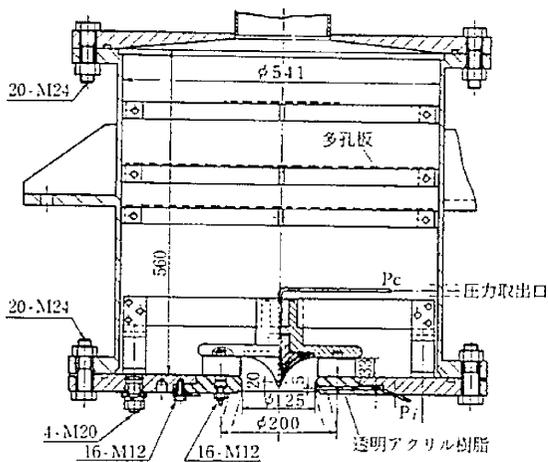
3.3. 整流タンク及び旋回流発生装置

旋回流発生装置の付いた整流タンク断面図を図7に示す。タンク上部は真空配管を施しており、タンク内に空気が貯るときは真空ポンプで抽気してやり、内部に自由表面ができればよいようにしている。一様な流れを旋回流発生装置に導けるように、タンク内の2断面にはステンレス製多孔板を設置した。

16枚の案内羽根を円同方向に一定間隔で配置した旋回流発生装置の設計にあたっては下記の事項に留意した。

- (1) 案内羽根の設定が0.5度の精度でしかも容易に出来る。
- (2) 実験時、案内羽根と通路壁面との間にすきまがないようにする。
- (3) ハブコーンの形状は必要に応じて変更できる。
- (4) ハブコーンの瞬時壁面圧力を測定できる構造にする。

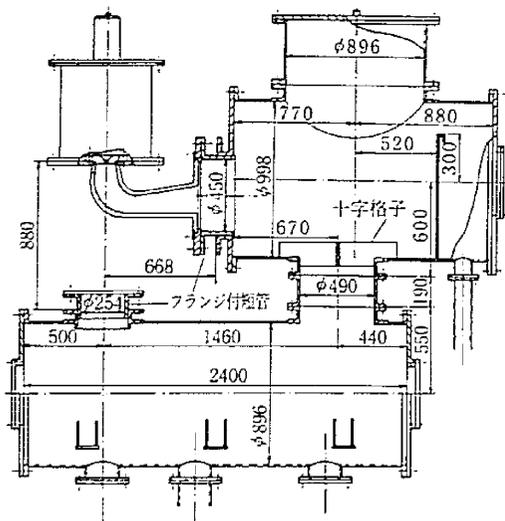
(5) 案内羽根の取付いた状態が外部から見えるように通路壁を透明アクリル樹脂製とする。



図一七 整流タンク及び旋回流発生装置

3.4. 中間タンク

中間タンクは、図8に示すように直線軸の吸出し管および曲り吸出し管のいずれもが接続できる構造にしてある。中間タンク接続口は、出入口面積比AR=5程度迄の吸出し管が試験できるように、その管内径が定められている。これらの接続口には管軸方向に移動できるフランジ付短管を置いて吸出し管の取付け、取り外しの便を図った。しゅう動部のシールにはOリングを使用している。



