

東京電力株式会社水殿発電所納

64,000 kW ポンプ水車の製作ならびに運転結果

Manufacture and Operation of 64,000 kW Pump-turbine for
Midono Power Station, Tokyo Electric Power Co.池田 茂夫*
Shigeo Ikeda高瀬 光雄**
Mitsuo Takase岡田 昌康**
Masayasu Okada

要 旨

梓川電源開発の一環として建設された水殿発電所納 64,000 kW ポンプ水車は、昭和 44 年 10 月運転開始となり、現在、営業運転中である。本ポンプ水車の開発研究ならびに現地運転結果につき記述する。おもな内容は下記のとおりである。

- (1) 発電所およびポンプ水車の概要
- (2) ポンプ水車の性能開発とその改善に関する研究
- (3) ランナの設計およびステンレス・コーティング、ガイドベーン封水装置、負荷しゃ断特性の検討など、設計・製作について
- (4) 水車およびポンプ運転結果、ならびに水スラスト測定、コンデンサ運転などの特殊試験結果

1. 緒 言

東京電力株式会社水殿発電所用 64,000 kW ポンプ水車は、昭和 40 年 5 月に東京電力株式会社と日立製作所の間で、共同研究が発足して以来、模型試験によるポンプ水車性能の開発、実機の設計・製作を経て昭和 44 年 10 月 2 号機（1 台目）の運転開始の運びとなり、現在、好調裡に営業運転中である。引き続き 4 号機（2 台目）も昭和 45 年 6 月に運転が開始され、東京電力管内の大電力需要に対応して、火力・原子力発電と組み合わせたピーク用揚水発電所として、東京方面へ、その電力が送られている。

ここに、本発電所用ポンプ水車の開発研究内容ならびに現地運転結果を合わせて報告する。

2. 発電所およびポンプ水車の概要

水殿発電所は、近年著しく増大した東京電力管内の電力需要に対応して、梓川に開発された三つの発電所の一つである⁽¹⁾。

梓川は、水源を槍ヶ岳に発し、北アルプス連峰の溪(けい)流を集め、上高地を経て梓川溪谷を作り、松本平で犀川となり、さらに信濃川となって日本海に注いでいる。その水量の豊かなことは、早くから電源の宝庫として着目され、8 地点で約 100,000 kW の電力が開発されてきた。しかしながら、東京電力管内の電力需要の伸びは著しく、このぼう大な需要に対応する、火力・原子力と組み合わせたピーク用水力電源開発の必要性が高まるに至り、梓川の近代化再開発として、揚水式を取り入れた 3 段階の発電計画が進められた。3 発電所の総出力 900,000 kW の発生電力は、遠く 200 km を隔てた東京方面へ送電される。また、これら 3 発電所は既設の発電所とともに、梓川自動制御所において一括集中制御される。

水殿発電所の上池には、高さ 95 m のドーム形アーチダムによって有効容量 4,000,000 m³ の水が湛水される。下池は高さ 60 m の同じくアーチ形ダムにせきとめられ、有効貯水量 6,100,000 m³ である。発電所の中にはポンプ水車 2 台に隣り合って水車専用機 2 台が付設されている。これら 4 機による年間発生電力量は、自流分 181,000 MWh、揚水分 127,000 MWh、合計 308,000 MWh に達する。水圧鉄管はダム内に埋設され、内径 5.4~4 m、長さ約 47 m である。

* 東京電力株式会社

** 日立製作所日立工場

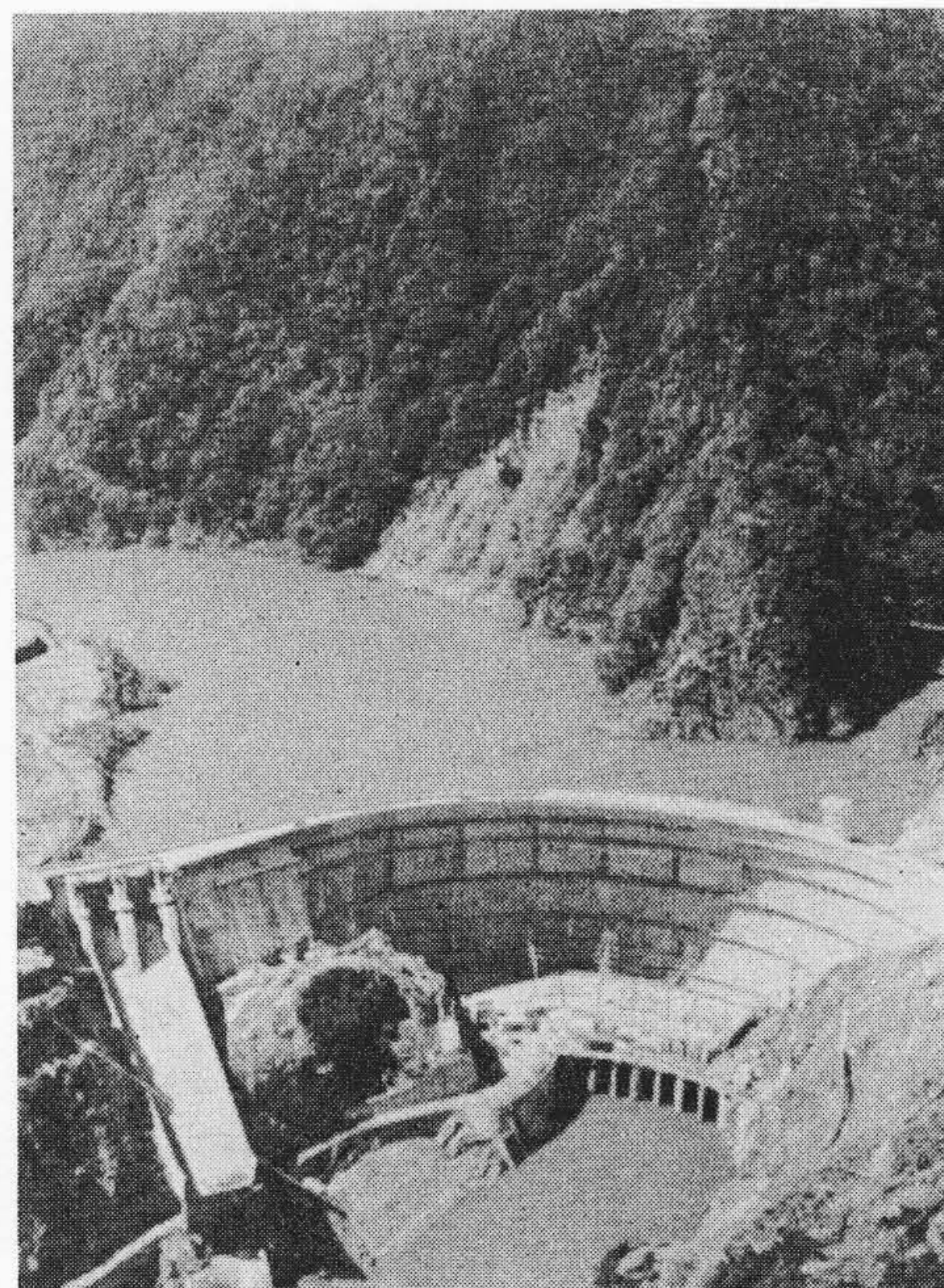


図 1 水殿発電所ダム全景

ポンプ水車の仕様は次のとおりである。

形 式	立軸フランシス形ポンプ水車
台 数	2 台
最 大 出 力	64,000 kW
有 効 落 差	最高 80 m, 最低 57.5 m
最 大 流 量	90 m ³ /s
全 揚 程	最高 81 m, 最低 59.8 m
回 転 速 度	150 rpm, 水車比速度 159 rpm-m-kW
設備吸込高 H _s	-8 m (ポンプ水車中心において)
直結発電電動機形式	立軸かさ形同期発電電動機
容 量	65,000 kVA/63,000 kW
電 圧	11 kV/10 kV

