

四国電力株式会社蔭平発電所納

高揚程 47,700 kW 斜流ポンプ水車

High Head 47,700 kW Movable Blade Diagonal Flow Type Reversible
Pump-Turbine for the Kagedaira Power Station of Shikoku Electric Power Co., Inc.

田中鉄弥* 永瀬直昭** 井上久男***
Tetsuya Tanaka Naoaki Nagase Hisao Inoue
津村幸雄*** 高木宣輔***
Yukio Tsumura Nobuho Takagi

要 旨

四国電力株式会社蔭平発電所は、那賀川水系開発の一環として、計画されたもので、小見野々ダムを上池とし、長安口ダムを下池として、深夜の余剰電力により揚水し、ピーク時に発電する混合式揚水発電所である。本発電所に納められた 47,700 kW 斜流ポンプ水車は、国内 3 台目、日立製作所としては、穴内川発電所につぐ 2 台目の斜流ポンプ水車であり、揚程は世界記録、容量は国内記録品である。このため構造面でも、多数の新設計が施され、模型試験による、諸性能試験に加え、各部構造の強度試験も実施されている。

本発電所は、昭和 43 年 5 月、官庁試験を終了し、順調に営業運転にはいっている。

本稿は、本斜流ポンプ水車の概要を紹介するものである。

1. 緒 言

四国電力株式会社蔭平発電所納最大出力 47,700 kW、最高揚程 94 m 斜流ポンプ水車はスペインのバルデカナス発電所の最高揚程 74.1 m をはるかにしのぐ、世界的な記録品である。穴内川発電所 13,500 kW 斜流ポンプ水車⁽¹⁾に引続き納入される国内 3 台目、容量も、世界第 2 位の大形機である。技術的な問題点に関して、昭和 39 年 10 月より実施された四国電力株式会社との協同研究の成果として完成されたものである。

高揚程に適する模型ポンプ水車の開発、経済的な仕様の選定、ランナベーン強度、回転式ランナサーボモータおよびランナ操作機構に重点を置いて研究が進められた。

主機は昭和 42 年 7 月工場組立を完成し、昭和 43 年 5 月 21 日優秀な成績で官庁試験を終了し、営業運転にはいった。

ここに、蔭平発電所斜流ポンプ水車の研究内容、特長などについて概説する。

2. 発電所の概要⁽²⁾

蔭平発電所は那賀川の上流に設けられた小見野々貯水池より取水し、既設の長安口貯水池に落として、発電運転を行ない、余剰電力時に長安口貯水池より小見野々貯水池へ揚水運転を行なっている。

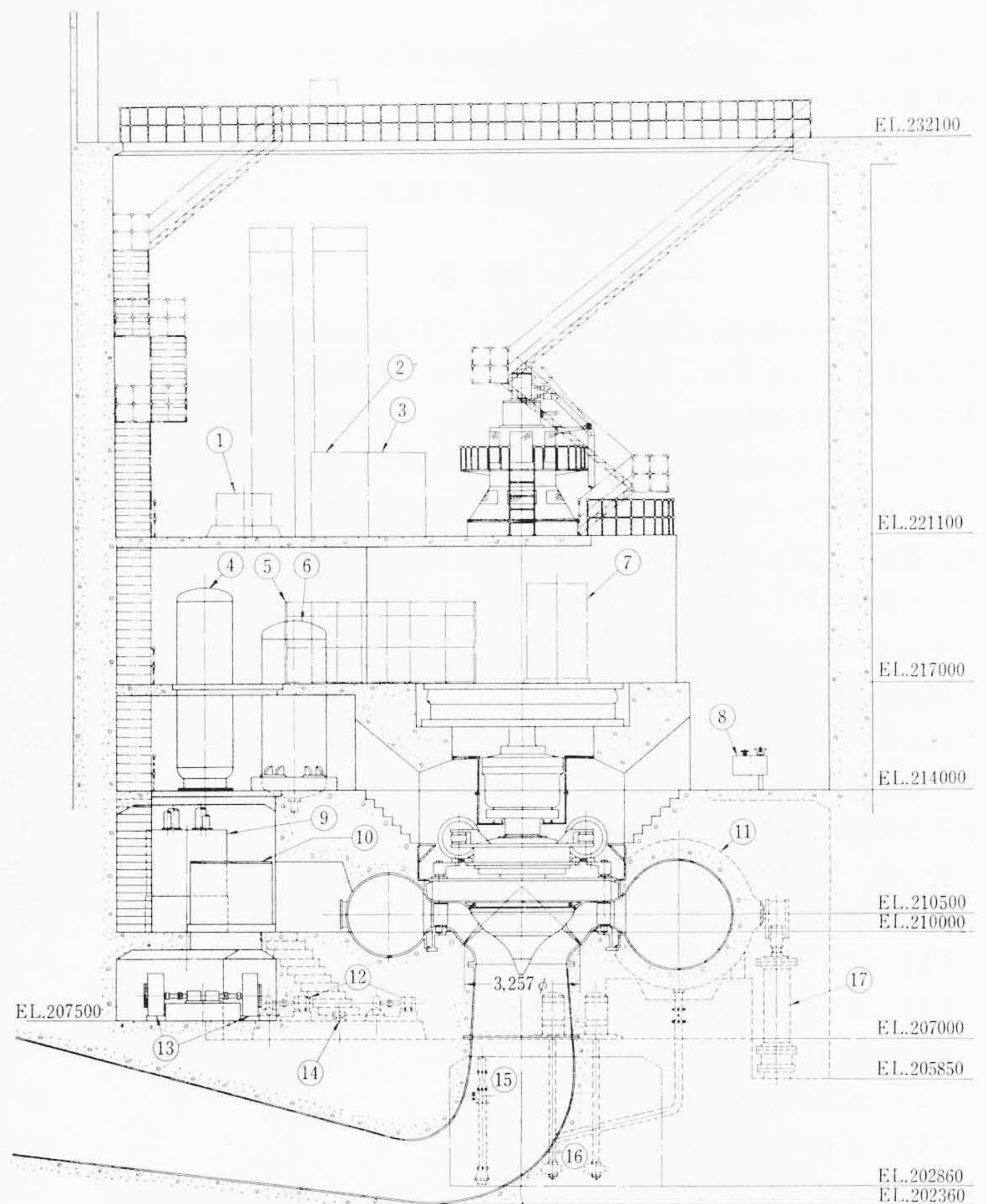
3. 形式および仕様の選定

3.1 形式の選定

協同研究開始の時点において、フランス形ポンプ水車と斜流ポンプ水車の総合特性比較を行ない、斜流ポンプ水車が有利であるとの結論に達し、協同研究は斜流ポンプ水車について行なわれることになった。

3.2 仕様の選定

- (1) 本発電所は発電を主とし、揚水は夜間などの余剰電力を利用して、付随的に行なわれることになっているので、水車専用機と同程度の高い回転数が選定さ



- | | | |
|--------------|-------------|-----------|
| ① 交流電動高周波発電機 | ② AVR用変圧器 | ③ 計器用変圧器 |
| ④ 水面押下空気槽 | ⑤ 励磁装置 | ⑥ 圧油槽 |
| ⑦ 相切換装置 | ⑧ 入口弁操作盤 | ⑨ 圧油集油槽 |
| ⑩ 軸受潤滑油補給槽 | ⑪ 入口弁 | ⑫ 給排水ポンプ |
| ⑬ 換気ファン | ⑭ 真空ポンプ | ⑮ ジェットポンプ |
| ⑯ 排水ポンプ | ⑰ 入口弁サーボモータ | |

図1 据付断面図

れた。

- (2) 半地下式発電所である関係上、水車運転時の最大水量 60 m³/s に対し、最大揚水量を 40 m³/s に制限して、吸出し高さを $H_s = -9.5$ m と浅く選定し、掘削費の削減が図られた。

* 四国電力株式会社本店

** 四国電力株式会社新居浜電力所

*** 日立製作所日立工場

表1 ポンプ水車仕様表

		単位	水車	ポンプ
最高	出力(入力)	kW	47,700	26,800
	落差(揚程)	m	89.7	94.0
	流量(揚水量)	m ³ /s	60.0	18.7
基準	出力(入力)	kW	44,700	35,200
	落差(揚程)	m	85.0	85.0
	流量(揚水量)	m ³ /s	60.0	34.6
最低	出力(入力)	kW	33,200	33,600
	落差(揚程)	m	65.0	73.7
	流量(揚水量)	m ³ /s	60.0	40.0
回転数		rpm	240	240
比速度		—	196 (m-kW)	50.5 (m-m ³ /s)
吸出し高	-9.5 (m)	最大速度変動率	40 (%)	
ケーシング中心最大水圧	130 (mm 以下)	発電機に要するGD ²	2,110 (T-m)	

(3) ポンプ水車寸法も極力小形なものとし、ランナ直径は、 $D_1=3,257\phi$ に選定された。

(4) 圧力水路が4,811 m と長いので、導水路と水圧管との間にサージタンクが設けられ、揚水量40 m³/s ポンプトリップ時に導水路内に空気が吸い込まれないことを条件として小形に設計されている。

上述のように、揚水運転のための追加建設費をできるだけおさえた仕様となっている。

3.3 ポンプ水車仕様

本ポンプ水車の仕様は表1に示すとおりである。

4. 模型試験

蔭平発電所の落差は穴内川発電所より約20 m 高く、出力も47,700 kW と大きくなっているため、穴内川発電所に採用された模型ポンプ水車を基礎にして、これより水車およびポンプの比速度がいくぶん小さく、水車効率の高い、ポンプキャビテーション性能のすぐれた模型ポンプ水車を開発することを目標に協同研究が進められた。吸出し高さが比較的浅く、ポンプ揚水量を制限した運転を行なうことになっている関係上、性能に加えて、実機の運転状態とポンプキャビテーション性能の向上に重点がおかれた。実揚程試験により実機運転状態の安全性を確認し、ポンプ運転範囲を決定した。これらの研究成果として、きびしい運転条件であるにもかかわらず、実機は良好な運転状態であることが、現地試験により裏付けされた。おもな模型試験内容は下記のとおりである。

性能試験

- (1) 水車性能試験
- (2) ポンプ性能試験
- (3) ポンプキャビテーション試験

諸特性試験

- (1) 水車キャビテーション試験
- (2) 完全特性試験
- (3) 実揚程試験
- (4) ポンプ起動トルク測定
- (5) 水面押下げ排気試験
- (6) コンデンサ運転試験
- (7) 水スラスト測定試験
- (8) ランナベーン操作力測定試験
- (9) インデックス試験
- (10) $N_R-\sigma$ 試験
- (11) ランナベーン応力測定