図一八 整流タンクと中間タンクの配置

3.5. 放水管路

吸出し管下流の管路抵抗を出来るだけ小さくする為、8 B管を放水管(下流管路)に用い、出口部分は広がり管として水中に挿入している。

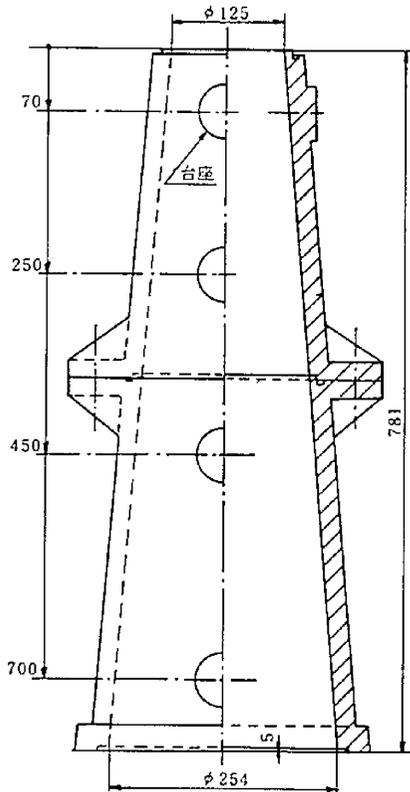
3.6. 吸出し管

内部の流動状態を観察できるように透明アクリル樹脂製とした。

(円すい吸出し管)広がり角9.5度、出入口面積比AR=4の円すい吸出し管の断面図を図9に示す。旋回のない流れが流入する場合、この形状は好適な形状を有すると判断される。²⁾ 内部流動状態を測定するために5箇所にプローブ取付用の台座を設けている。台座の詳細を図10に示す。

(曲り吸出し管)図11に出入口面積比AR=4の曲り吸出し管の幾何形状を示す。内部流れ測定用台座が10個所に設けられている。L1からL10は測定孔の番号を示す。

図12は試験装置に取付けられた曲り吸出し管の写真である。



図一九 円すい吸出し管

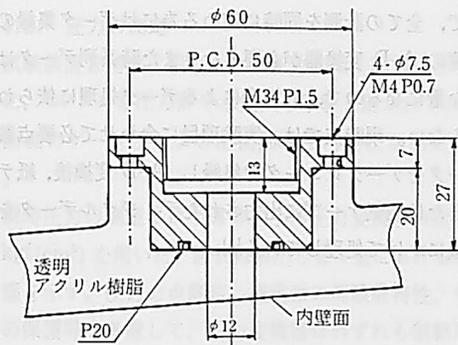


図-10 台座詳細

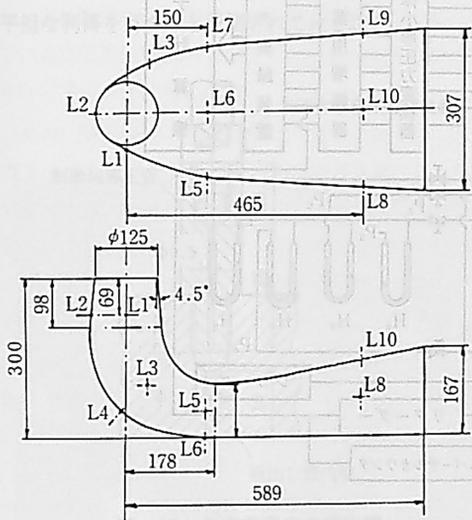


図-11 曲り吸出し管の形状

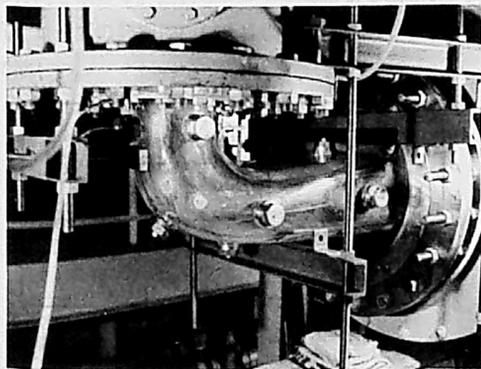


図-12 吸出し管取付状態

3.7. 真空ポンプ

試験装置内の空気の抽出、圧力レベルの調節の点から、T字管（上流配管中の最高位個所）・整流タンク上面および中間タンク上部に図1に示すように真空配管を施した。

水封式真空ポンプの要目は表2の通りである。排気速度と真空度との関係を図13に示す。

試験装置の上流弁および下流弁を全閉にすれば、その間の試験装置内は密封容器となるため、真空ポンプを運転して圧力レベルを数段階に設定してやり、圧力変換器の検定が容易になされる。(図4(a)参照)。