ポンプ水車は図 4 に示すように、現在、日本国内で運転されているフランシスポンプ水車の中では比速度の最も高いポンプ水車であ

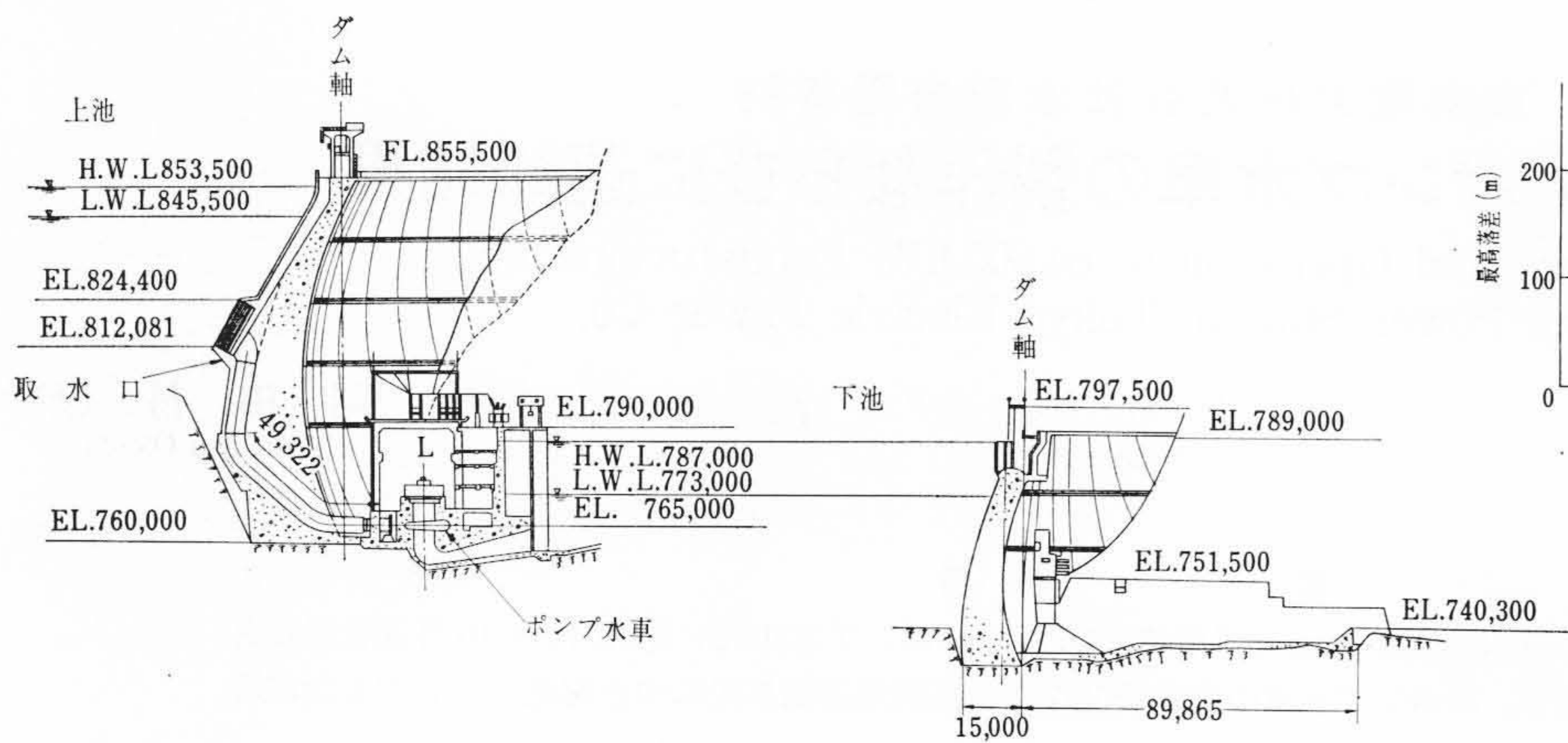


図2 水殿ダム標準断面図

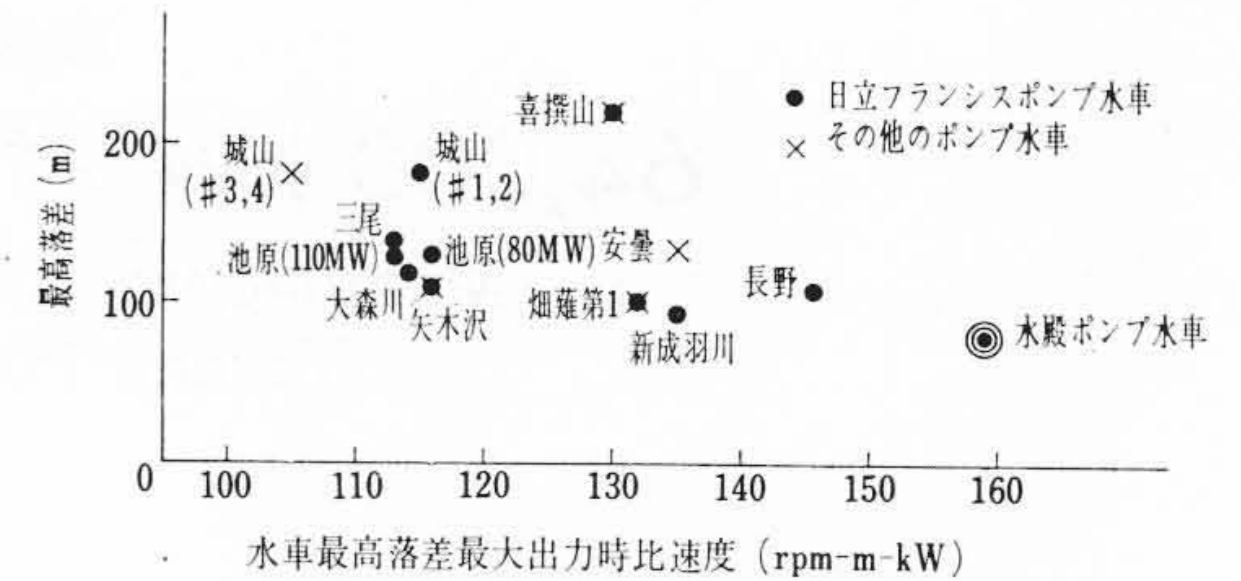


図4 日本国内のフランシス形ポンプ水車の比速度

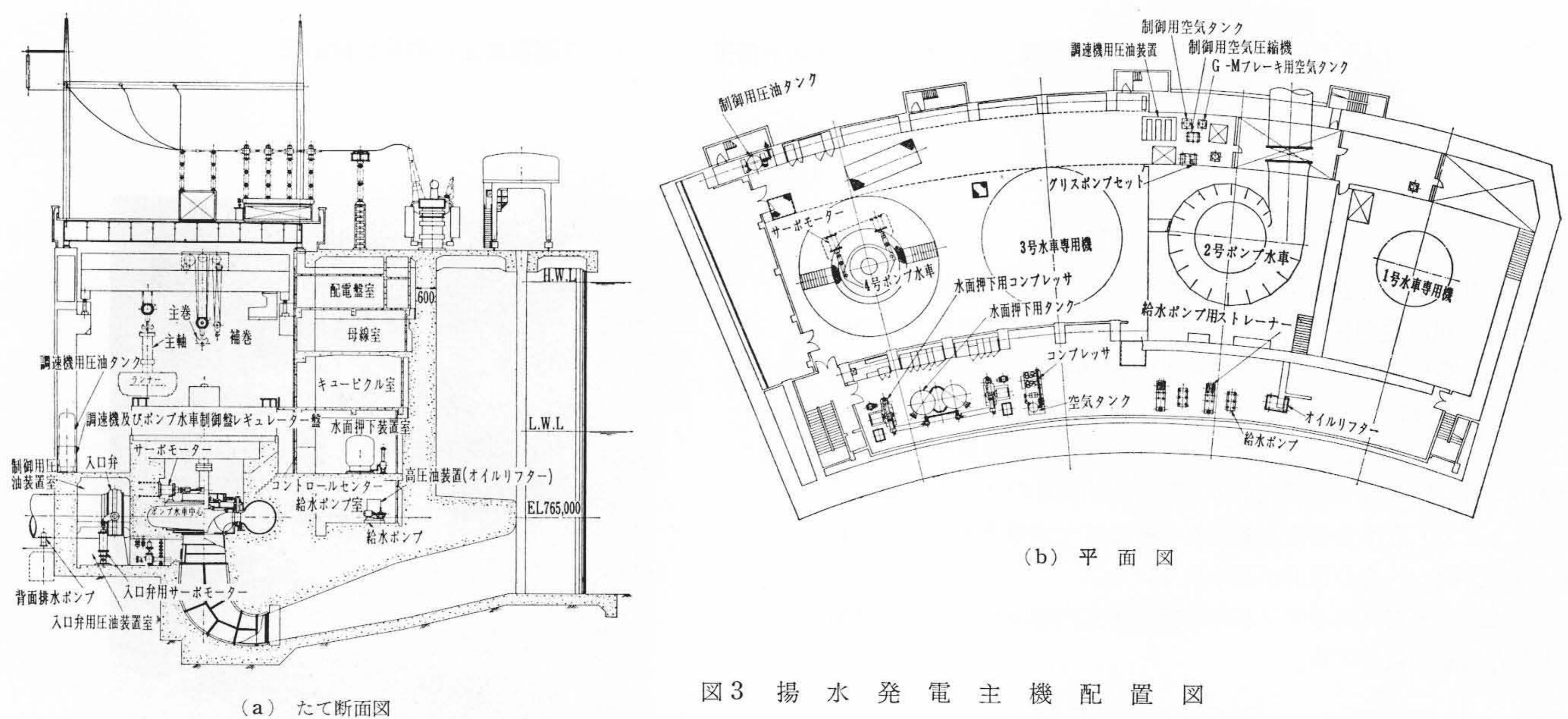


図3 揚水発電主機配置図

る。ポンプ水車ランナ材質は、普通鋳鋼で、キャビテーションの壊食を受けやすい部分は、オーステナイト系ステンレスの圧延板と溶接デポジットでおおわれている。ポンプ始動時には、ランナ回りの水面を圧縮空気によって押し下げた状態で、付設された水車発電機により、同期始動によって回転上昇が行なわれている。

3. ポンプ水車の性能開発とその改善

3.1 効率および流量特性

昭和40年に水殿ポンプ水車ならびに発電電動機に関し、最適揚水発電機器選定を目的とした共同研究会が発足した。その最も主要な項目の一つは、模型試験によるキャビテーション性能および効率・流量特性の開発と改善であった。

3.1.1 回転速度

ポンプ水車の回転速度については、できる限り高速機として経済化を図るため、水殿発電所が低落差揚水発電所であることも考慮して日本国内では最高比速度(約160 rpm-m-kW)のポンプ水車が選定され、定格回転速度150 rpmと決定した。

3.1.2 荷重平均効率

水殿発電所に対する東京電力計画⁽¹⁾によると、平均5.21時間のピーク発電によって、1日に水車1台が使用する発電水量は、468.9 m³/h/s、1日にポンプ1台が揚水する揚水流量は、576.4

m³/h/sである。一方、静落差の全変動範囲を、71.5 m、69.5 m および 67.5 m を中心とした三つのグループに分けると、年間分布荷重 α は、それぞれ38.4%、38.4%、23.2%である。これより、ポンプ水車1台あたりの、1日の発電電力量 W_1 および揚水電力量 W_2 は

$$W_1 = 9.8 \times 468.9 \times \sum_{\substack{71.5 \text{ m} \\ 69.5 \text{ m} \\ 67.5 \text{ m}}} (\alpha H_T \eta_T)$$

$$W_2 = 9.8 \times 576.4 \times \sum_{\substack{71.5 \text{ m} \\ 69.5 \text{ m} \\ 67.5 \text{ m}}} (\alpha H_P \eta_P)$$