4.1 性能試験

実機採用の模型ポンプ水車を決定するため、5個のランナ(ラン

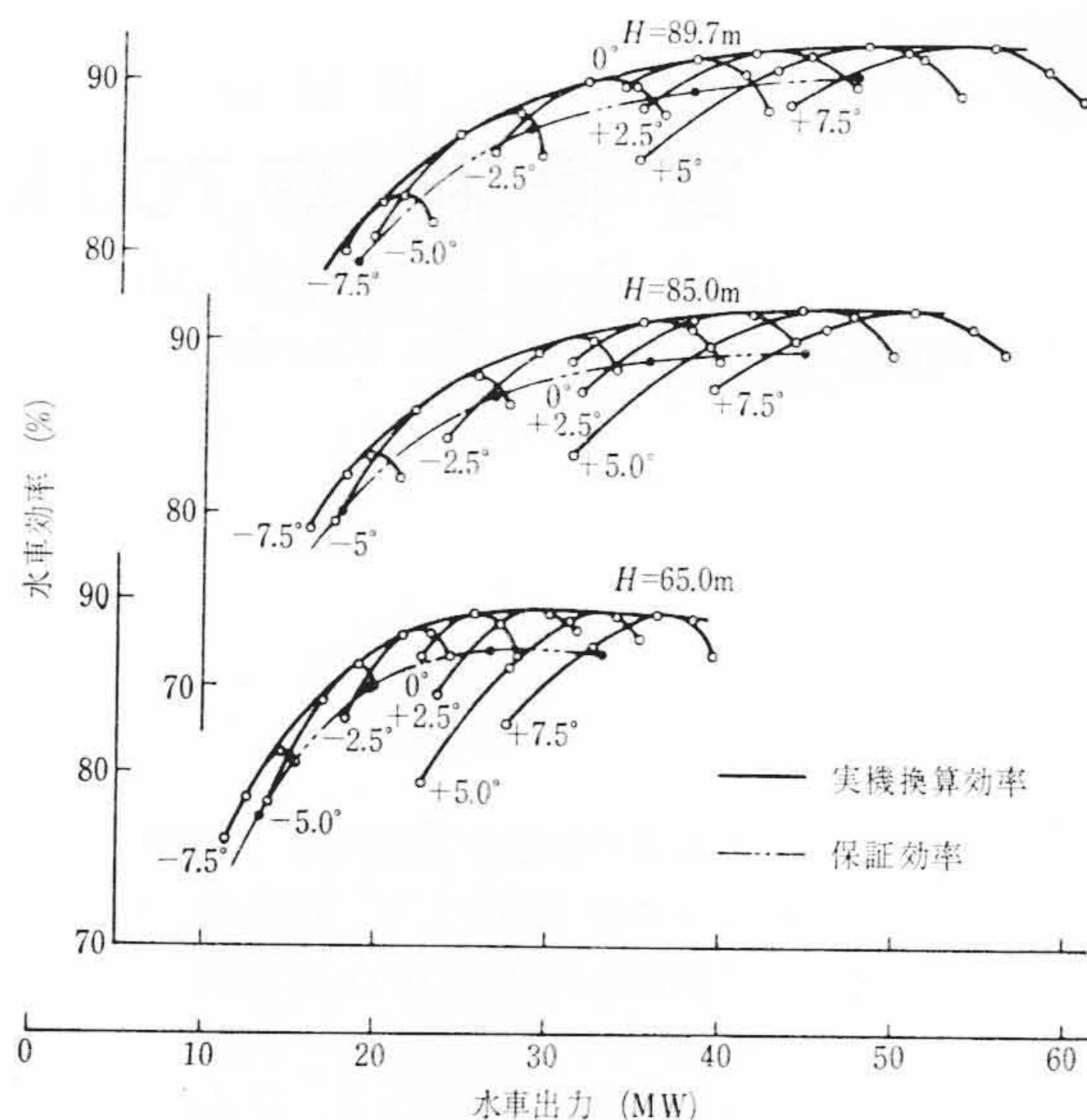


図2 実機換算水車特性

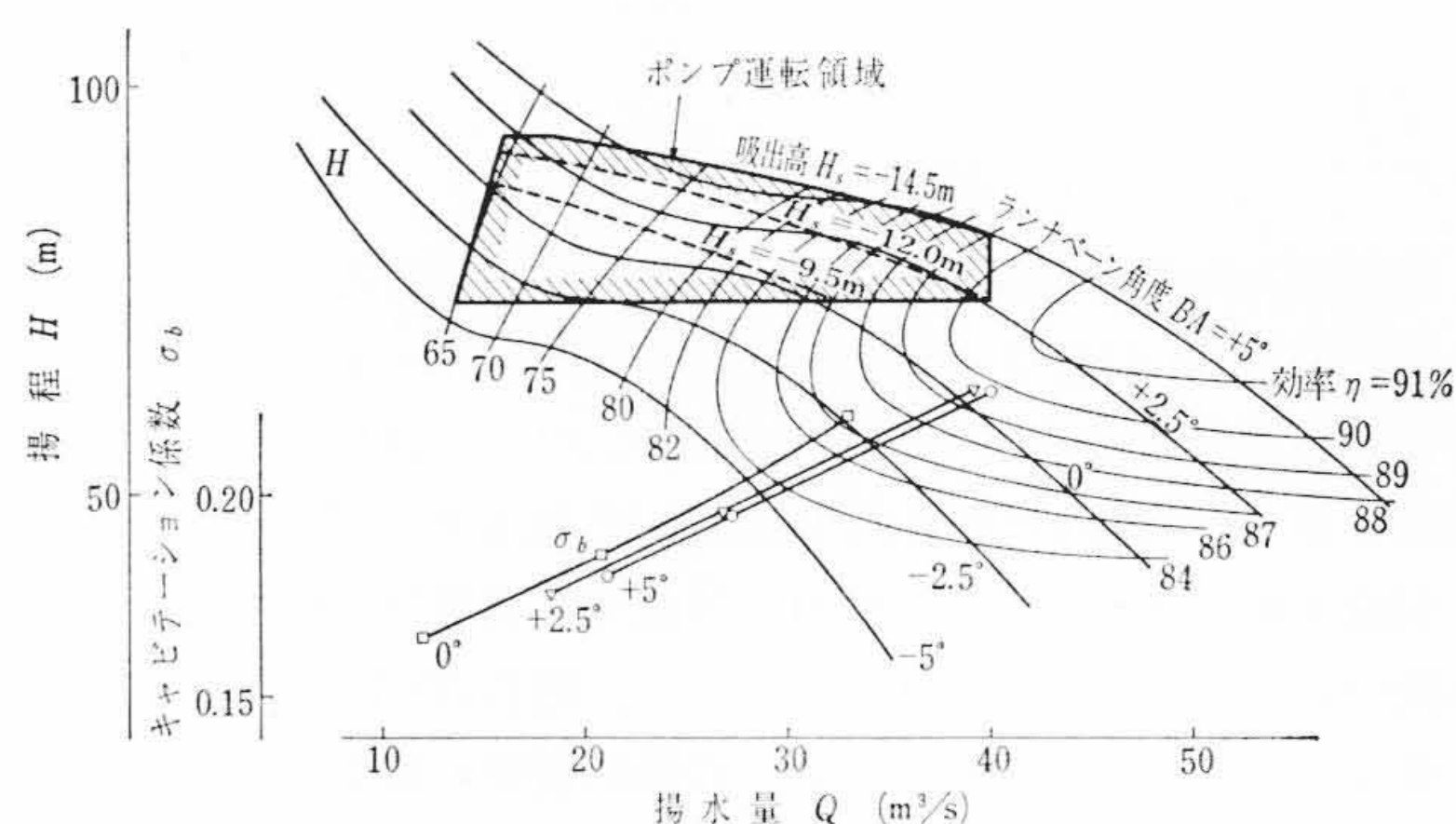


図3 実機換算ポンプ特性

ナベーン枚数は穴内川発電所の研究実績に基づき、前もって8枚に決定された)、3種類のセット(ケーシング断面形状、ガイドベーン幅、ステーベーン枚数などの組合せ)2種類の吸出し管(曲り部の形状の異なるもの)を製作し、特性試験を行なった。

以上の結果に基づいて、まず吸出し高さ $H_s = -9.5$ m と決定し、回転数、ランナ直径などを仮定して年間発生電力量の判別式を計算し、実機採用模型ポンプ水車が決定された。

(1) 水車特性

図2に実機換算水車特性を示した。

(2) ポンプ特性

水車最大水量60 m³/sに対し、ポンプ揚水量40 m³/sに制限している関係上、ポンプ $Q-H$ 曲線の不安定特性(へこみ)が生じやすい領域がポンプ運転範囲となっているが、穴内川発電所の研究実績⁽³⁾を適用して図3に示すように、不安定特性のないポンプ $Q-H$ 特性を得ることができた。

(3) ポンプキャビテーション特性

ポンプキャビテーション試験は揚程を一定に保ちながらキャビテーション係数を減少させ、ポンプ効率、揚水量および入力の下し始める点のキャビテーション係数を求めた(図3参照)。

従来のものより臨界キャビテーション係数に関して、約20%改善された。

4.2 諸特性および過渡現象解析

(1) 完全特性試験

水車負荷遮断、ポンプ入力遮断、ポンプトリップ、発電・揚水切換などの過渡状態における水圧変動、サージタンクのサージングなどを計算するため、ランナベーン、ガイドベーンの組合せに

ついて、完全特性を測定した。その測定例を図 4 に示す。これらの試験結果を使って、電子計算機により過渡状態を計算した。図 5 は揚水より発電への切換時の上部サージタンクのサージング特性を、図 6 は入力遮断時、図 7 は水車負荷遮断時などの過渡状態における水圧変動の計算結果を示したものである。これらの結果に基づいてサージタンクの容量および、チャンバーの絞りの面積などが最終的に決定された。

(2) 実揚程試験

模型ポンプ水車を実機の揚程と同じ揚程で試験するとランナベーンへ流出・流入する水の流速、ランナベーン前後の圧力も実機と等しく、速度三角形も実機と合同となるので、ランナ付近の水圧脈動も実機とほぼ等しくなるものと考えられる。実揚程試験は、模型ポンプ水車によって、実機のポンプ運転に最も近い運転を実現することになり、異常水圧振動などの異状現象に対する安全性が確認できるものと考えられる。吸出し高さ -9.5 m 、 -12 m 、 -14.5 m などについて、実揚程試験を行ない、水圧脈動、構造振動、騒音、キャビテーションの発生状況などを総合的に検討して図 3 に示すポンプ運転範囲が決定された。実機の現地試験にて、これらの運転範囲の振動状態と模型ポンプ水車の実揚程試験時の状態がよく合うことが認められた。

(3) ポンプ起動トルク測定

水面押下げを行なわない水中ポンプ起動方式と水面押下げを行なう空中ポンプ起動方式の経済性を比較するため、水中および空中のポンプ起動トルクが測定された。蔭平発電所の属する電力系統の構成上、ポンプ起動時の電圧降下を極力小さくすることが望まれ、空中ポンプ起動方式が採用された。水面押下げ時、ガイドベーンとランナベーンの上に設けられているガイドベーン漏水排水弁と、反抗トルクの関係なども研究さ