表-2 真空ポンプの要目

形式	水封式
到達圧力	2.3 kpa
排気速度	900 ℓ/min
回転数	3500 rpm
所要動力	2.2 kW

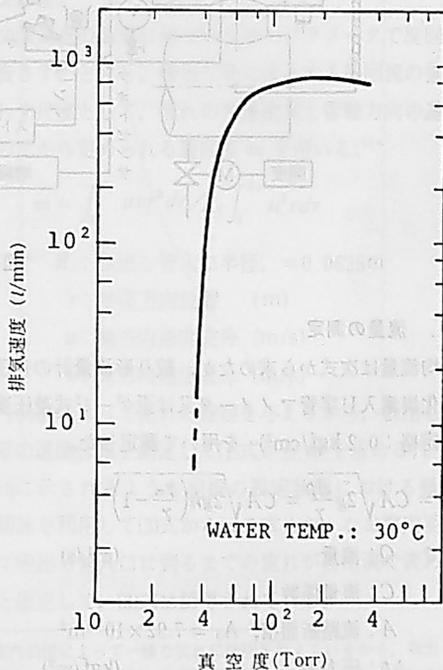


図-13 真空ポンプ性能線図

4. 計測法

透明アクリル樹脂製の吸出し管であるから、量的な測定と内部流れの観測とを同時に進めうる。図14は曲り吸出し管水圧脈動試験時の計測系統を示したものである。実験結果の評価に当り計測系には1kHz程度まで正しく応答することが要求されかつ20点の計測点数がある

ので、全ての計測を同時に進める為にはデータ集録の際高速のA-D変換器が必要となりまた時系列データは膨大な量になるので、計算機によるデータ処理に依らねばならない。現時点では、実験項目に合わせて必要点数のデータをデータレコーダで集録し、A-D変換後、紙テープまたは磁気テープに出力されたデジタルデータを計算機にかけて処理している。¹³⁾

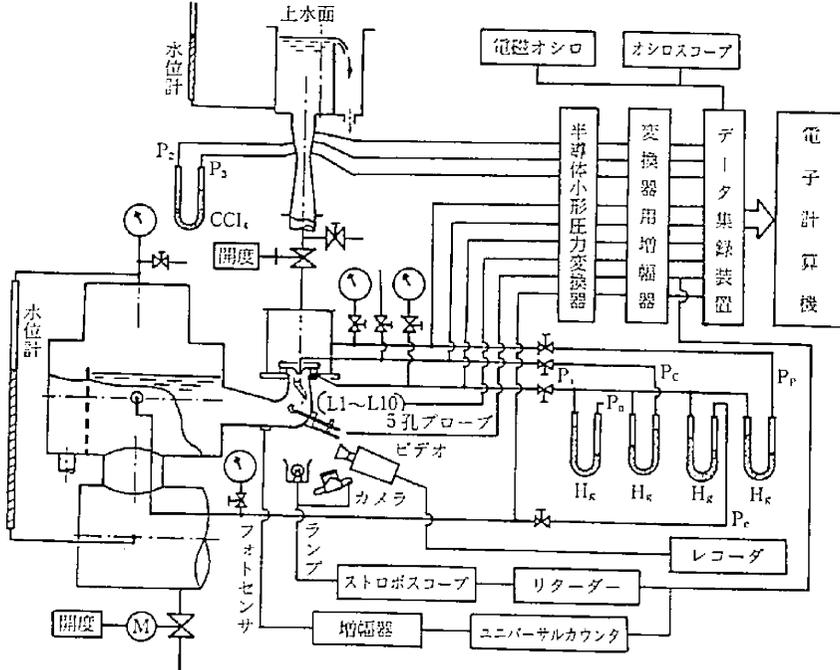


図-14 計測系統

4.1. 流量の測定

平均流量は次式から求めたが、絞り形流量計の差圧は四塩化炭素入りU字管マンメータ又は歪ゲージ式差圧変換器(定格: 0.2 kgf/cm²)を用いて測定した。

$$Q = CA\sqrt{2g\frac{\Delta p}{\gamma}} = CA\sqrt{2gh\left(\frac{\gamma_m}{\gamma} - 1\right)} \quad (1)$$