ここに、 H_T, H_P : 有効落差および全揚程 (m)

η_T, η_P : 水車およびポンプ効率

となる。また揚水に対する発電の電力価値は約4倍であるので荷重平均電力価値の大きさは、下記数値 K_1 および $1/K_2$ の大きさと表わされる。

$$\begin{cases} K_1 = 4W_1 - W_2 \\ \frac{1}{K_2} = \frac{W_1}{W_2} \end{cases}$$

ポンプ水車の性能改善は、おもにこの K_1 と $1/K_2$ が最大となるように行なわれ、最も経済的な特性が決定された。

3.1.3 模型試験

表1に示すように合計7種の模型試験が行なわれ、効率・流量特性の改善が進められた。No.1, 1Aは、水車に対するポンプ流量の比の小さい系統のものとして設計された。またNo.2はポンプ流量比の大きいもの、No.2A以下3Aまではすべて、水車・ポンプとも流量を大きく設計されたものである。

実機ポンプ水車には、図5および表1に示すように、荷重平均効率が最もすぐれたNo.3A模型が最終模型として採用された。図6はNo.3A模型による実機ポンプ水車換算特性である。

なお、実機ポンプ水車においては、鉄管などの水路条件が図2に示すような形状となっているので、受入れ試験としての実機流量測定は行わず、模型試験をもって性能受入れ試験とされた。

3.2 キャビテーション特性

ポンプ運転時のキャビテーション性能は、一般にポンプ揚水量・効率の低下によって判定されている。しかし実際に、実機ランナのキャビテーション壊食あるいはキャビテーションによる振動は、揚水量・効率が大きく低下していなくても起こるようであり、これは図7にみられるような羽根表面に発生するキャビテーション気泡(ほう)によるものといわれている。そのため、ランナのキャビテーション発生ができる限り少なくなるよう、模型キャビテーション試験において観察が行なわれ、羽根先端の形状の改良によってこのキャビテーション特性の改善が行なわれた。図7はキャビテーション

発生スケッチによって、その改善状況を示したものである。このスケッチおよび写真撮影ができるよう、模型ランナのシラウドリングとドラフトパイプは、透明な合成樹脂で特別に準備されている。

3.3 振動特性

実機ポンプ水車が現地で運転される場合の振動、特に水車軽負荷時およびポンプ高揚程時における水圧振動およびそれに起因する軸振れその他の構造振動をできる限り軽減するため、模型試験による振動特性改善にも力が注がれた。

水車軽負荷時の振動改善には、すでに池原⁽⁹⁾、長野⁽¹⁴⁾、矢木沢⁽¹⁴⁾などの各発電所用ポンプ水車においてその研究結果が立証されているランナコーン形状の改良が適用された。また、ポンプ高揚程時の振動はおもに羽根のキャビテーション発生に起因するので、前述のキャビテーション改善の研究においても、このことが考慮された。各模型について振動試験を実施した結果、最も水圧振動の少ない模型が実機に採用された。図8は一例としてNo.3A模型の水車運転時のドラフトチューブの水圧振動実測値を示したものである。この結果は図9に示すように、実機の現地における運転中の水圧振動値とほぼ一致している。したがって、模型による振動試験からの実機予想は、じゅうぶん可能となった。

もし、運転中に振動が発生した場合その振動を軽減する手段として、ランナ下部に圧縮空気を送入する方法は、しばしば用いられる。この際の必要給気量と効果をあらかじめ知っておくため、模型ポンプ水車において、給気試験が行なわれた。図8(b)はその一例を示したものである。

しかしながら、現地において実機ポンプ水車の実際の運転を行なった結果、水車の全負荷から無負荷に至るまで、また、ポンプの最高揚程から最低揚程に至るまで、すべての運転領域において、水圧振動値は、模型試験からの予想どおり、非常に少なく、静粛な運転状態がみられたので、給気の必要はなく、いっさい行なわれていない。

4. ポンプ水車の設計および製作

ポンプ水車本体は、現在運転中の新成羽川、長野、矢木沢各発電所用ポンプ水車と大きく変わるところはなく、ランナは直径約5.2 mの2分割ランナ、ケ

表1 模型試験による性能開発結果

模 型 名	No. 1	No. 2	No. 1 A	No. 2 A	No. 3	No. 2 B	No. 3 A
水 車 出 力 MW	64.1	64.1	62.2	64.0	64.0	63.7	64.0
水 車 効 率	○	○	×	○	△	△	○
水車軽負荷特性	△	○	×	○	△	○	○
ポンプ揚水量 m ³ /s	81.6	82.0	81.6	79.6	80.9	79.2	80.4
ポンプ軸入力 MW	62.1	62.9	62.1	60.3	61.6	60.3	60.9
ポンプ効率	△	△	△	○	○	△	○
荷重平均電力値 K ₁	697.6	691.5	654.2	697.1	693.1	687.1	704.3
1/K ₂	0.6456	0.6402	0.6219	0.6494	0.6481	0.6468	0.6570
(注)							実機採用になった最良モデル