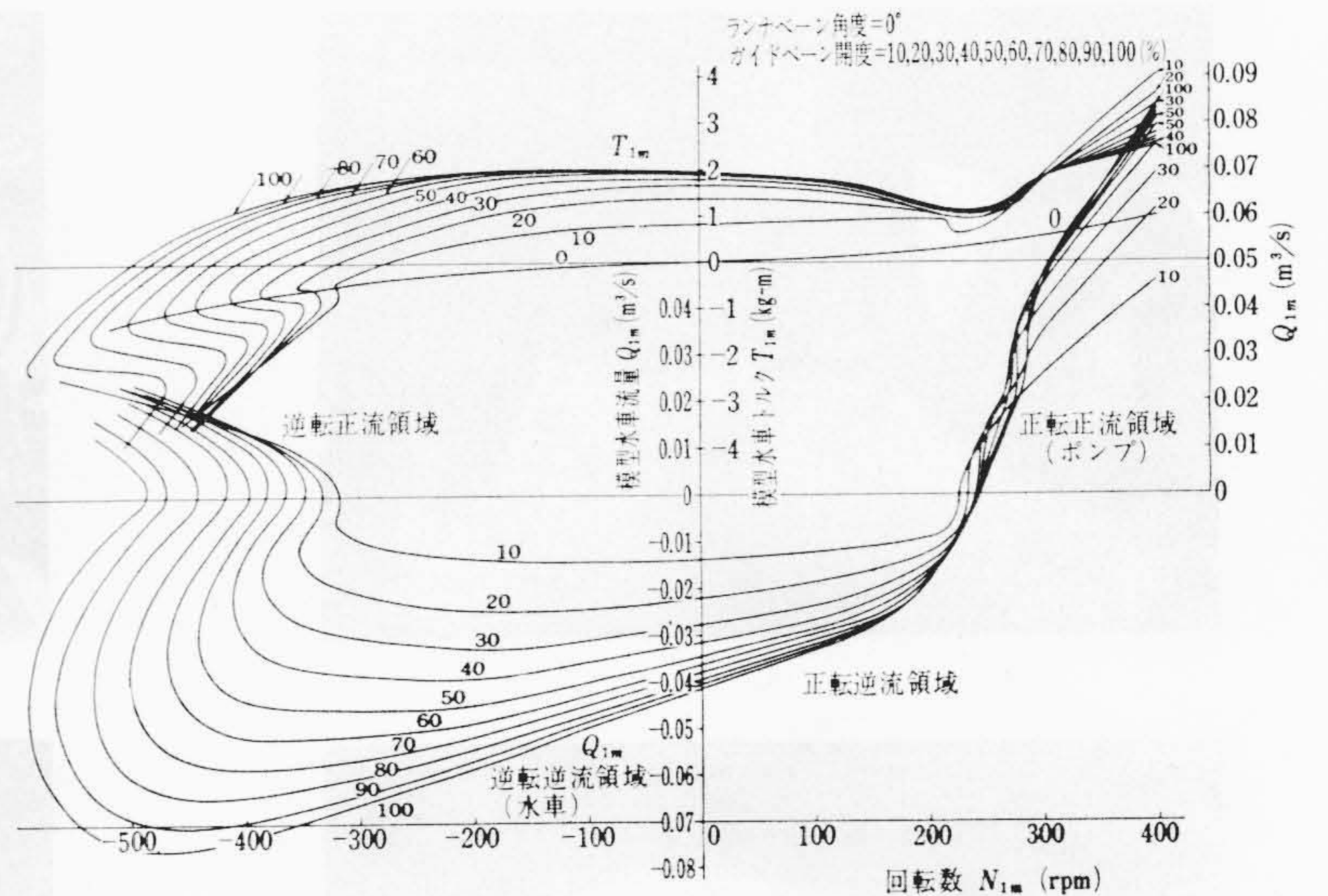


図 4 完全特性曲線測定例

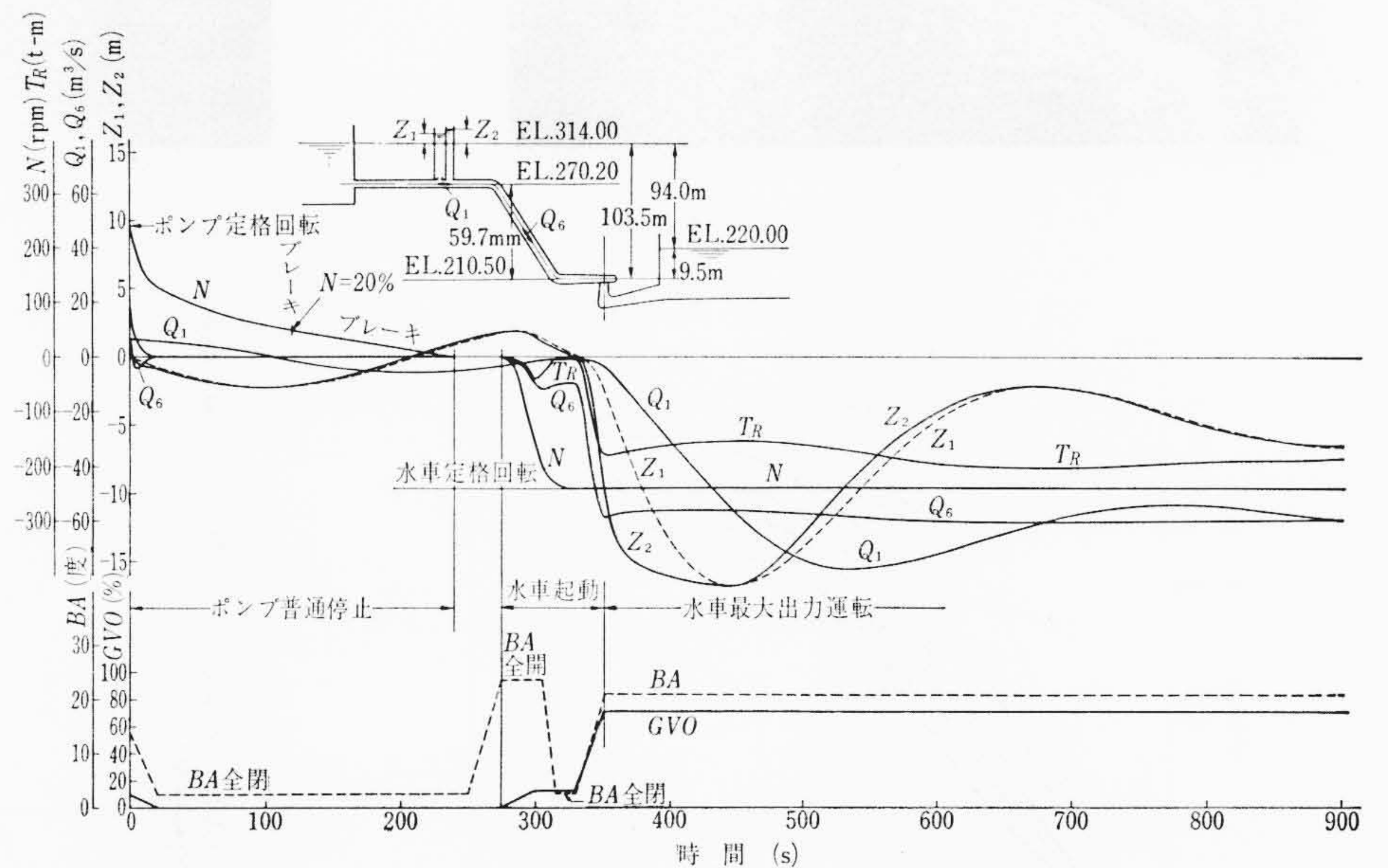


図 5 揚水より発電への切換時サージング特性計算例

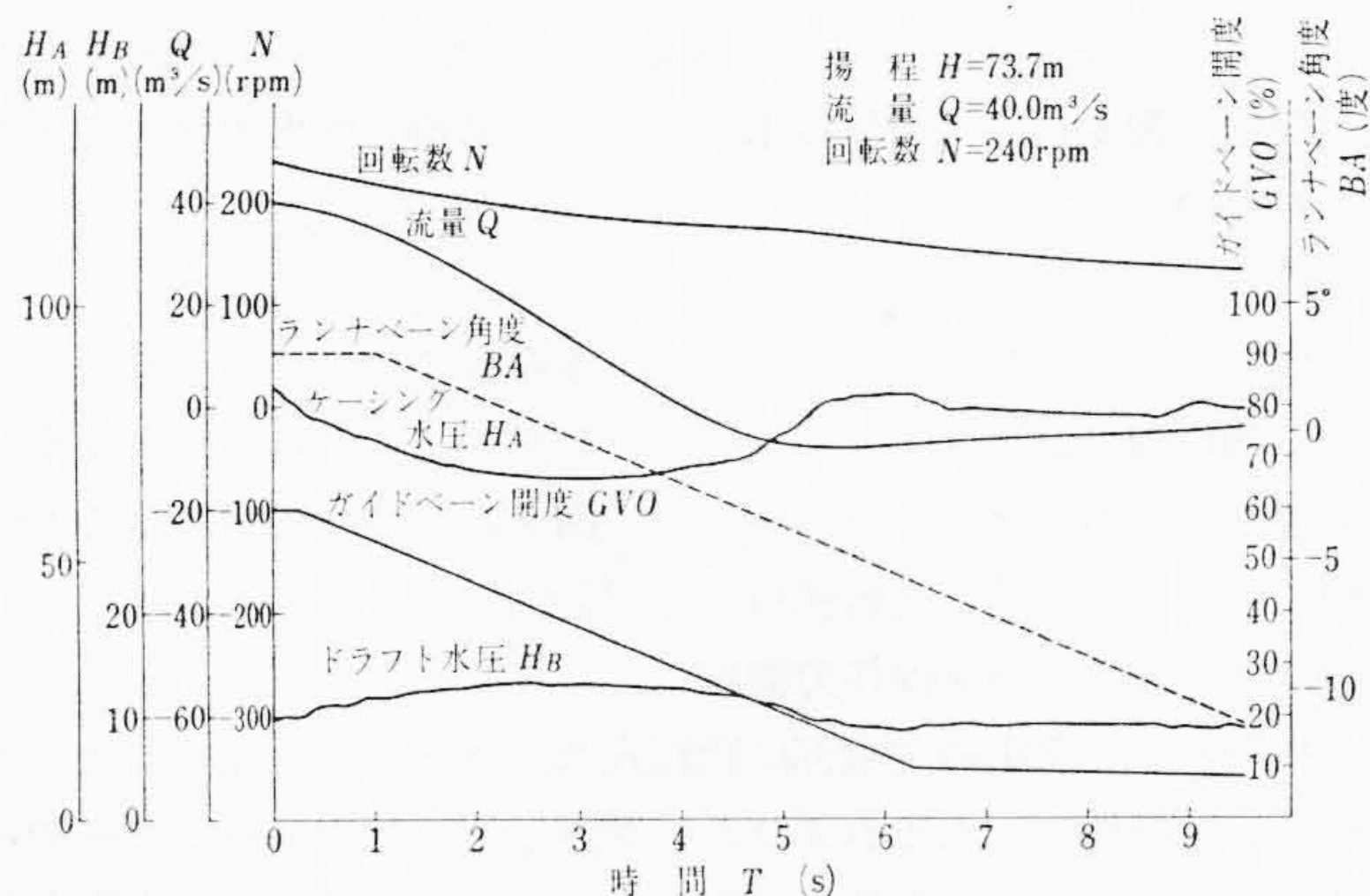


図 6 ポンプ入力遮断時水圧変動計算例

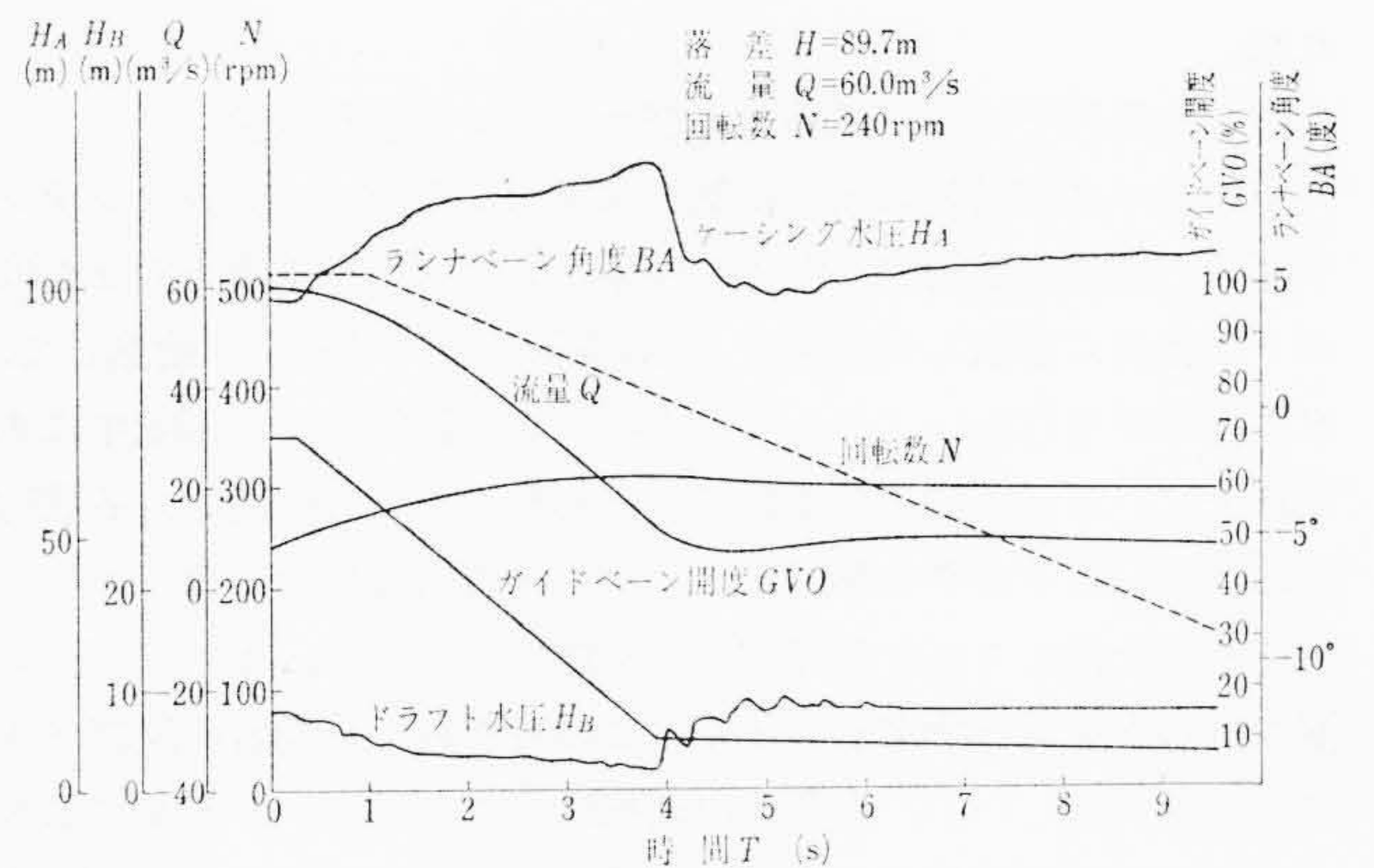