- ここで Q: 流量 (m³/s)
- C: 流量係数
- A: 流路断面積, A₃ = 7.92 × 10⁻³ m²
- Δp: 圧力差 (kgf/m²)
- h: マンメータの液面差 (m)
- γ: 水の比重量 (kgf/m³)
- γ_m: マンメータ液の比重量 (kgf/m³)

図15に流量計の検定結果を示す。図示の係数Cは、断面2, 3間の差圧を測定し A = A₃ において流量を算定する場合に適用される。

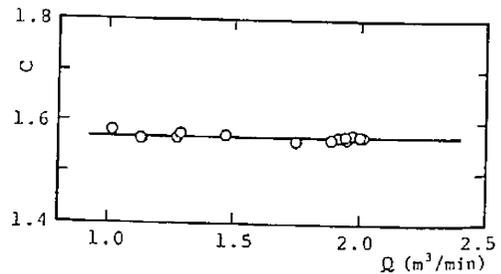
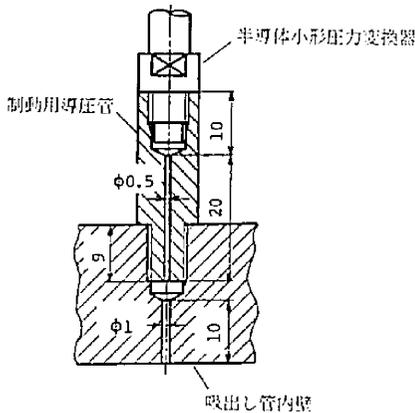


図-15 流量計の検定結果

4.2. 圧力の測定

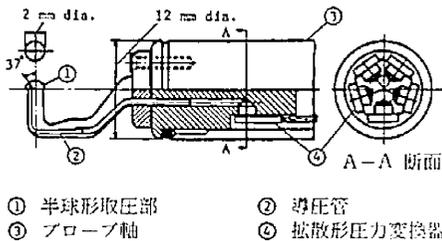
試験装置管路壁に設けられた圧力孔は、図14に示すように、ブルドン管圧力計や水銀入りU字管と継がれており、各断面のゲージ圧および断面間の平均差圧が測定される。

瞬時圧力の測定には半導体式小形圧力変換器（定格：5 kgf/cm²）を用いた。図16は吸出し管々壁における取付状態を示す。圧力の点測定、測定系の周波数特性、受圧面の保護等を考慮して、圧力変換器はいずれも制動用導圧管を介して管路壁面に設置されている。共振点利得の増大を避けるために、導圧管にはあらかじめシリコン油（動粘度：(50~150)×10⁻⁶ m²/s程度）を封入している。図16に示される測定系の周波数特性は500 Hzまではほぼ平坦な利得を有すると予測されている¹⁾



図一16 非正常圧力の検出端

半球形5孔プローブを吸出し管内に挿入し瞬時圧力を測定して、断面内の各位置における静圧、速度の大きさと方向を求める。図17にプローブの形状寸法を示す。5孔プローブの詳細については別報告⁽⁵⁾があるので参照して欲しい。



図一17 5孔プローブ

4.3. 流れの可視化

吸出し管内の、特にサージング発生時の、フローパターンに見られるコルク栓抜き形渦芯の挙動を明らかにしたい為、上流よりわずかな量の空気を吸入させて可視化を試みる。管内の圧力レベルを下げた場合には、分離された含有気体又はキャビテーションにより観察が可能となる。