注： ○は良，×は不良，△はその中間

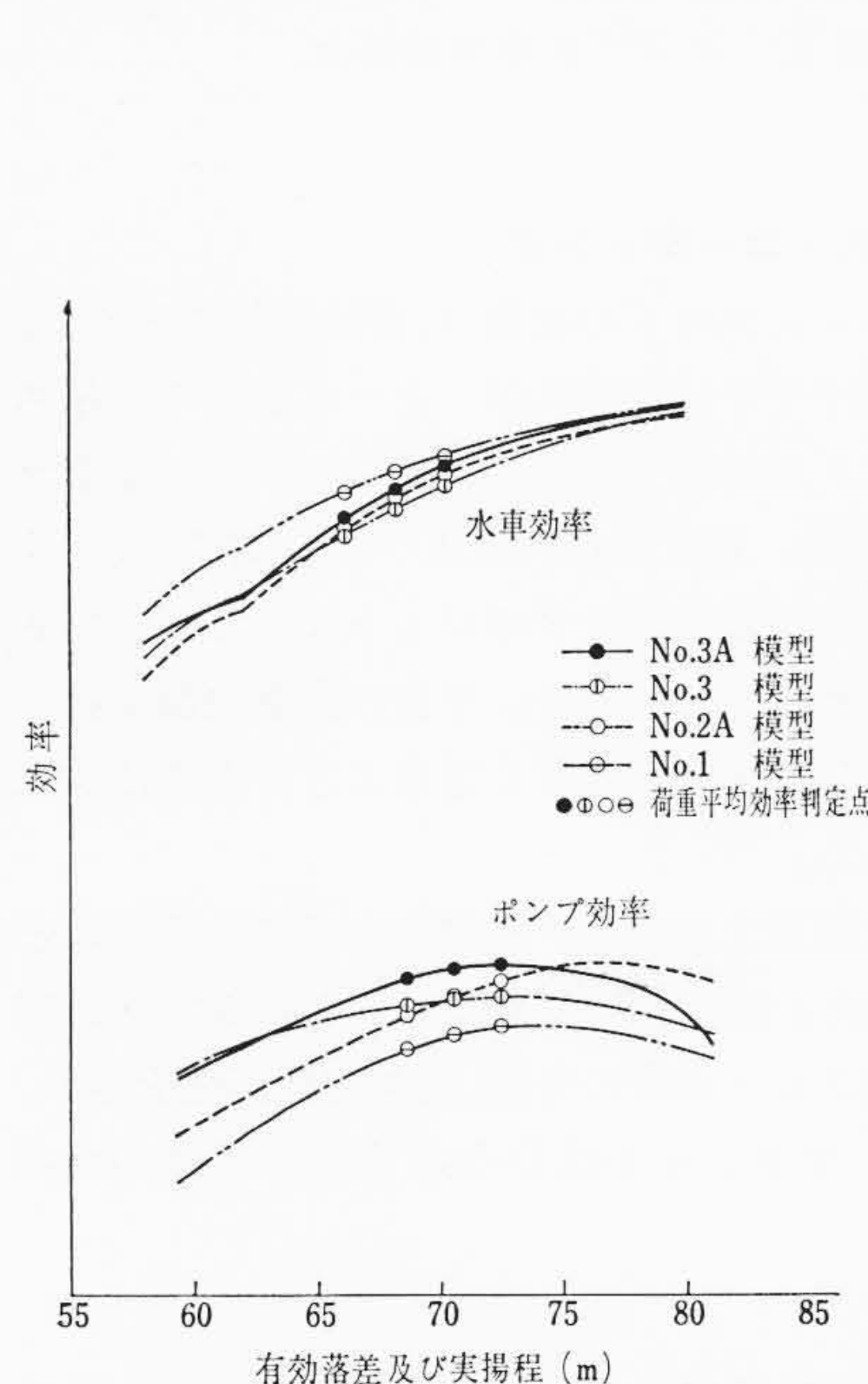


図5 各模型の効率特性比較

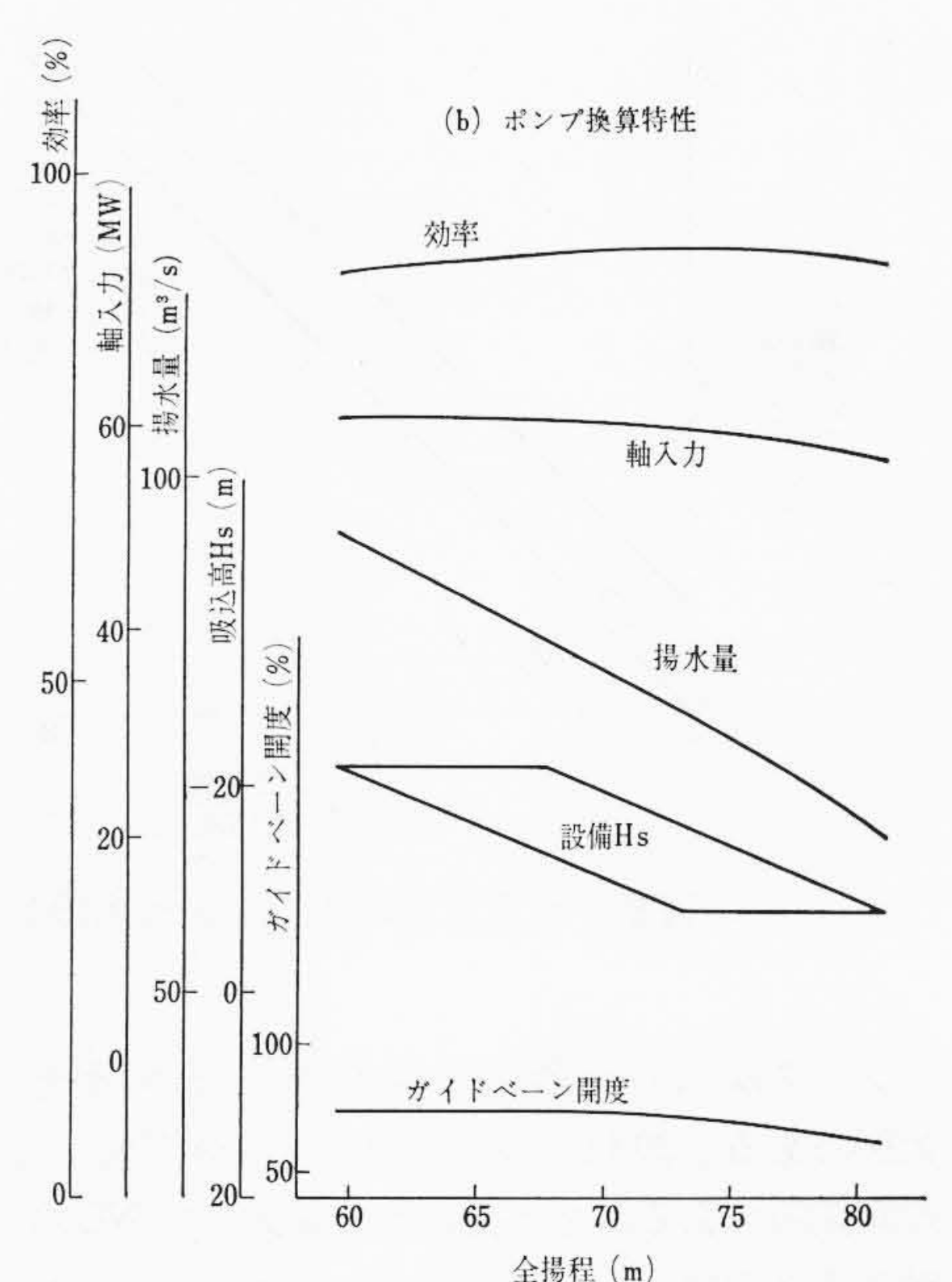
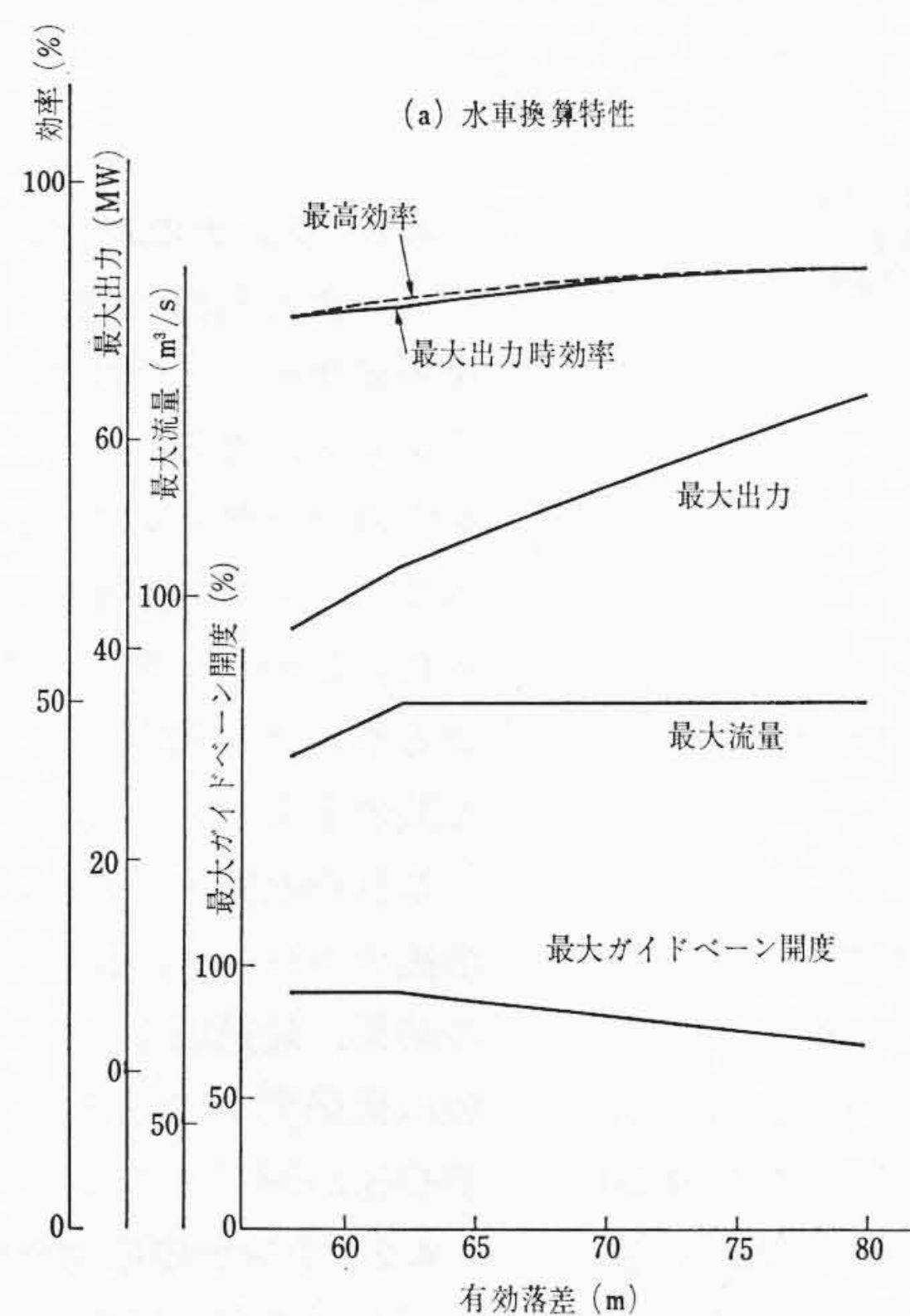