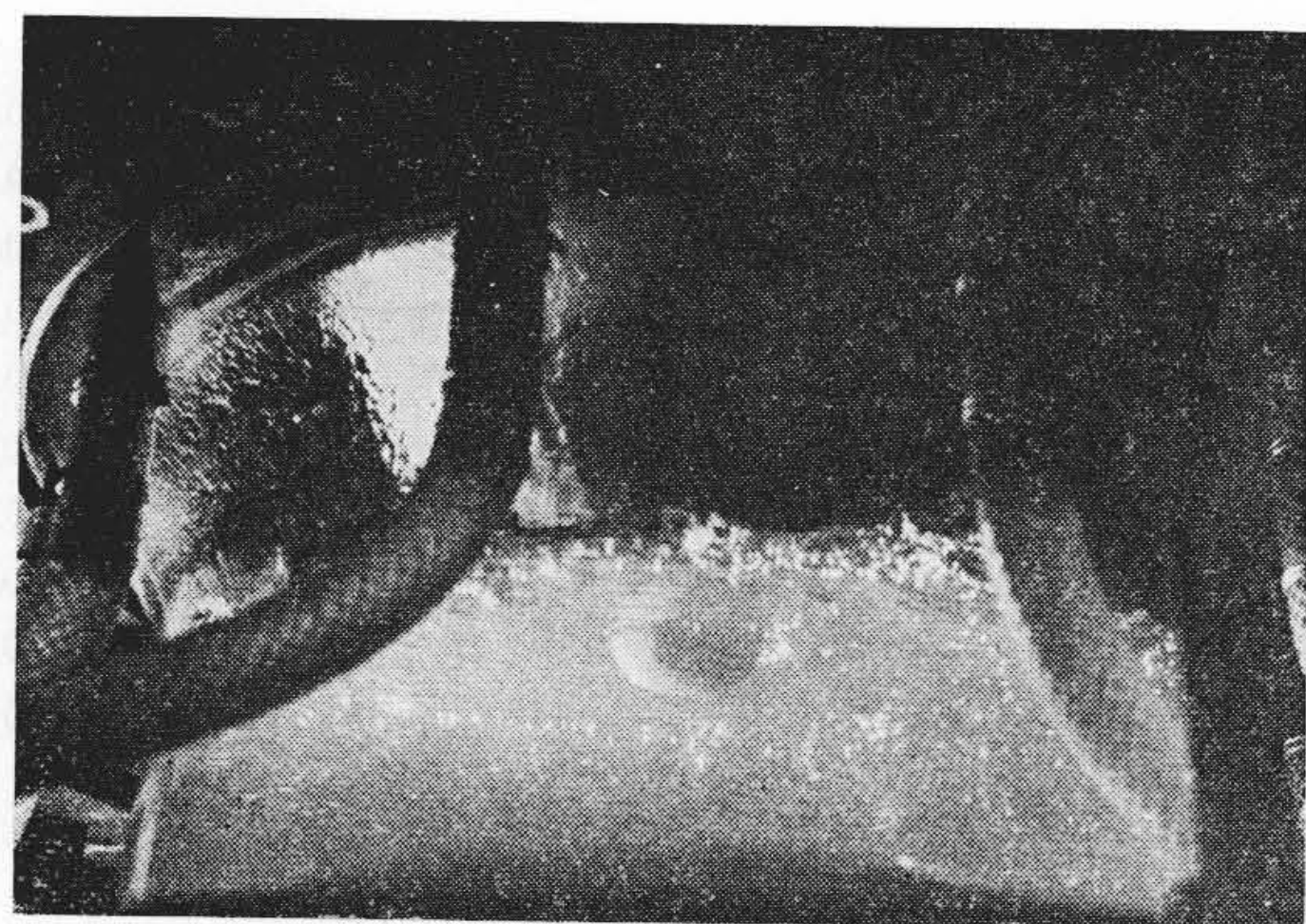
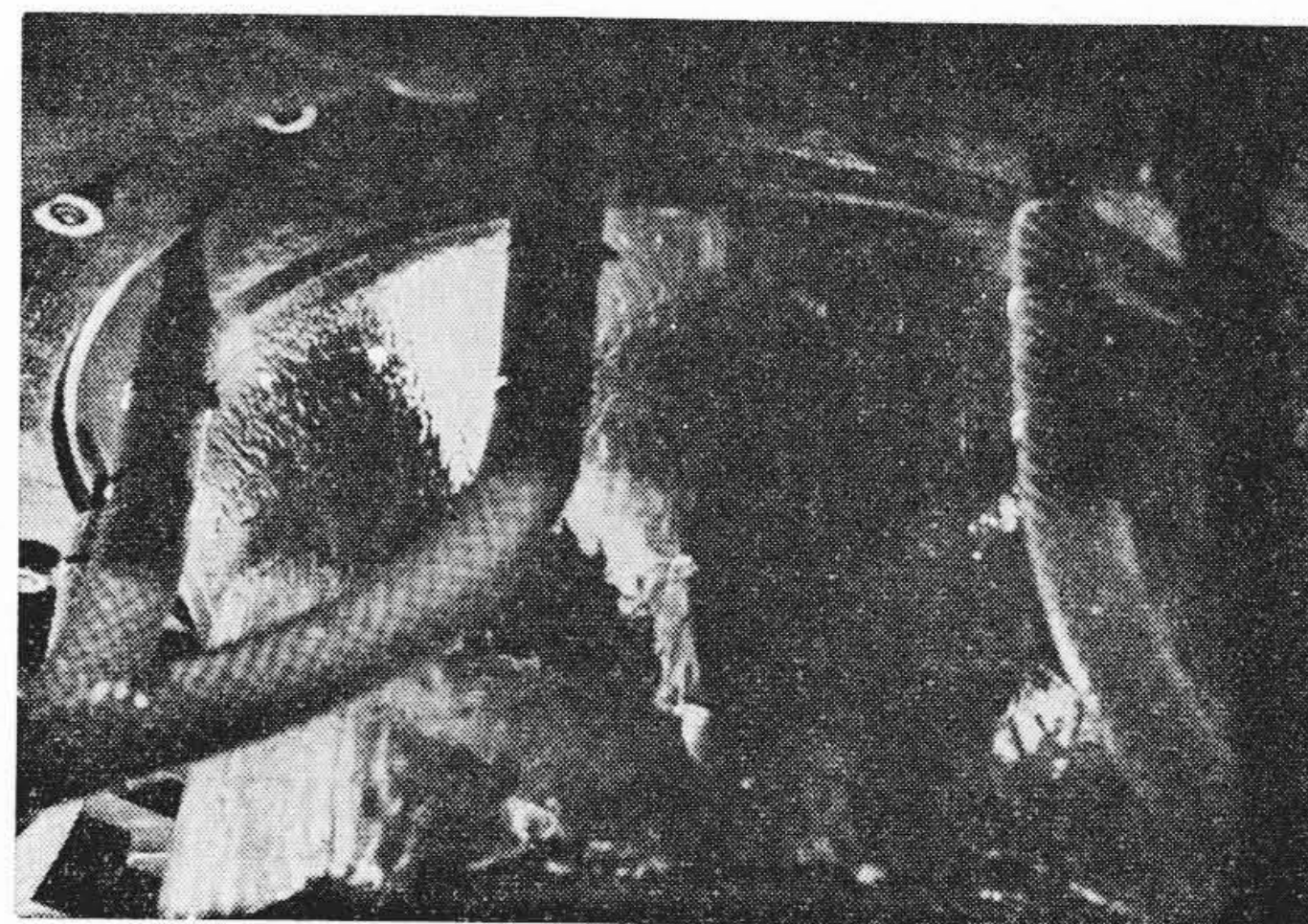


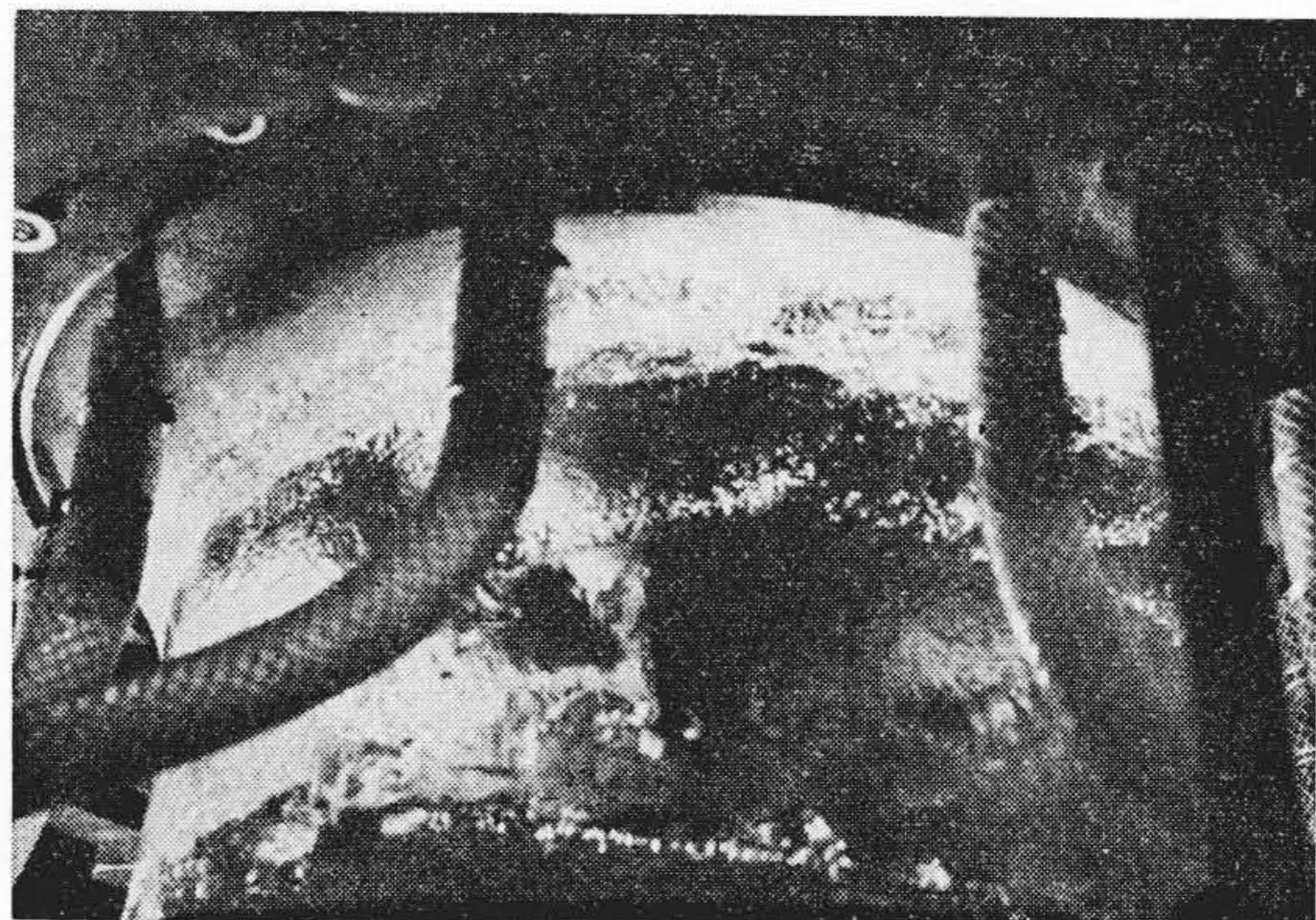
図 7 水車負荷遮断時水圧変動計算例



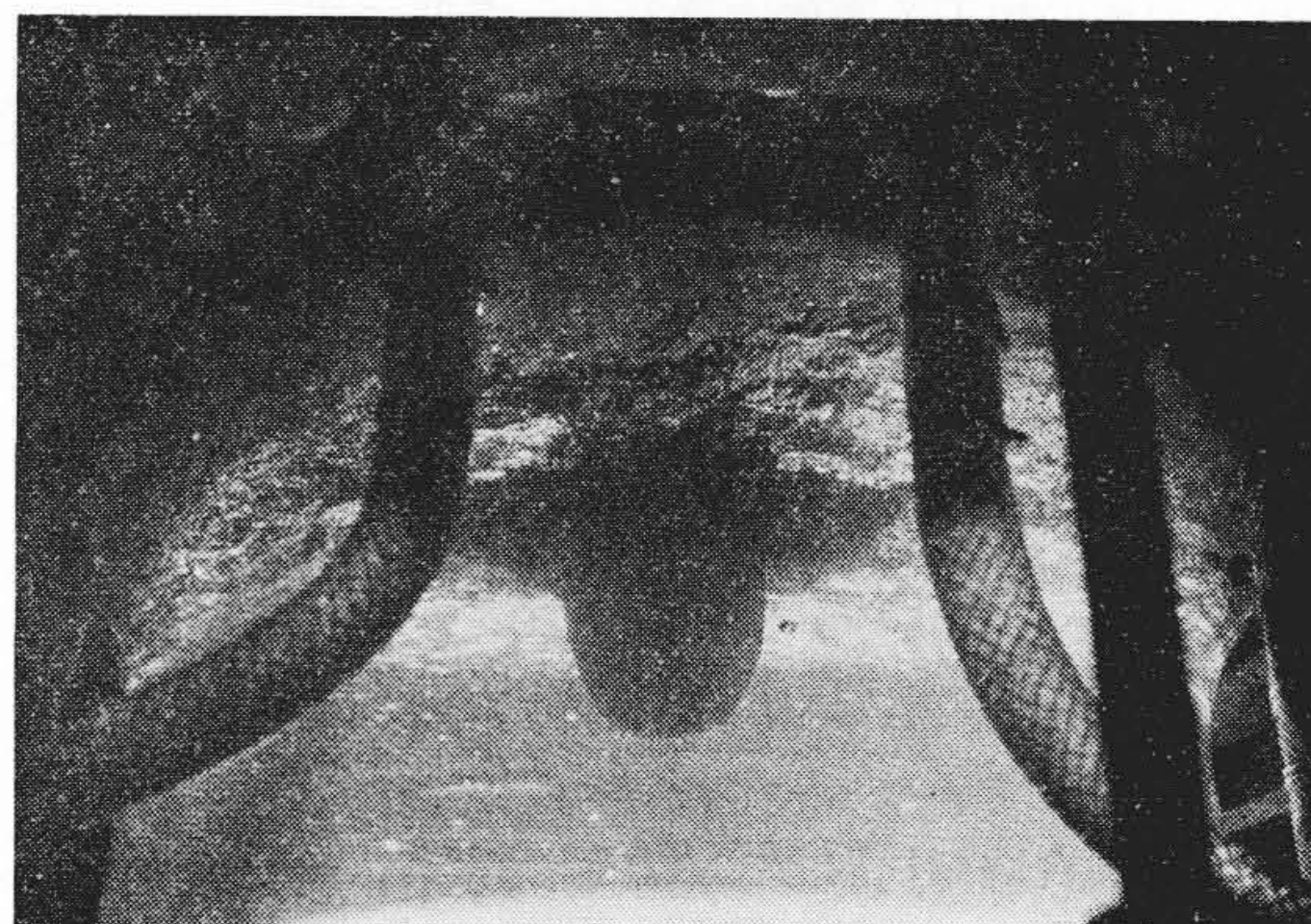
(1)