吸出し管壁は曲面である為、ビデオや写真撮影から得られる像は歪んでいるので、渦芯の寸法を知りたい場合には試験装置運転前に物尺を管内に挿入してあらかじめ撮影しておき、その結果と比較して量的な寸法測定を行った。

サージング発生時の渦芯が静止した状態で観察できるようにストロボスコープで同期をとるので、渦芯が管内を公転する周期は簡単に求められる。

5. 実験パラメータ

実験条件に関するパラメータとして、旋回度 m 、キャビテーション係数 K およびレイノルズ数 Re を採用した。

(旋回度)

文献調査の結果に基づいて単一パラメータで旋回流を代表させることにし、吸出し管に流入する旋回流の強さを表わす尺度として、流れの角運動量と管軸方向の運動量との比から定められる旋回度 m を用いる¹⁾⁹⁾

$$m = \int_0^{R_i} uvr^2 dr / R_i \int_0^{R_i} u^2 r dr \quad (2)$$

ここで R_i : 吸出し管入口半径、= 0.0625 m

r : 半径方向位置 (m)

u : 軸方向速度成分 (m/s)

v : 周方向速度成分 (m/s)

案内羽根によって流れに旋回を与えるから、吸出し管入口部の速度分布を測定して(1)式から m を求める代りに、図18に示されるような羽根の設定状態における幾何学的関係を利用して(3)式から m を求めた。なお案内羽根を出て吸出し管入口に到るまでの流れが自由渦で表わされると仮定して、(3)式は誘導されている。

*案内羽根によって一様な流れに旋回を与えているから、吸出し管に流入する流れはほぼ一様な全圧分布と推測される。一方、水車を低負荷で運転する場合ランナ下流の全圧は半径方向に変化すると考えられる。従って旋回が強い状態でランナ付とランナ無しとを比較する際には、旋回度 m だけでは不十分で、 m と共に全圧分布に関する別のパラメータを導入する必要がある。

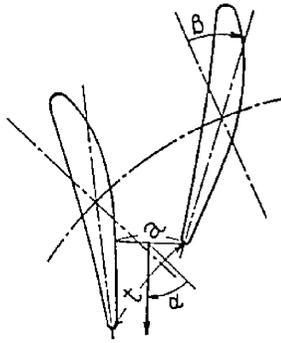


図-18 案内羽根

$$m = R_i \tan \alpha / 2B \quad (3)$$

ここで B:案内羽根スパン, =0.033m

α:流出角(図18参照), = $\cos^{-1}(a/l)$

図19はこのようにして求めた案内羽根取付角βと旋回度mの関係を実線を示す。この装置の場合、案内羽根は0.5度の精度でβ=70度まで設定できる。

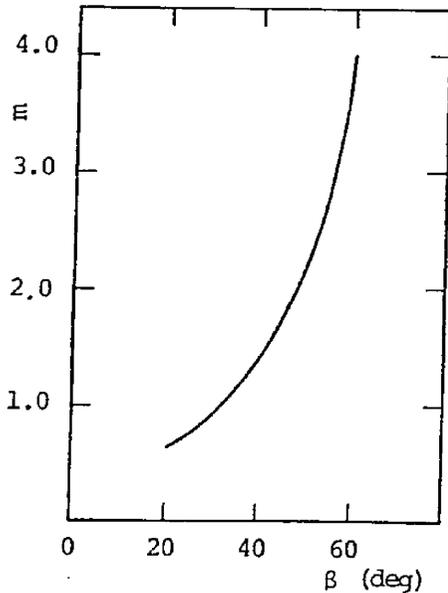


図-19 案内羽根取付角度βと旋回度m

なお米国開拓局(B. O. R.)で提案されている⁵⁻⁶⁾運動量パラメータ($\Omega D / \rho Q^2$)と旋回度mとの関係は次式で近似される。

$$m = (\pi/2) (\Omega D / \rho Q^2) \quad (4)$$

ここで Ω:角運動量 (kgf·m)
 D:吸出し管入口直径 (m)
 ρ:密度 (kgf/s²/m⁴)
 (キャビテーション係数)