図6 実機ポンプ水車換算特性

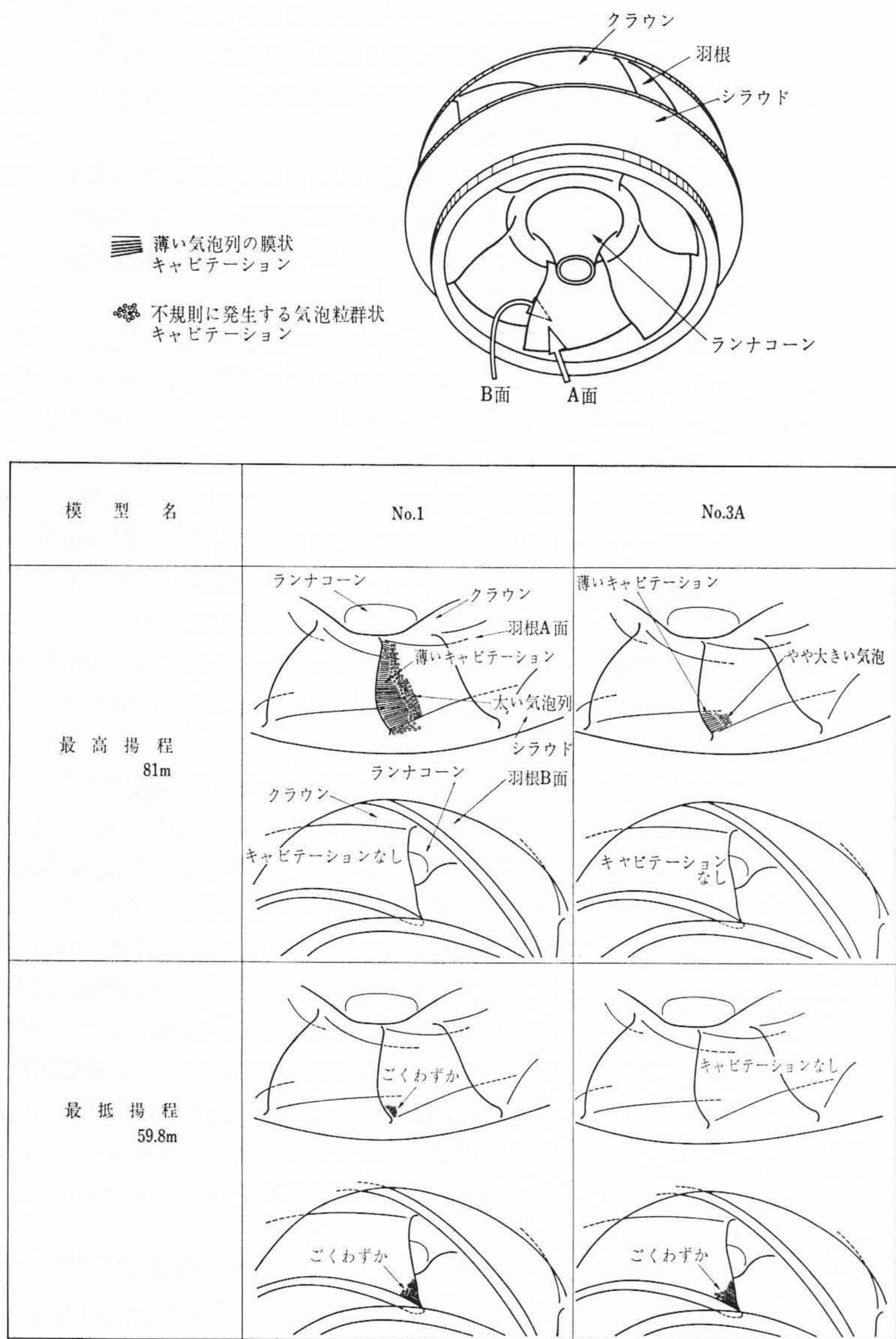


図7 模型ランナのキャビテーション発生状況

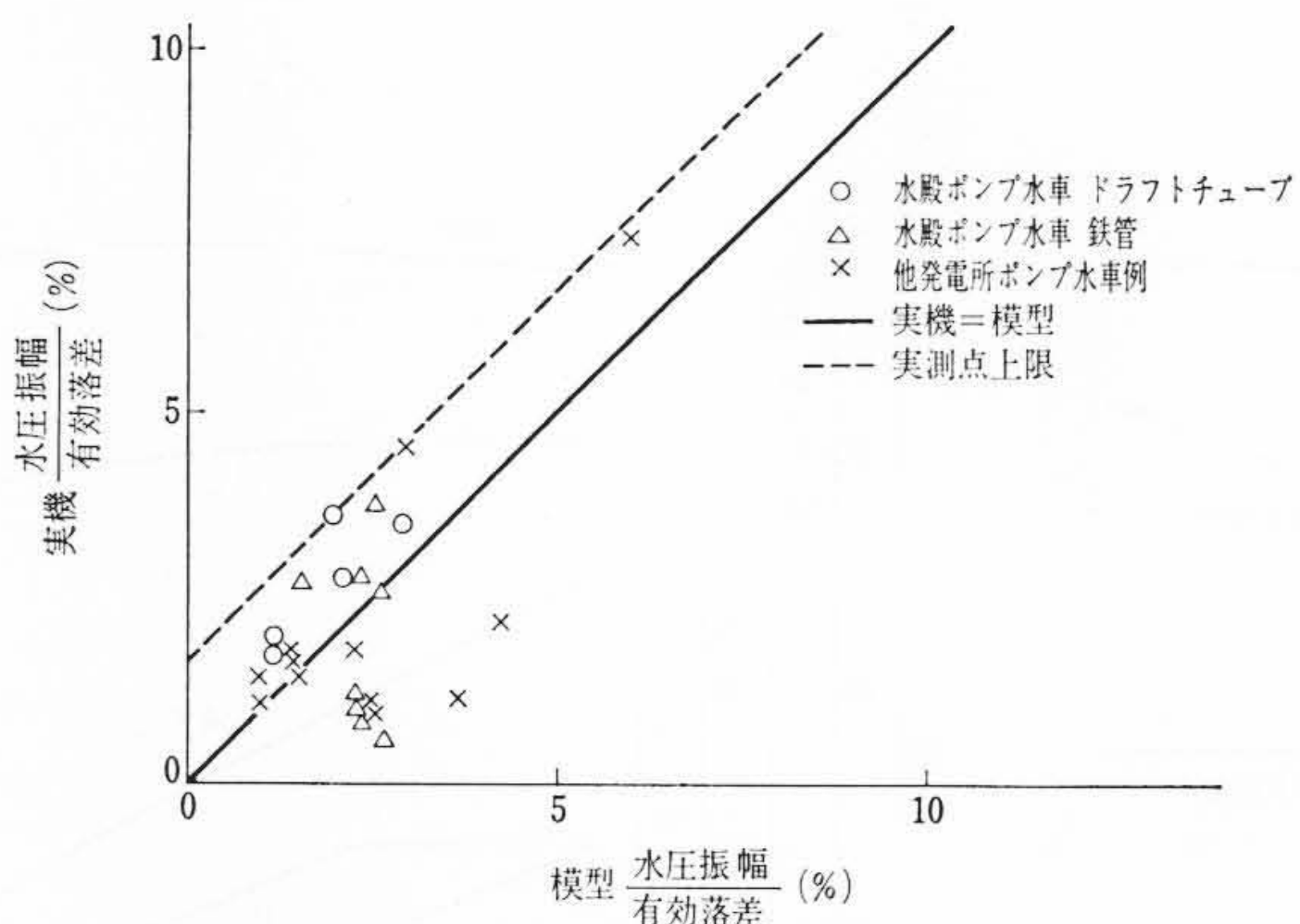
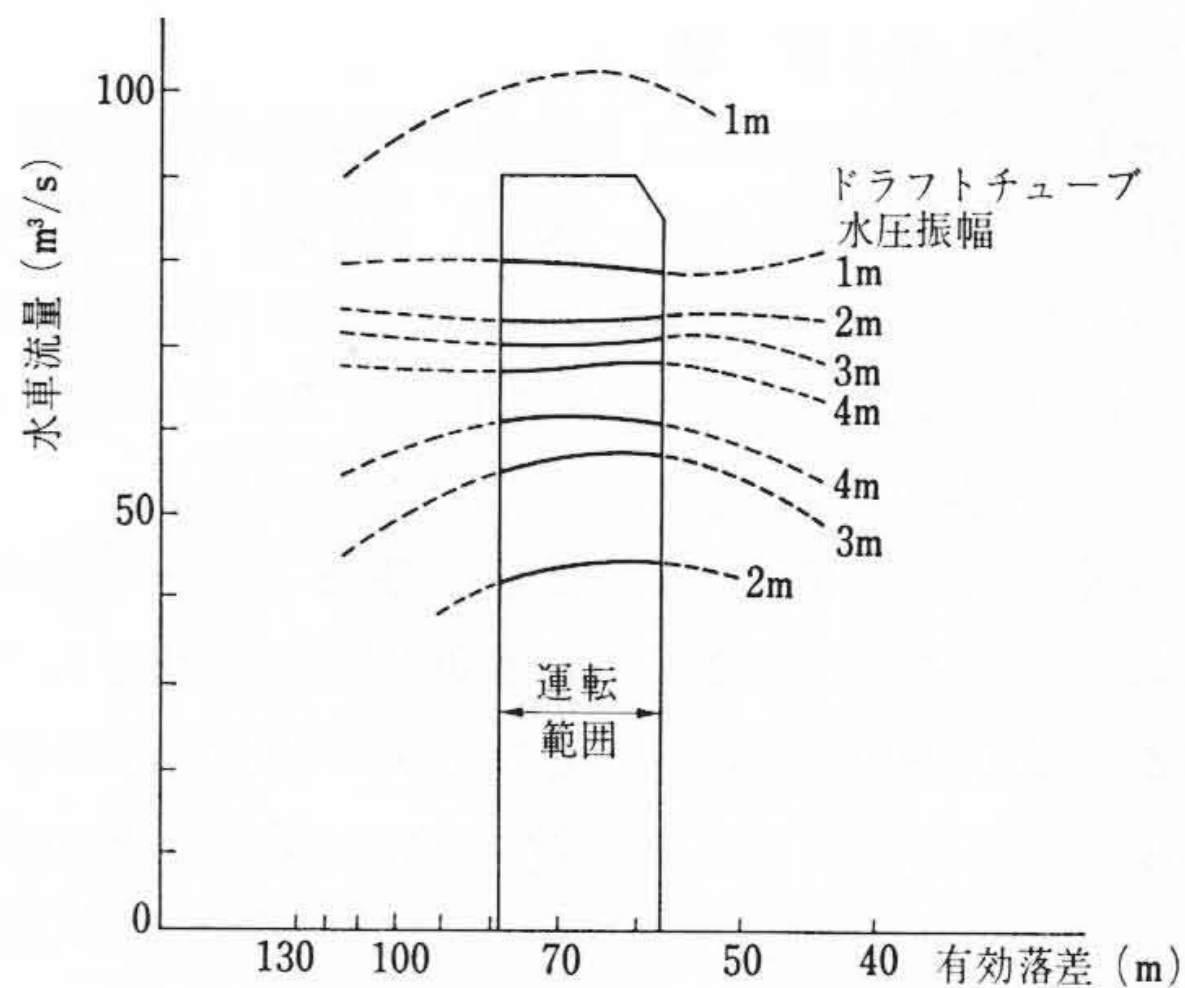
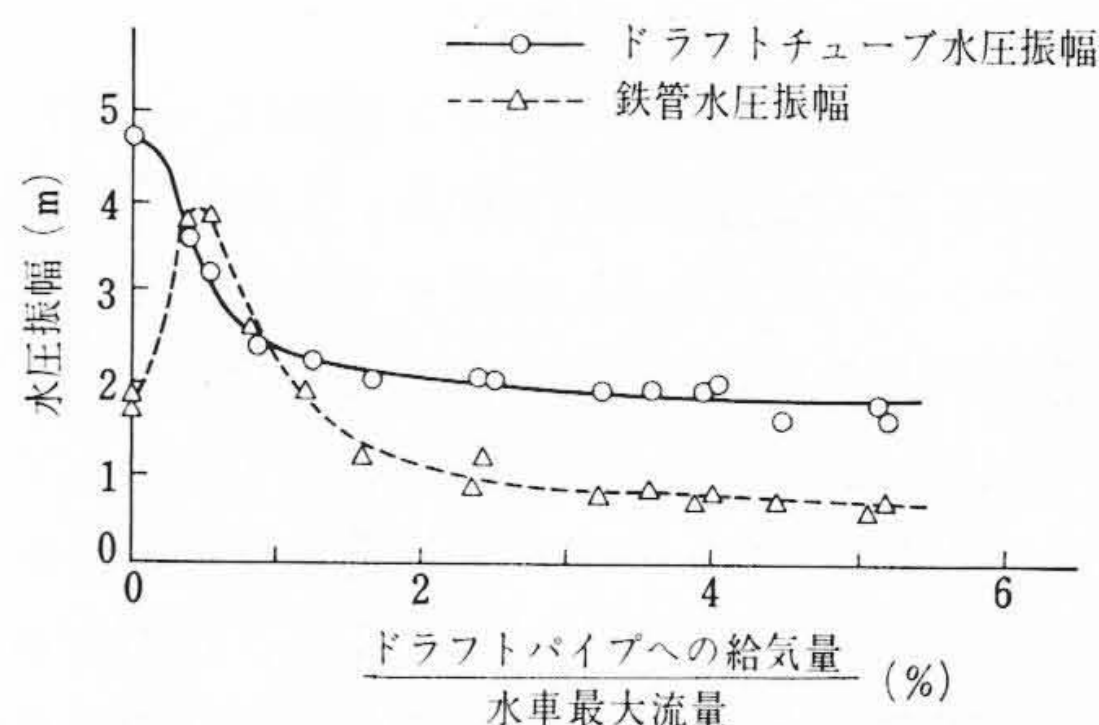