(3)



(2)



(4)

図8 水面押下げ状態

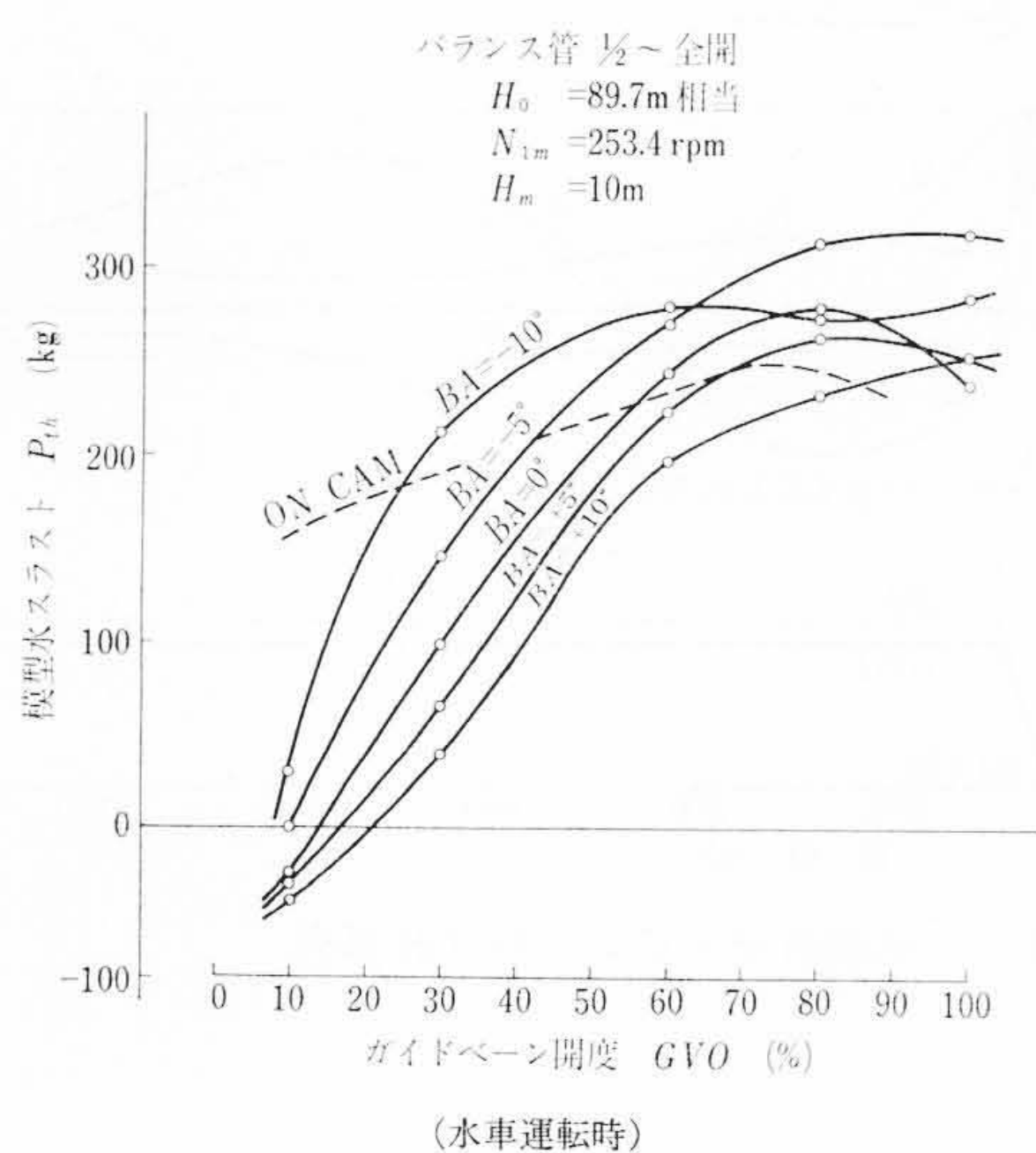


図9 水スラスト測定例

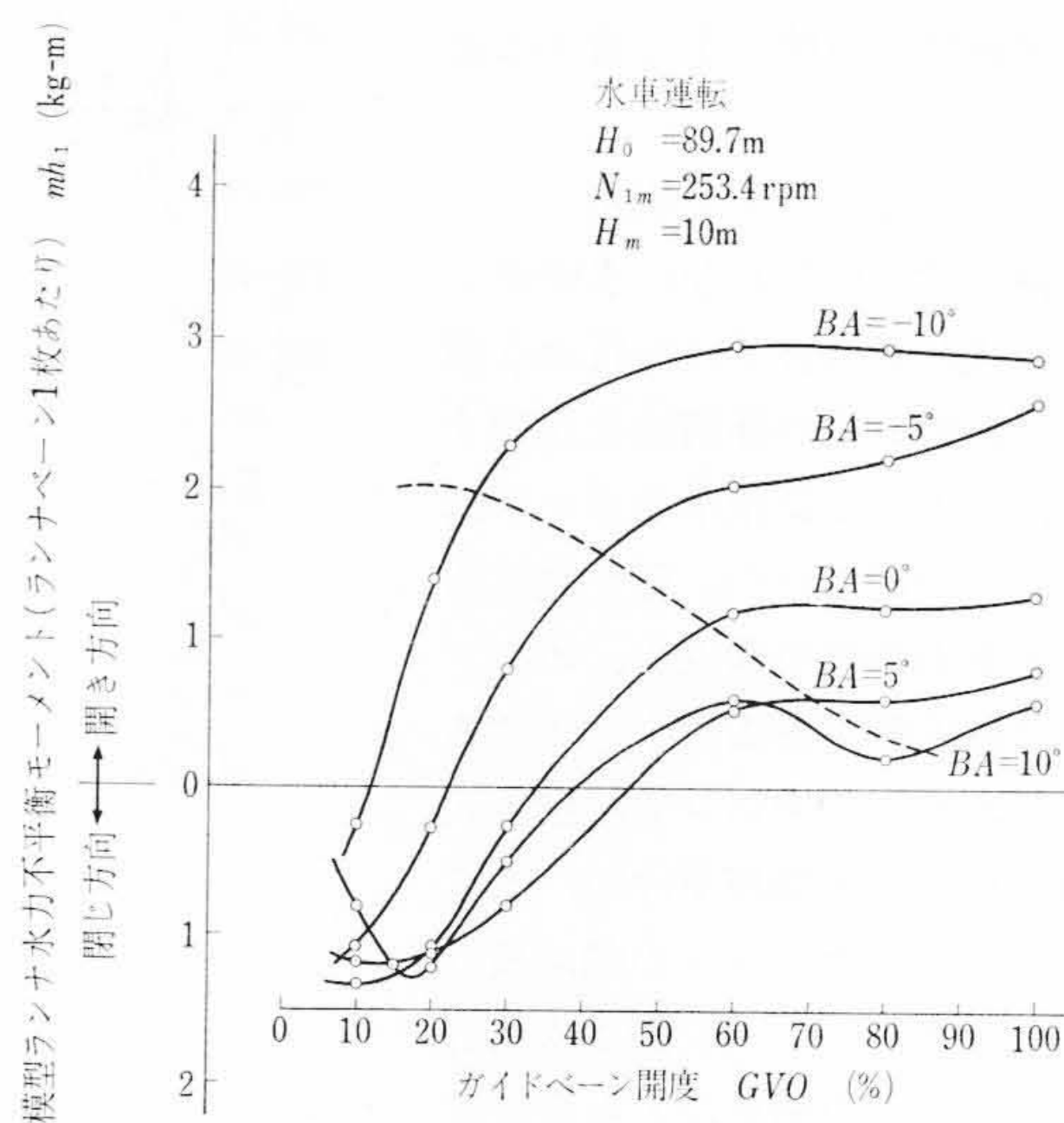


図10 ランナベーン操作力測定例

れた。

(4) 水面押下げ排気試験およびコンデンサ運転試験

空中ポンプ起動並入後の排気、水車およびポンプ方向コンデンサ運転の状態を確認するため、模型ポンプ水車を水車方向またはポンプ方向に運転した状態で、圧縮空気を上カバーより給気して、水面押下げを行ない、さらに上カバーより排気して、回転中に水面押下げ、および排気が順調に行なわれることを確認し、各状態における反抗トルクを測定した。ポンプ方向運転時のほうがランナベーン上部にファンの締切圧力が作用するため、ガイドベーン漏水排水弁を通る排水量が多く、この弁を開いた場合の反抗トルクの減少が著しいが、水車方向運転は、ガイドベーン漏水排水弁を用いたための反抗トルク減少効果は比較的少ない。図8(1)はポンプ方向運転時水面押下げ過程を、図8(2)は水面押下げ後ガ

イドベーン漏水排水弁閉を、図8(3)はガイドベーン漏水排水弁開を、図8(4)は排気後水面がランナに達したときの状態を示したものである。

(5) 水スラスト測定

模型ポンプ水車の回転部を薄い三本の板でつり下げて支持し、その薄い板の表裏にストレインゲージをはって、水車およびポンプ運転時の水スラストを測定した。図9は水車運転最高落差89.7mにおける測定値の実機換算値を示したものである。

(6) ランナベーン操作力測定

模型ポンプ水車の主軸部に回転式サーボモータを設けてランナベーンを操作し、水車およびポンプ運転時回転式サーボモータをゆっくり操作しながら操作油圧を測定し、ランナベーン操作力を算出した。図10は水車運転時最高落差89.7mにおける測定値の

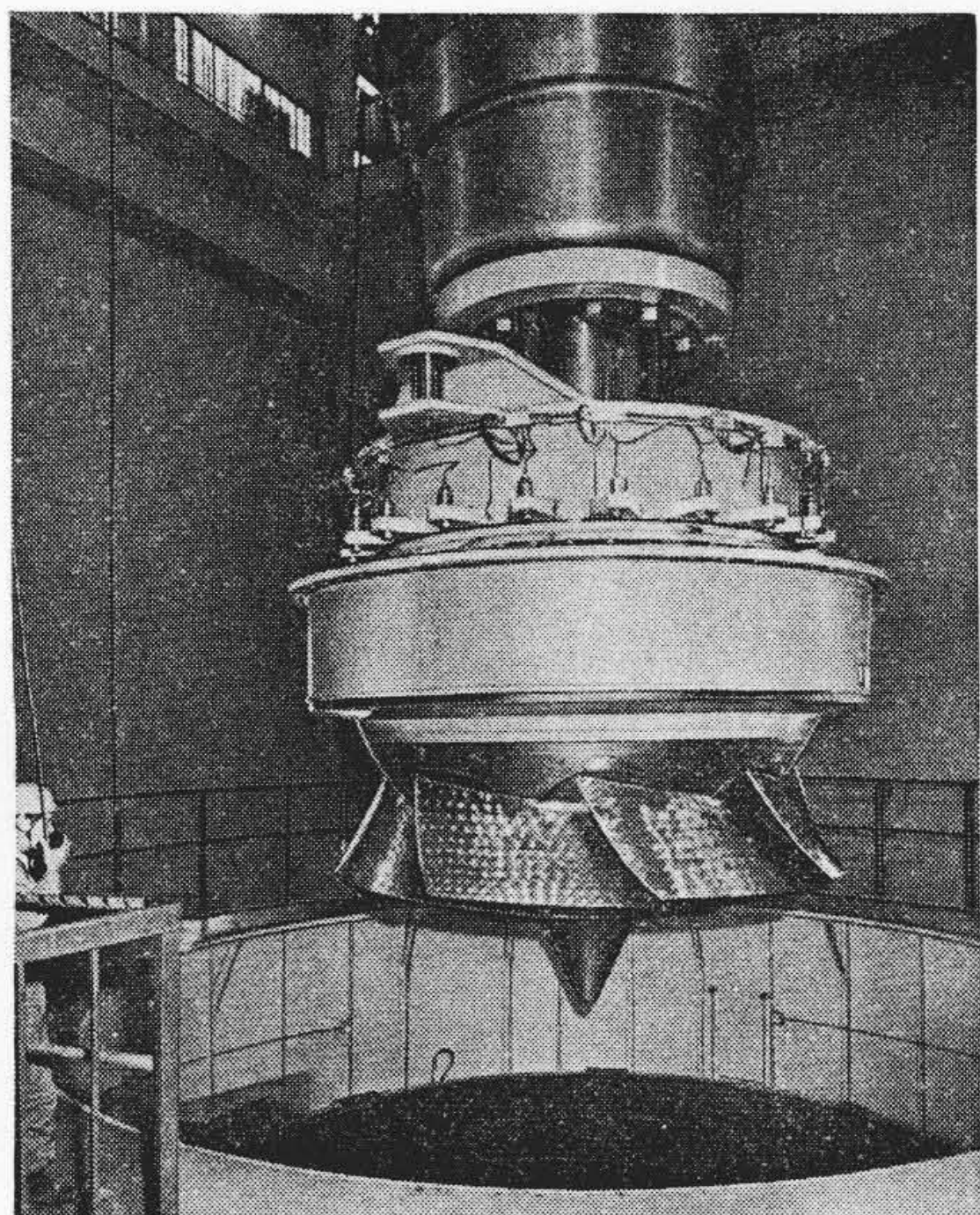


図 11 現地ランナ投入作業

実機換算値を示したものである。

5. 構造および強度

特長あるものについてのみ述べる。

5.1 ランナペーン強度

ランナの斜流角は 90 度で、模型試験に基づいてペーン枚数 8 枚、ランナ外径 3,257 mm と決定された。ランナペーン材質は 13Cr 鋳鋼で、チップキャビテーションによるピッチングを防止するため、外周付近には耐腐食性のすぐれた材料が肉盛されている。