吸出し管で発生する水圧脈動は旋回流の強さに大きく影響されるだけでなく、圧力レベルの影響も受ける。管内の圧力が低下し空洞又はキャビテーションが発生すると、その脈動振幅は急激に変化するとされている。それ故、次式で定義されるキャビテーション係数 K_i 又は K を用いて圧力レベルの影響を評価する。

$$K_i = (H_a - H_s - H_v) / (\bar{u}_i^2 / 2g) \quad (5a)$$

$$K = (H_a - H'_s - H_v) / (\bar{u}_i^2 / 2g) \quad (5b)$$

ここで H_a :吸出し管出口水位における絶対圧 (m)

H_s, H'_s :吸出し高さ(図20参照) (m)

H_v :飽和蒸気圧 (m)

g :重力加速度, =9.8 m/s²

\bar{u}_i :吸出し管入口断面流速, = $Q / \pi R_i^2$ (m/s)

縦軸水車の場合吸出し管内の圧力レベルがフルード数の影響を受けることから、模型と実物とを比較する場合の圧力レベルの基準断面として、入口断面位置よりも吸出し管の平均位置が便宜的に用いられている。⁹⁾¹⁷⁾ここでは、管入口断面とフット入口中心深さ間を二等分する位置、図20の d-d 線を代表位置として採用した。したがって曲り吸出し管の実験には(5b)式で定義されるキャビテーション係数Kを用いた。

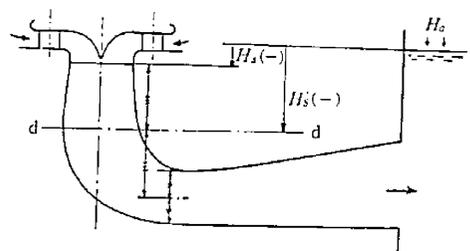


図-20 吸出し高さ

(レイノルズ数)

次式で定義されるレイノルズ数を用いる。

$$R_e = 2R_i \bar{u}_i / \nu = (2Q / \pi R_i) / \nu \quad (6)$$

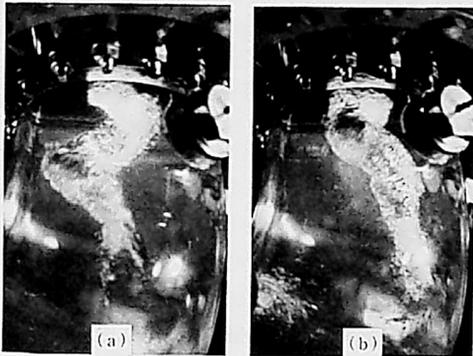
ここで ν:動粘性係数 (m²/s)

レイノルズ数が10⁵より大きくなるように試験装置を設計して、その影響が無視できるようにしている。なお本試験装置においては、上流弁・下流弁のふたつをうま

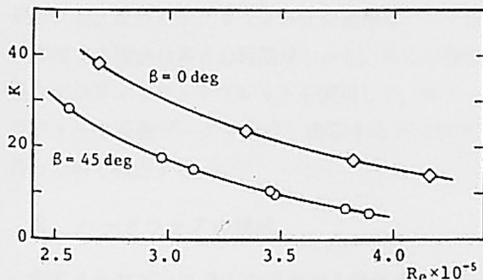
く調整してやればレイノルズ数一定（流量一定）のもとにキャビテーション係数（圧力レベル）を変化できるが、その調整が微妙で実験状態の設定に手間がかかること、又圧力レベルを広い範囲で変化させたい場合には流量を変える方法が要領よく操作し得ると実験進行中に判明したので、流量を変えて圧力レベルを設定するようにした。