図9 水車運転時水圧振動の実機模型比較

ーシングは入口直径約4mの蝶(ちょう)形弁を有する現地溶接鋼板製である。20枚のガイドベーンは鋳鋼製、主軸は呼び径880mmの鍛鋼製である。主軸受は油自蔵式日立NC形セグメント軸受、主軸封水装置は、シーリングボックスとカーボンパッキンを併用した耐圧形である。おもな特長は次のとおりである。



(a) ドラフトチューブの水圧振動分布



(b) ドラフトパイプからの給気による振動低減実験結果

図8 実機水車運転時における予想水圧振動

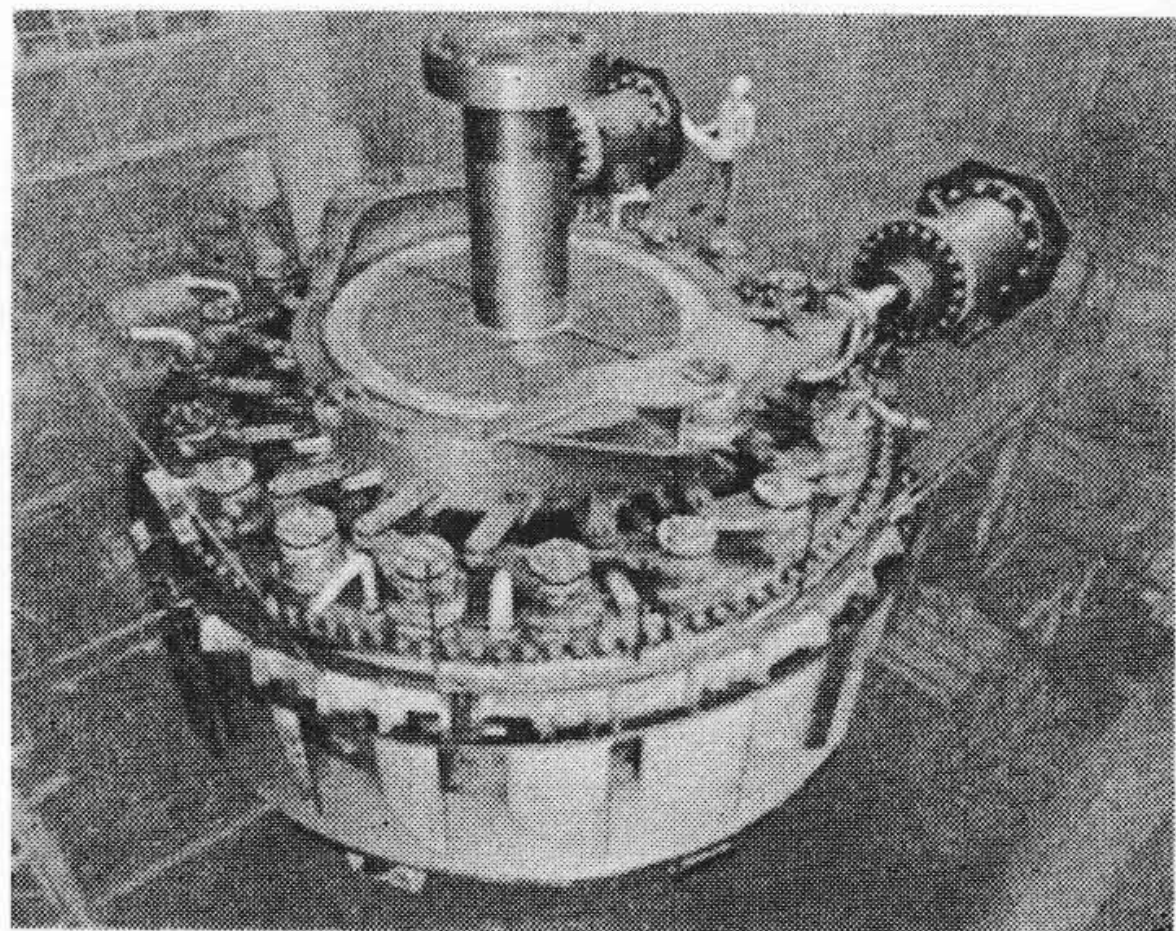


図10 ポンプ水車本体組立

4.1 ランナのステンレス・コーティング

ランナの羽根、クラウン・シュラウドの材質は、普通鋳鋼であるが、キャビテーション壊食を受けやすい部分には、オーステナイト系ステンレスによるコーティングが施されている。従来のポンプ水車ランナのコーティングは、長野、新成羽川、池原⁽⁹⁾、城山⁽¹⁰⁾などすべてステンレス溶接棒で溶接肉盛されたデポジットによるものであった。しかし、ランナが大形化してくると、多量の異種金属溶接によるランナの残留応力およびひずみが大きくなること、および加工工数の増大などの欠点がある。

これを改善するため、水殿用ランナのコーティングには圧延板と溶接デポジットが併用された。溶接部の材料試験などの試作・研究の結果、最適板寸法、デポジット部分の寸法、溶接方案が開発され、板は低炭素18-8系圧延板、デポジットはD-308系およびD-309系溶接棒が選定された。