蔭平発電所の落差は世界の実績より 20 m 高く、回転数も高く選定されている。ポンプ水車であるから翼長も長いので、ランナペーン強度は設計上特に重要と考えられ、応力、材力の両面より可能な限りの調査を行ない、応力集中の少ないランナペーン付根形状を採用した。

(1) ランナペーン付根部応力測定

(a) 1/2 寸法模型ランナペーンによる応力集中測定

図 12 に示すように r_a , r_b , r_c , r_s の組合せ 10 種類の平面翼の実機 1/2 寸法模型ランナペーンを製作し、静荷重を作用させて、ストレインゲージにて、付根部の応力集中を測定した。応力集中の少ない曲率の組合せからなる付根形状を決定し、実機に採用した。

(b) 実機ランナペーン応力集中測定

実機ブレード仕上完成後、上記とほぼ同じ条件にて、静荷重を作用させ、ストレインゲージにて付根部の応力集中を実測し、応力集中係数を確認した。

(2) ランナペーン疲労強度測定

(a) 1/10 寸法模型ランナペーン疲労試験

実機とほぼ相似な 13Cr 鋳鋼製実機の 1/10 寸法模型ランナペーン 15 個を製作し、5 個ずつ 3 種類の異なる付根形状に仕上げ、水中片振疲労試験を行ない、ランナペーン付根部応力集中および形状と水中疲労強度の低下の関係を調査した。図 13 は 1/10 寸法模型ランナペーン水中疲労試験後の破壊状況を示したものである。

(b) 実機ランナペーンの疲労強度測定

実機ランナペーンシステム中心よりコアドリルにて、試験片を採取し、水中疲労強度を測定し、実機材料の水中疲労強度を確認した。

(c) 実揚程試験による疲労強度の確認

実揚程試験はランナペーン付近の水圧脈動も実機運転状態に

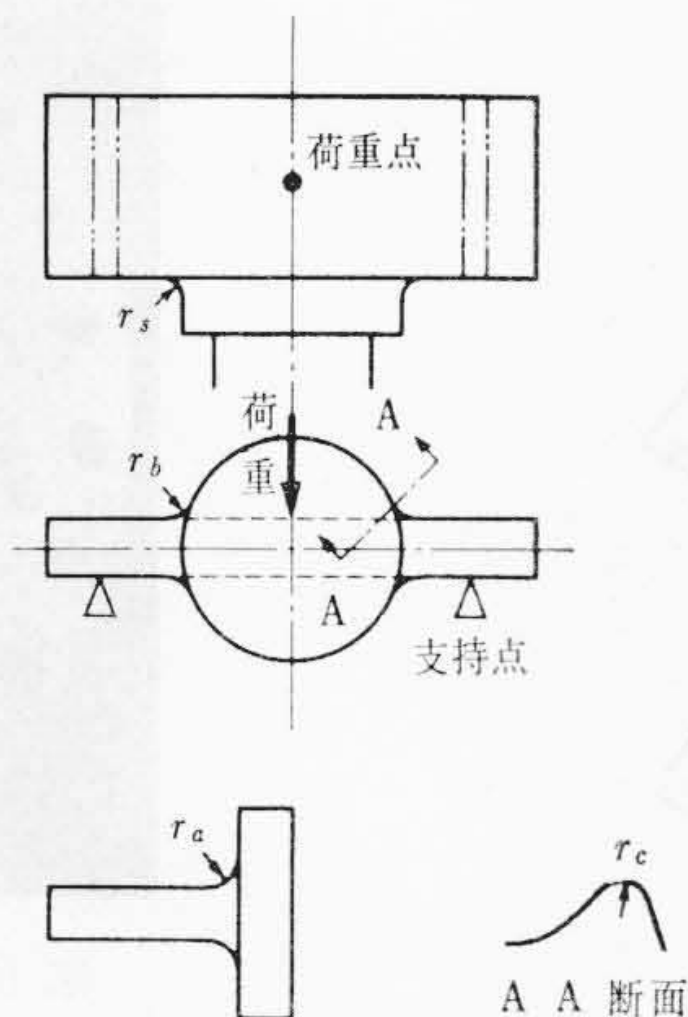
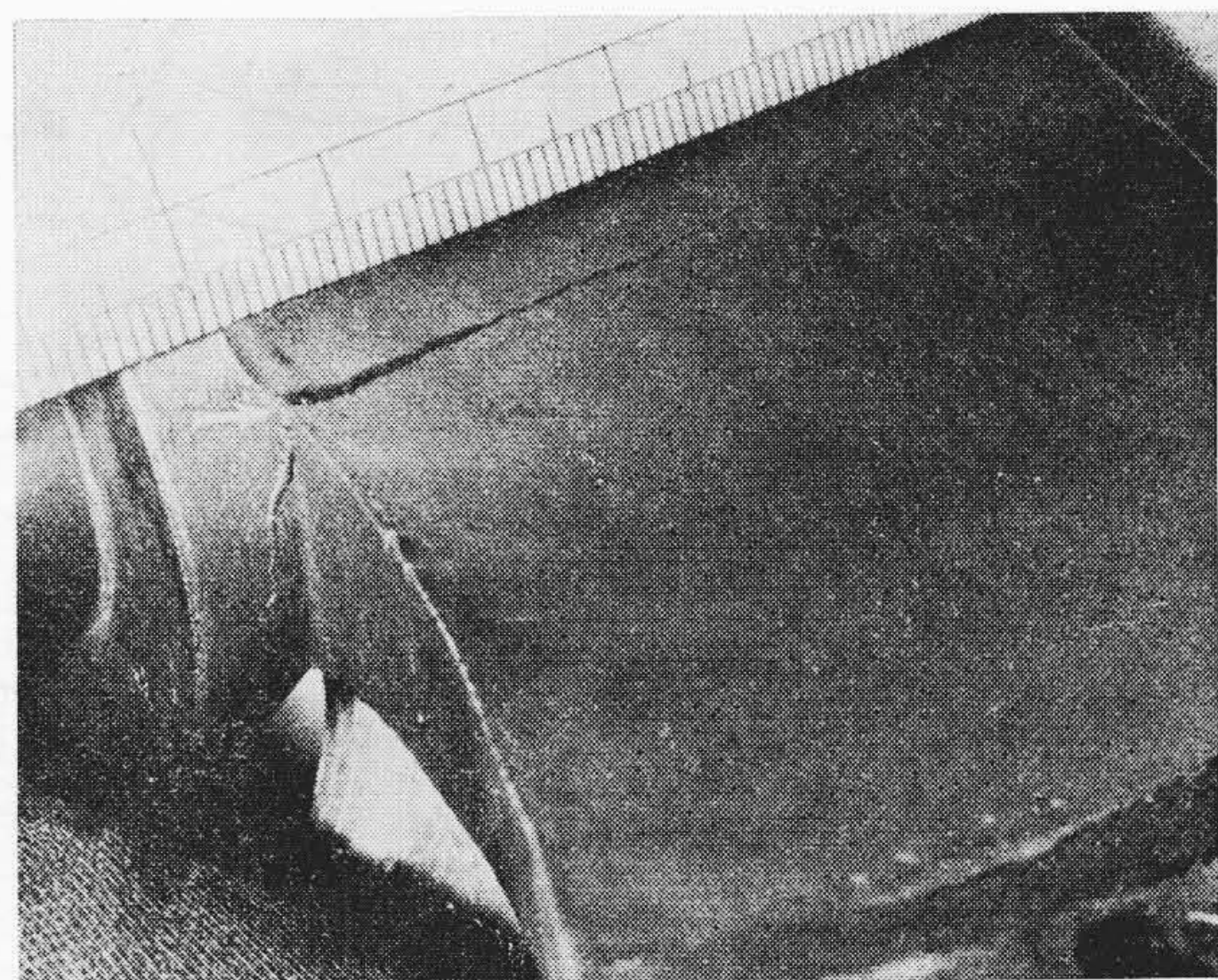


図 12 1/2 寸法模型ランナペーン付根部応力測定例



(図 14 の拡大)

図 13 1/10 寸法模型ランナペーンの水中疲労試験による破壊例

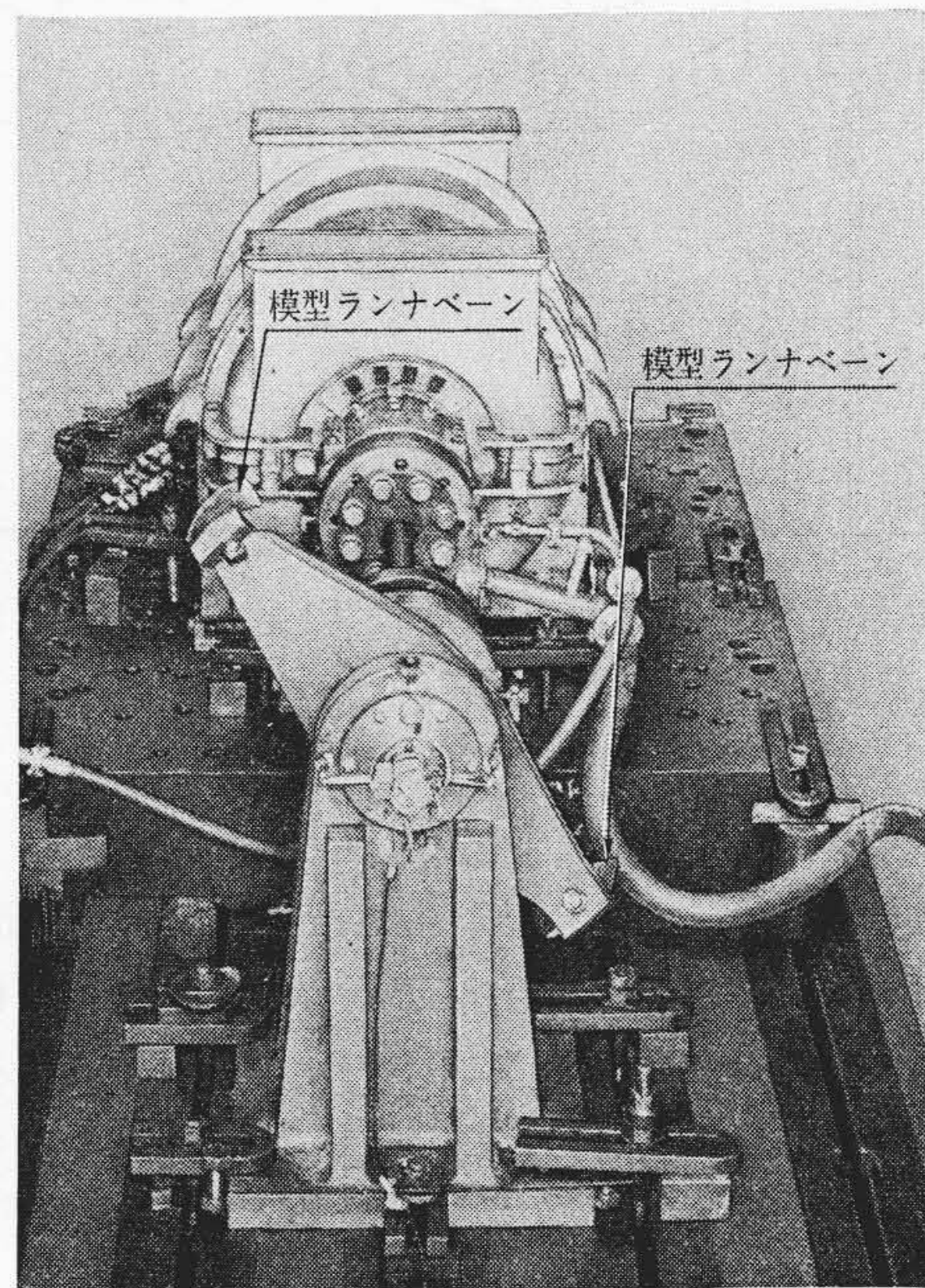


図 14 1/10 寸法模型ランナペーン回転破壊試験

近いものと考えられ、ランナペーンに作用する応力もほぼ等しくなると考えられる。モデルランナペーンの付根形状を実機と相似にし、実機の材質 13Cr 鋳鋼とほぼ等しい疲労強度を有するマンガン黄銅鋳物で製作して、実揚程試験を行なった。約 30 時間の実揚程試験結果、模型ランナペーンには異常なく、疲労強度に対して安全であることが確認された。