6. 使用実績

試験装置完成後、曲り吸出し管内の流れを取扱っている。図21は旋回流が強いとき吸出し管内に現われるコルク栓抜き形渦芯の写真である。観察によると、渦芯は吸出し管内で自転しながら公転しており、この公転周波数を基本とした水圧脈動が測定される。これ迄の実験により、水圧脈動の測定結果と模型水車吸出し管で調べられている水圧脈動現象とを比較した結果、両者の間に良好な対応関係が確認できた。¹⁸⁾



図一21 コルク栓抜き形渦芯



図一22 実験範囲

昭和54年度の実験範囲を示す図22によれば、ほぼ計画通りの試験装置の性能が得られたと判断される。ただ、上流弁を絞っていった場合に、かなりの量の気泡が案内羽根を通る水流に観察されるようになり、定量的な実験が不可能となった。圧力レベルの実験範囲を広げる為に、今後この点を改善するべきであろう。

7. まとめ

自然落差を利用した試験装置の仕様をまとめれば

(1)吸出し管入口直径	125 mm
(2)最大流量	2.7 m ³ /min
(3)吸出し管入口静水圧	-7~8 m
(4)案内羽根取付角度	0~70 deg

吸出し管試験装置は所期の性能を有することが確認できたので、今後、研究および教育に活用してゆきたい。

8. 謝 辞

本装置の大部分は富士電機製造株式会社から寄贈されたものであり、設置ならびに実験の遂行に当っては同社ならびに財団法人生産科学研究奨励会より援助を賜った。富士電機の上田庸夫氏ならびに関係各位に厚くお礼申し上げます。

製造・据付を担当した富士電機工事株式会社および富士岐工産株式会社からは献身的な御協力を受けた。計測器具類の製作は九州工業大学水力実験室三谷久平技官の御尽力による。岡本 実、松岡宗治、中山 篤、松下武史、山中利幸、福崎稔浩の諸君は昭和53年度および54年度の卒業研究として取組んでくれた。記して心から感謝したい。

参 考 文 献

- 1) Rheingans, W. J., Trans ASME, Vol. 62, 1940, pp. 171-184.
- 2) Falvey, H. T., Rept. No. REC-ERC-71-42, U. S. B. O. R., 1971.
- 3) Kubota, T., et al., Fuji Electric Review, Vol. 18, No. 3, 1972.
- 4) Hosoi, Y., Proceedings of Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery, Vol. 1, Colorado State Univ., 1978.
- 5) Cassidy, J. J., Rept. No. REC-OCE-69-5, U. S. B. O. R., 1969.
- 6) Falvey, H. T., et al., Trans. Symposium Stockholm, IAHR, Part 1, 1970.
- 7) Palde, U. J., Rept. No. REC-ERC-72-24, U. S. B. O. R., 1972.

- 8) Palde, U. J. , IAHR and AIRH Symposium, Vienna, 1974.
- 9) 橋本、機論, 40-337 (昭49), 2589.
- 10) 妹尾・ほか、機論, 43-369 (昭52), 1803.
- 11) 松永・ほか、機論, 45-396 (昭54), 1136.
- 12) 西、ターボ機械, 5-4 (昭52), 33.
- 13) 岡本・ほか、九工大研究報告 (工学), 39 (昭54), 237.
- 14) 松永・ほか、第6回ターボ機械講演会論文集 (昭54), 74.
- 15) 松永・ほか、機論, 46-401 (昭55), 47.
- 16) Kubota, T. et al. , IAHR/IUTAM Symposium on Practical Experiences with Flow Induced Vibration, Preprint 2, 1979.
- 17) Ullrich, P. , et al. , IAHR and AIRH Symposium, Vienna, 1974.
- 18) Nishi, M. , et al. . 10th Symposium of IAHR Section, 1980.