4.2 ランナの応力解析

ポンプ水車運転中に、ランナに発生する応力は、回転の遠心力による力、水圧力および軸トルクによる力の三つによるものである。

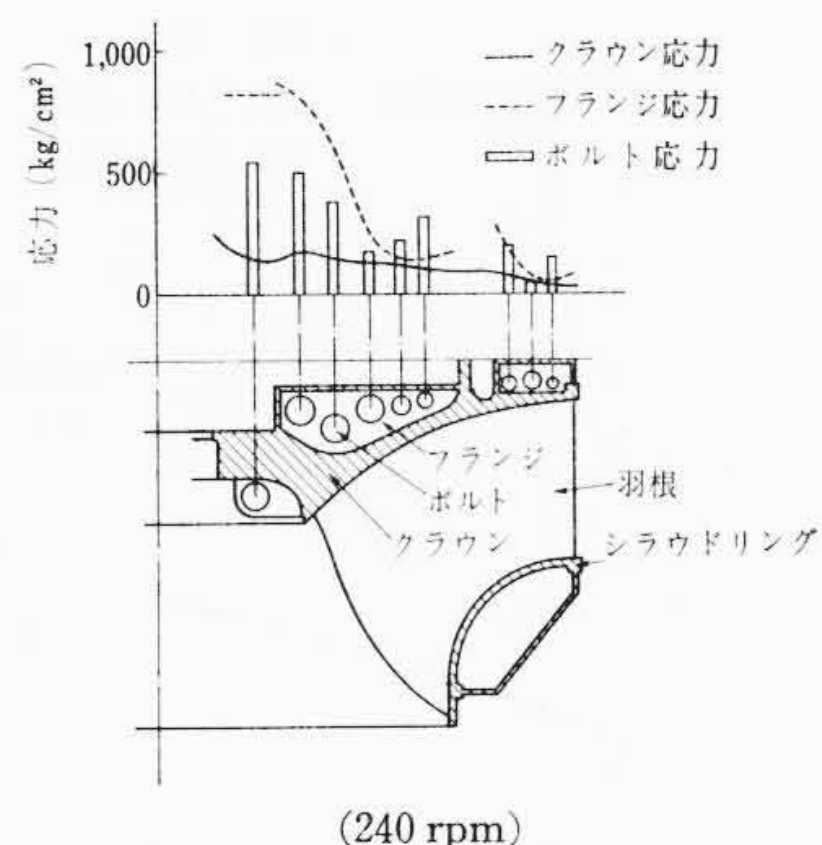


図 11 無拘束回転速度によって、ランナのクラウンに発生する遠心力による応力分布計算結果

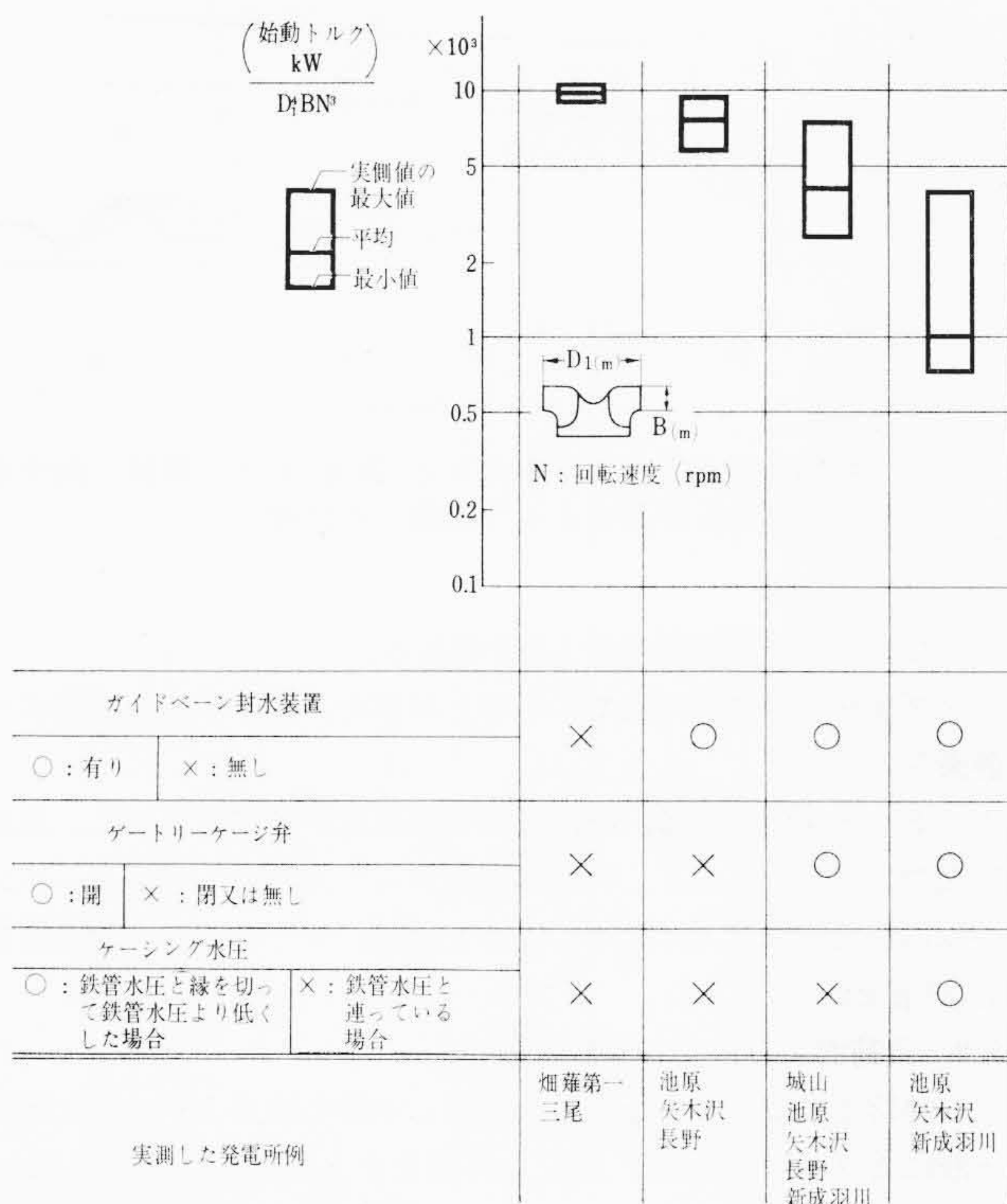


図12 ポンプ始動時空転トルク軽減効果に関する
現地実測結果

定常運転時、負荷しゃ断時、無拘束速度時など、すべての運転状態における、ランナのクラウン、シュラウドリング、羽根、合せ目フランジ、合せ目ボルトなどの応力解析が行なわれ、いずれの場合についてもじゅうぶんな強度を有する各部構造・厚みなどが決められた。一例として図 11 は、無拘束速度 240 rpm の遠心力による、ランナのクラウンに発生する応力の解析結果である。

4.3 ガイドベーン封水装置

ポンプ始動時に、ランナまわりの水面を圧縮空気で押し下げて、ランナを空転の状態で開催上昇を行なう場合、ガイドベーンからの漏水量をできる限り少なくして、回転速度引き上げに必要なトルクを軽減することが望まれる。このため、全閉時のガイドベーンに、上カバーおよび下カバーが直面する位置に、ニトリルゴム系のパッキングを装備した封水装置が開発された。この装置はすでに長野、新成羽川、矢木沢、池原各発電所用ポンプ水車その他にも適用されていて⁽¹²⁾、すぐれた封水効果を上げている。図12は現地において実測されたほかの発電所のポンプ水車の始動トルクの値からみた、ガイドベーン封水装置によるトルク軽減の効果を示したものであ

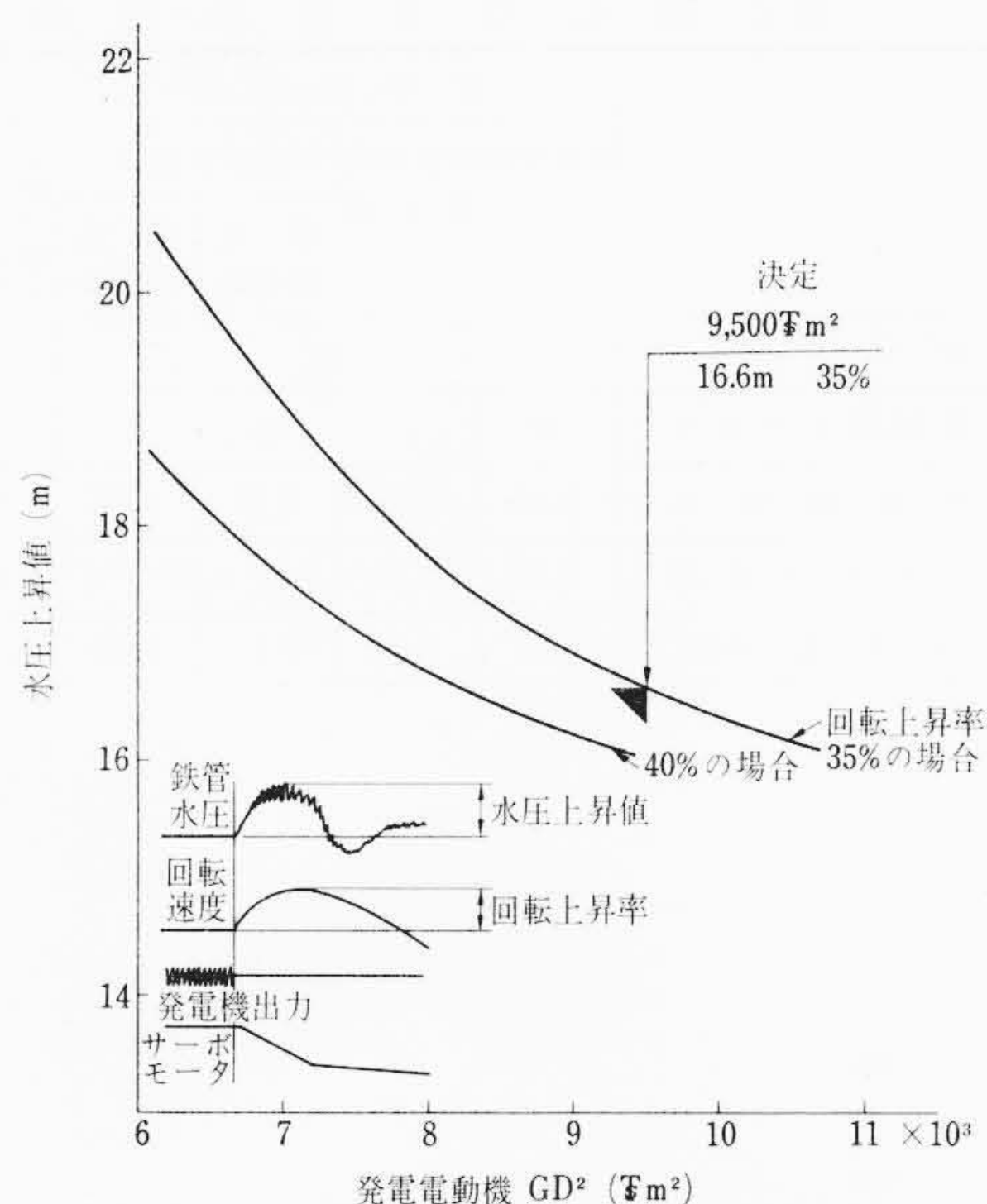


図 13 水車負荷しゃ断後の予想水圧・回転上昇値

る。これによると、封水装置によって、トルクが約 25% 程度軽減されている。さらに、ガイドベーン漏水を排水するゲートリーケージ弁の開放により 45%、ケーシング水圧を鉄管水圧から縁を切るための、主弁閉鎖により 75% の軽減が可能となっているが、水殿ポンプ水車の場合はポンプ始動時には主弁を開放したままとし、ゲートリーケージ弁からの排水のみを行なう方式である。

4.4 負荷しゃ断後の水圧および回転上昇率

負荷しゃ断後の水圧および回転速度の上昇値、いわゆる $\Delta P, \Delta N$ は、ポンプ水車の場合水車専用機に比べて、水車の流量一回転速度特性いわゆる Q_1, N_1 特性に右下がりの傾向が強いこと、無拘束速度が小さいこと、など非線形特性がはなはだしいため⁽²⁾⁽³⁾、アリエビの式などの略算式から推定すると誤差を生じやすい。このため、ポンプ水車の各ガイドベーン開度をパラメータとした流量、トルク、回転速度に関する完全特性を使い、数値計算により $\Delta P, \Delta N$ を予想する方法⁽¹¹⁾⁽¹³⁾が用いられた。これらは、現地における実機の負荷しゃ断試験結果とよく一致している⁽⁵⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。

水殿用ポンプ水車についても、 ΔN を35%と40%に許した場合の種々の発電電動機 GD^2 に関する ΔP を計算し、図13によって、土木および機器の経済性を検討した結果、 GD^2 9,500 t m², ΔN 35%, ΔP 16.6 m が採用された。