(3) 回転破壊試験

無拘束速度時の強度を確認するため、ほぼ相似な 13Cr 鋳鋼製実機 1/10 寸法模型ランナペーン 2 個を製作し、図 14 に示すように、回転半径 1.2 m に模型ランナペーンを取り付け、回転数 3,500 rpm で回転破壊試験を行なった。応力集中を考慮しない計算応力 $\approx 6,600 \text{ kg/cm}^2$ ($N=3,500 \text{ rpm}$ において) にて、破壊しないことが判明した。無拘束速度時のように、荷重が静的に作用する場合の破壊は応力集中によらないことが確認された。

(4) 模型ポンプ水車による運転中のランナペーン応力測定

模型ポンプ水車のランナペーンにプラスチックストレインゲージをはって、スリップリングを介してリード線を取り出し、水車運転中の応力および応力振幅を測定し、前述のランナペーン付根部応力集中、疲労強度などの関係を総合的に検討した。

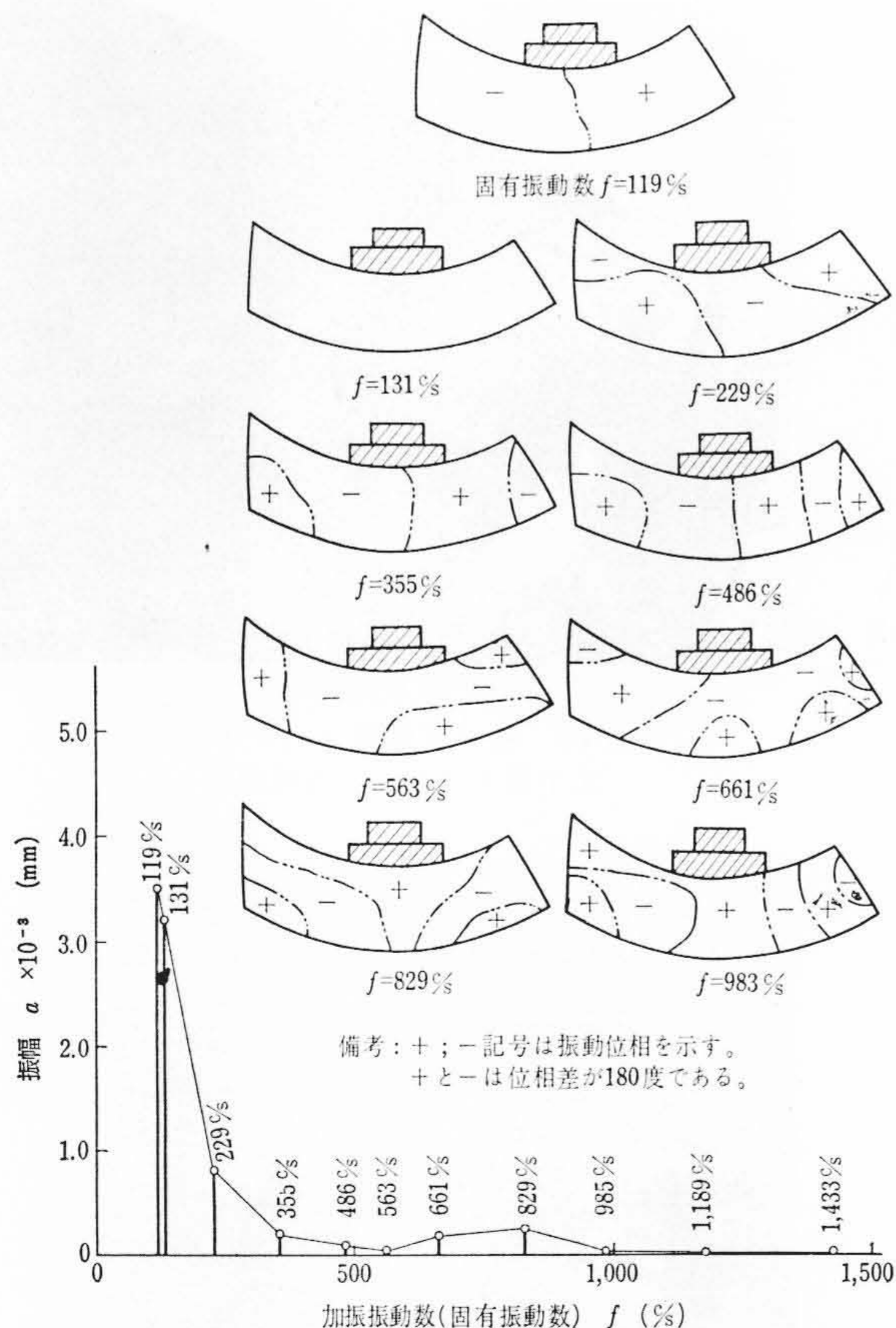


図15 実機ランナブレード固有振動数および振動モード

(5) ブレード固有振動数測定

ある条件が満たされると、流体中に置かれた物体の後流に、カルマン渦が生じ、カルマン渦の起振振動数と、物体の固有振動数が一致すると、物体は共振を起こし、騒音が発生することになる。水車ランナにこの現象が発生している状態をシンギングと呼んでいる。シンギング現象の発生の有無を確認するため、下記検討を行なった。

- $1/10$ モデルランナブレードのステムを固定し、空中および水中で起振して、固有振動数を測定した。
- 実機ランナブレードをランナボスに組み込み、起振して空中の固有振動数を測定した。図15は実機の振動モードおよび振幅を示したものである。
- ランナブレードの水中固有振動数は第2次振動数で約70～90 Hzと推定される。3次以下の固有振動数は起振した時の振幅が小さいので、考慮する必要はないと考える。
- ランナブレード出口部のカルマン渦振動数を算出して、共振しないことを確認した。

5.2 回転式ランナ操作機構

回転式ランナ操作機構は、上下動式ランナ操作機構に比べ、ボス内の機構が単純化されるため、ボス一体鋳造が可能となり、小形化することができるとともに、主軸受の位置もランナ中心により近づけられるので、安定した運転ができる。このため回転式ランナ操作機構を採用した。

5.2.1 回転式サーボモータ

(1) 模型回転式サーボモータ試験

回転式サーボモータは、金属接触しゅう動部が多いので、耐かじり性および耐摩耗性の良好な材質組合せが重要な問題となった。このため試験片による金属材料しゅう動摩耗試験を実施し、さらにその結果によって決定された各材質にて、模型回転サーボ

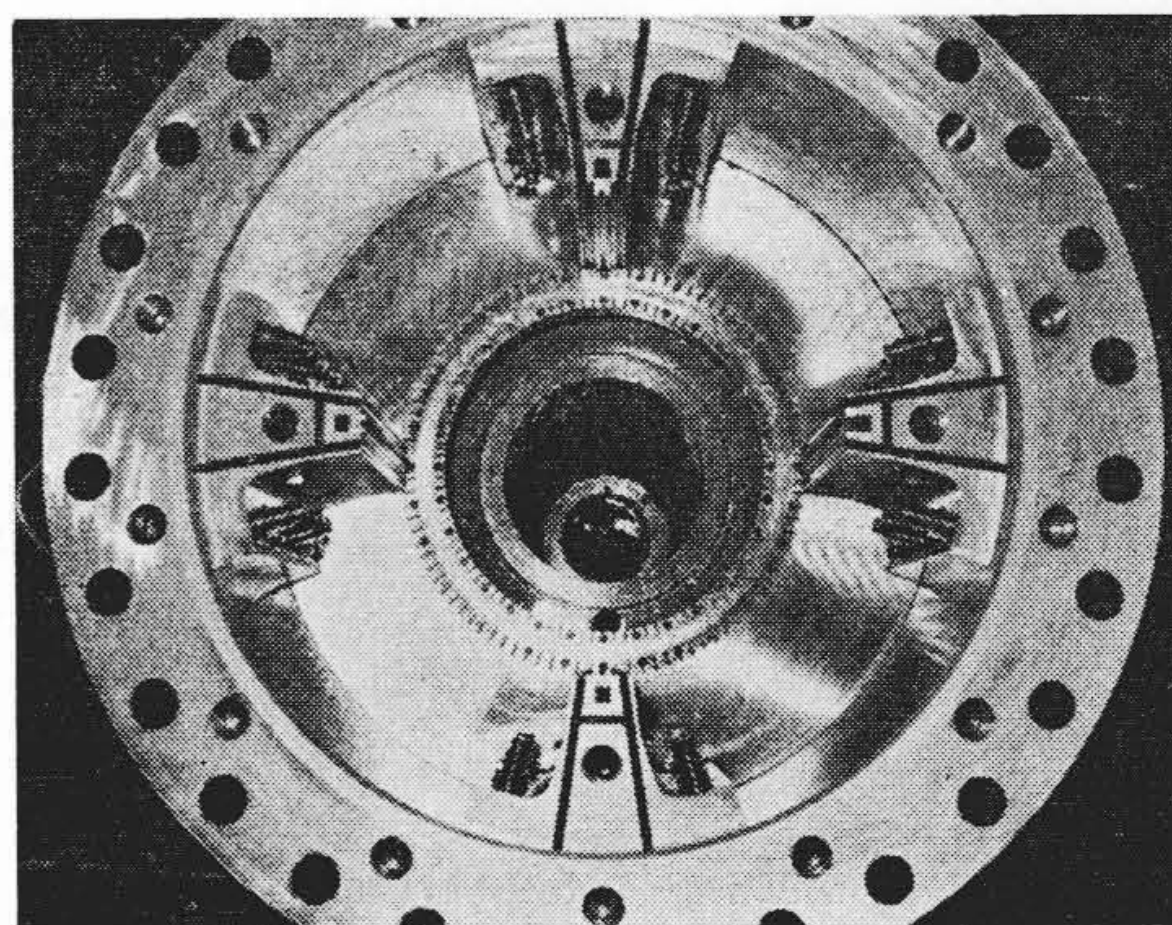


図16(1) 模型回転サーボモータシリンダ

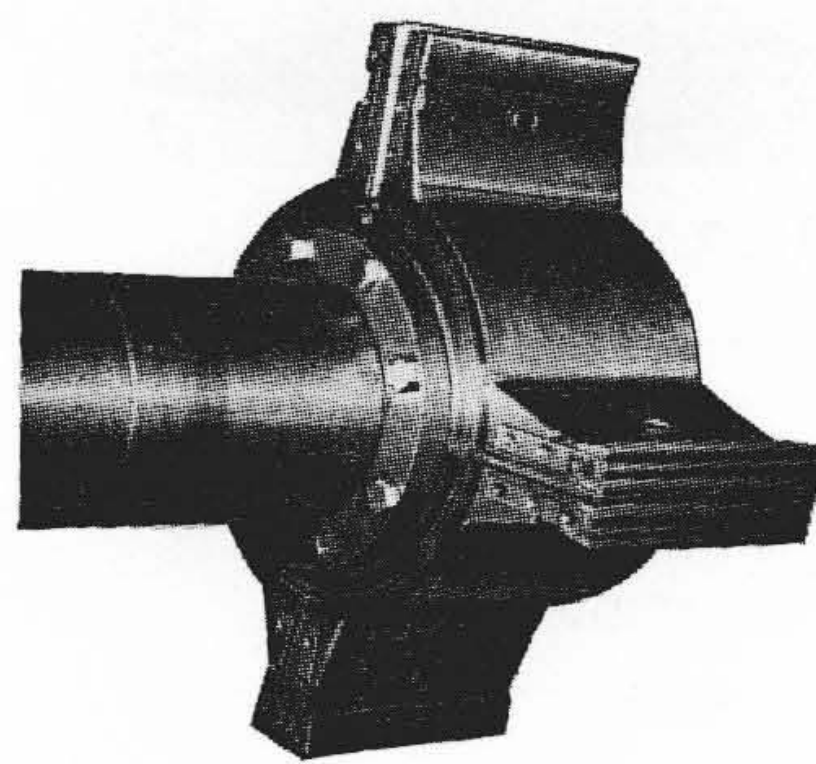


図16(2) 模型回転式サーボモータピストン

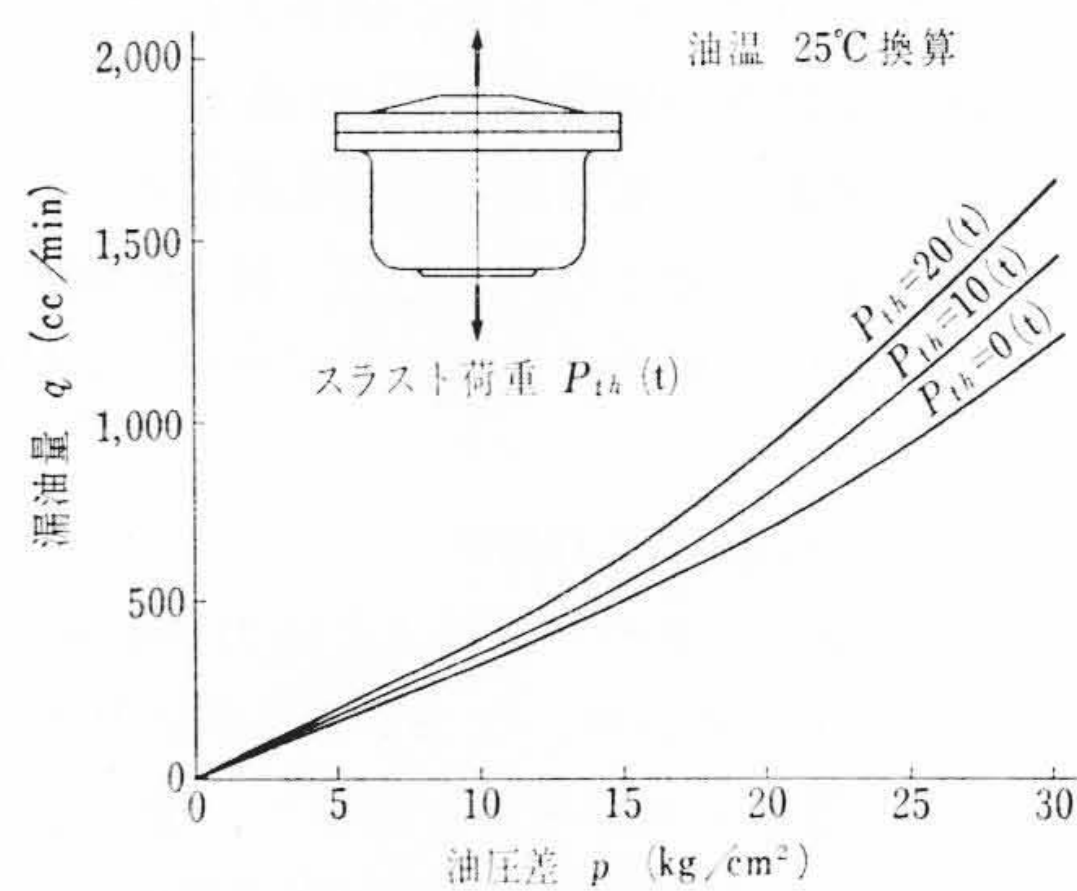


図17 模型回転式サーボモータ漏油特性

モータを製作し、実機と相似条件下における諸特性の確認試験を実施した(図16(1), (2))。

(i) 漏油試験

回転式サーボモータは上下動式サーボモータに比べ、直線シール部が大部分であり、シール部長さも約2倍となるので、漏油特性のすぐれた耐久性の良いシール構造を得ることに主眼をおき試験を実施した。その結果、金属パッキング機構を採用することにした。最終構造の漏油特性を図17に示す。

(ii) 耐久試験

実機相似荷重条件下における耐久性能確認試験を実施し、材質および構造的に数多くの改良を加えた。

(2) リターンカム試験

回転サーボモータの回転変位を上下動変位に変換するリターン用円筒カム部実物大模型を製作し、最適カム角度の選定および耐久試験を実施した。カム角度35、45、55度の3角度につき実機相当荷重状態における摩擦操作トルクを実測した結果、どの角度においても、実機出力トルクの0.1%以下であった。リターン変位量および摩耗の点よりカム角度45度を採用し、実機相当荷重

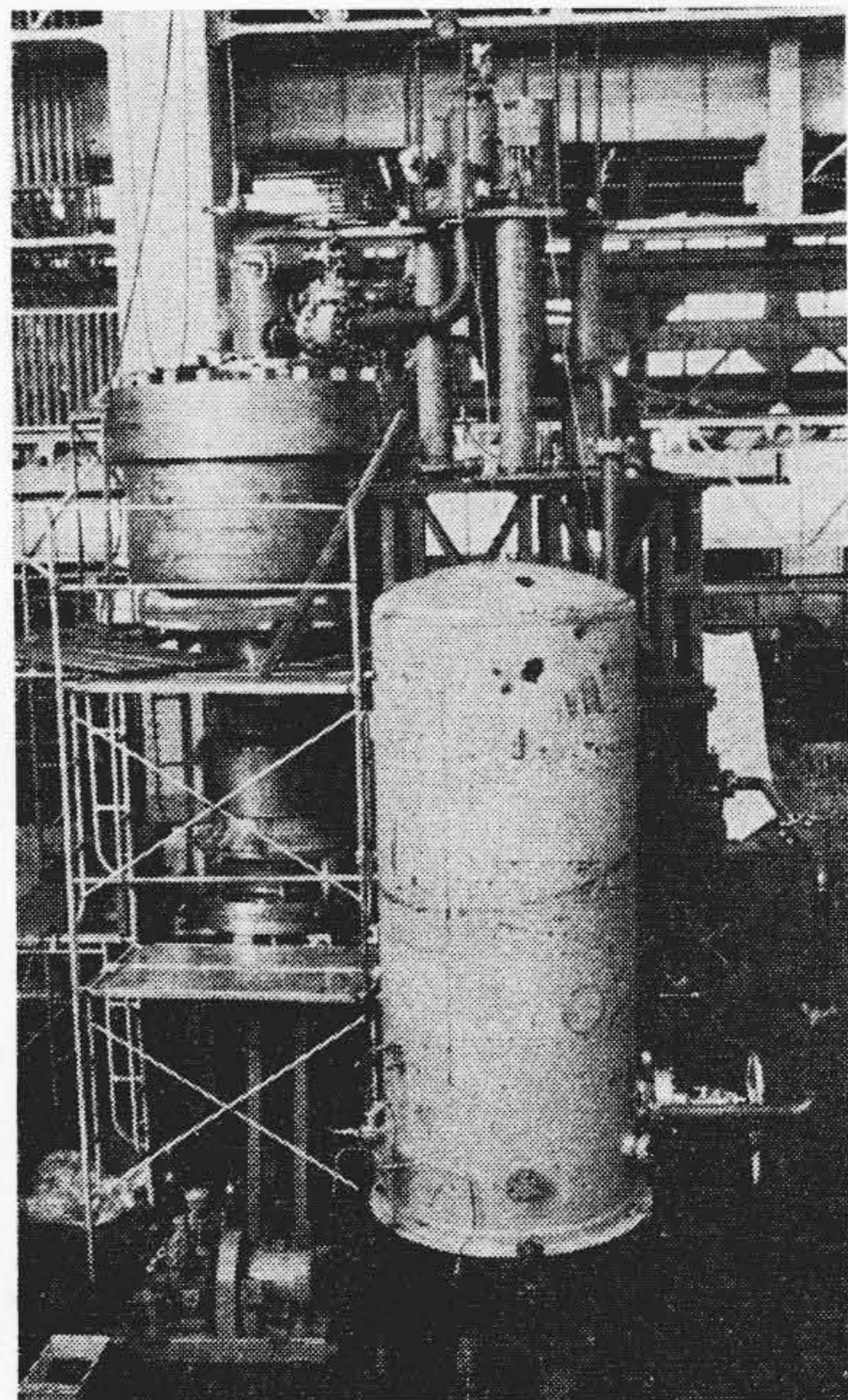


図 18 実機回転式サーボモータ耐久試験

状態にて 10^4 回くり返し操作耐久試験を実施したが、摩耗および構造的に問題なく、じゅうぶん耐久性のあることが確認された。

(3) 実機回転式サーボモータ工場試験

前記(1)(2)の試験結果をもとに、実機回転式サーボモータを設計製作した。実機の諸特性を確認するため、漏油特性試験およびサーボモータ単独連続操作耐久試験を実施した(図 18 参照)。さらに、ランナ直結状態にて連続操作耐久試験を実施し、しゅう動部の安全性を確認した。

5.2.2 ランナ操作機構

従来他社にて採用している、スライダブロックをクロスヘッドに固定する方式に対し、ランナペーンレバーに固定する方式を開発し採用した(特許第 844277 号)。この方式により、ボス内のスペースが広くなり組立が容易となり、さらに強度的に安全性を高めることができた。

5.3 主 軸 受

立軸可逆ポンプ水車用主軸受は、機能上潤滑圧力が大きく、軸受損失が小さく、しかも正逆両回転においてこれら軸受性能に差異の生じないことが必要である。この目的のため開発された MAC 形円筒軸受を採用した。これにより従来の円筒軸受に比べ、負荷容量は 10 倍以上に増大し、正逆両回転に対し差異のない安定した軸受調心特性を有している。また、軸受摩擦損失も約 50% に減少し、実際の軸受温度上昇は、約 40% 低下するという良好なる特性を示している。

5.4 ランナ外周保護装置およびランナ外周間げき測定装置

ディスチャージリングにはランナ外周保護装置が設けられており、ランナペーン外周間げきがある値以下に減少すると閉回路して、配電盤の継電器が動作して、水車が停止するようになっている。ディスチャージリングにはこのほかに、日立製作所日立研究所で開

発したランナ外周間げき測定装置が設けられており、運転中に直接ランナペーン外周間げきが測定され、常時その値が表示されるようになっている。

6. 運 転 方 式

水車運転方式は従来のカプラン水車や斜流水車とほぼ同じ方式である。ポンプ運転方式も、すでにじゅうぶん運転実績をもつ穴内川発電所とほぼ同じ方式が採用されているので、新たに方式のみについて述べる。

6.1 ポンプ起動方式

前述の事情により、水面押下げてポンプ起動する方式が採用されることになった。また入口弁を開いたままで、ガイドペーンを徐々に開いて、揚水するガイドペーン揚水方式が採用されている。

概略のポンプ起動順序は次のようである。

- (1) 側弁・入口弁を全開したままで、ランナペーンを全閉する。
- (2) 上カバーより圧縮空気を送入して、ランナ部の水を押し下げる。
- (3) 発電電動機のスラスト軸受に高圧油を送入する。
- (4) ポンプ水車を半電圧で、空中起動する。
- (5) 正規回転数近くまで回転が上昇したとき、スリップおよび位相を検出して、界磁遮断器および交流遮断器を投入して全電圧並列する。
- (6) 並列後排気弁を開いてランナ部の空気を排出し、ランナ部充水し、圧力が確立したことを検出して、ガイドペーンを開き始める。
- (7) ランナペーンおよびガイドペーンをポンプ運転時オンカム関係に保ちながら、揚水量の設定値にするまでランナペーンおよびガイドペーンを開いていく。

7. 結 言

蔭平発電所用 47,700 kW 斜流ポンプ水車は昭和 43 年 5 月 21 日現地試験および官庁試験を優秀な成績で終了し、営業運転にはいっている。

現地試験結果、水車運転状態はきわめて静粛である。ポンプ運転については、水車専用機程度に高い回転数を採用し、水車最大水量 $60 \text{ m}^3/\text{s}$ に対し、最大揚水量を $40 \text{ m}^3/\text{s}$ に制限して、吸出し高さ -9.5 m と浅く選定するなどきわめてきびしい条件にもかかわらず、異常水圧脈動も発生せず、正常な運転状態であることが確認された。

斜流ポンプ水車は本発電所のように、発電を主とし、揚水を従とする揚水発電所の水力主機として好適であることが裏付けられた。

終わりに本発電所機器の設計・製作に当たり、貴重な指針を与えてくださった四国電力株式会社各位に厚くお礼を申しあげる次第である。

参 考 文 献

- (1) 井上ほか 3 名：日立評論 46, 1881 (昭 9-11)
- (2) 田中ほか 2 名：電力 50, 14 (昭 41-12)
- (3) 深栖ほか 1 名：日立評論 49, 661 (昭 42-6)