5. 現地試験および運転

昭和44年8月20日、修抜(しゅうばつ)式をすませた2号ポンプ水車は、試運転にはいり、その後各種試験を無事通過して、同年10月29日、官庁試験に合格、以来現在まで、好調な営業運転を続けている。また、4号機も翌45年6月営業運転にはいった。

5.1 水車運轉結果

水車方向の軸受メタルならし運転は、ほぼ最低落差の62mの無負荷において行なわれた。その後、発電運転は、最高・基準・最低の3落差について行なわれ、いずれの落差・出力においても異常は認められなかった。各部振動値は表2のとおりである。水車出力測定結果は、図14に示すように、40MW以下の出力においては、模型からの換算値より、わずか余計に出力が得られている以外は、全体的に換算による予想値とよく一致した。

ガイドベーン開閉力は、ほぼ予想どおりで、サーボモータ油圧に換算して、閉り勝手の方向に最大 4 kg/cm^2 、摩擦力 2 kg/cm^2 であった。

表2 運転時各部振動値

		水 車 運 転 時				ポンプ 運 転 時	
		無負荷時	軽負荷時 最 大 値	最大負荷時		ポンプ始動 時 ガイド ベーン全閉 時 プライミ ング確立時	適正開度時
				最 低 落差時	最 高 落差時		
軸 受 最高温度 (℃)	ポ ン プ 水 車	35				—	36
	発 電 機 ス ラ ス ト	52	56		—	59	
軸 振 れ (mm)	水 車 軸 受 部	0.05	0.2	0.05	0.03	0.15	0.1～0.15
	エ キ サ イ タ 部	0.25	0.25	0.07		0.11	0.05
上 カ バ ー 振 動 (mm)		0.01	0.2	0.1	0.01	—	0.005

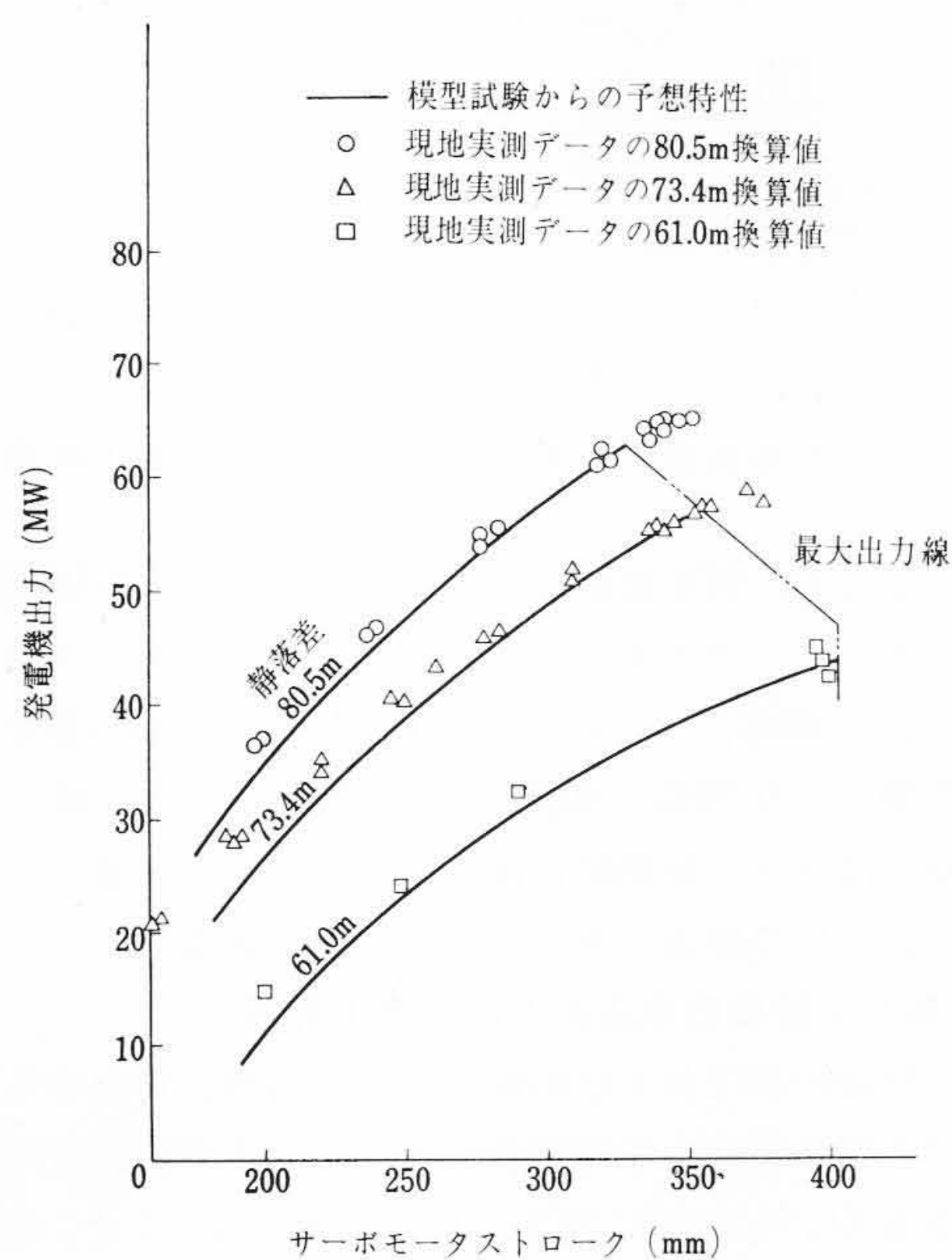


図14 水車出力測定結果

5.2 ポンプ運転結果

ポンプ始動時の回転上昇は、発電所内に付設された水車発電専用機を用いて同期始動によってなされるため、従来のポンプ水車に用いられている^{(7)~(10)(14)(15)}ランナまわりの水面を押し下げた状態でのいわゆる空中始動のほかに、ランナを水中につけたままの状態での回転上昇を行なう、いわゆる水中始動の試験も行なわれた。水中始動は、空中始動に比べてプライミング確立時のプライミング水圧変動が約1.5倍の30mであった程度以外は特に現象に関しては大差

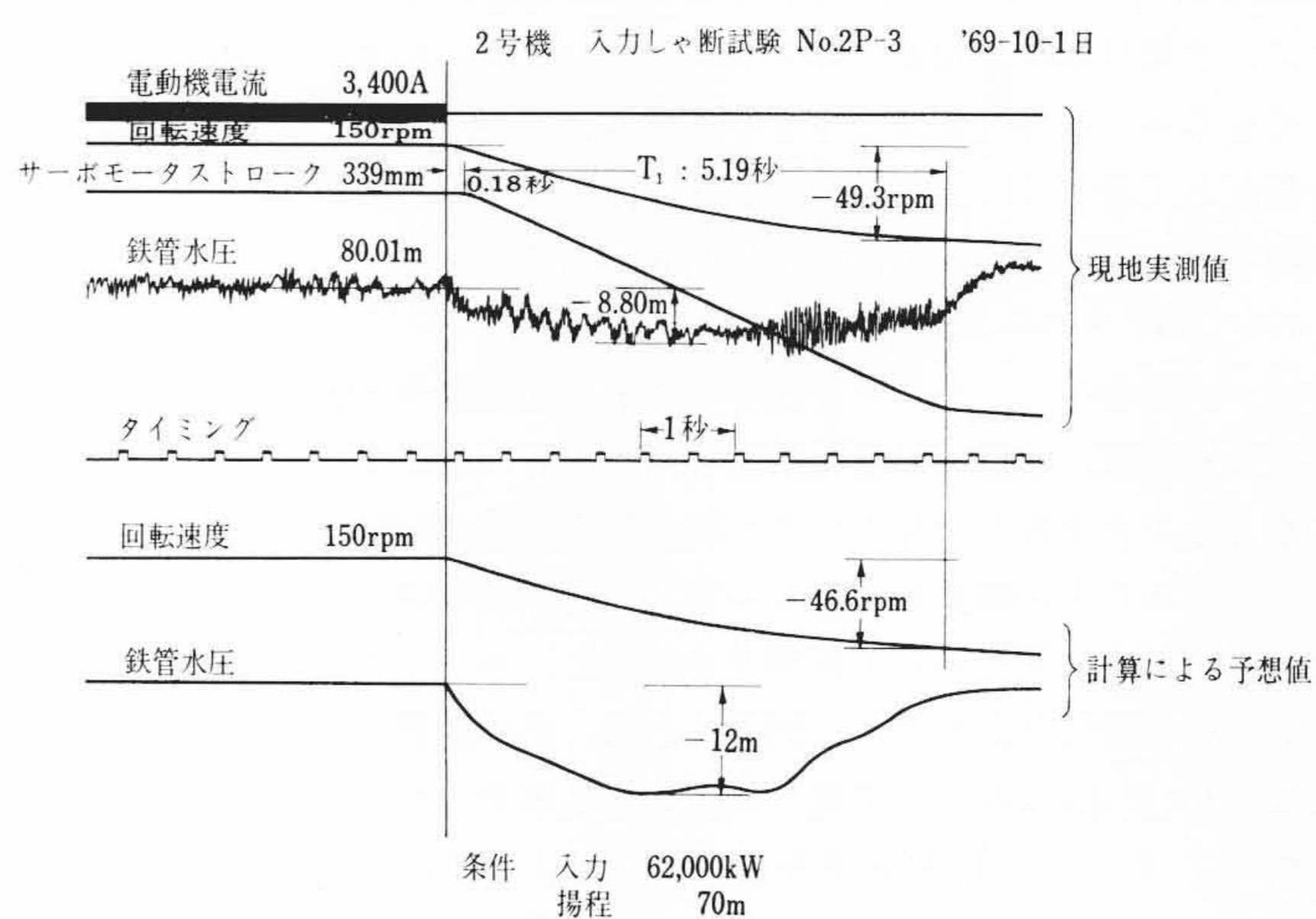
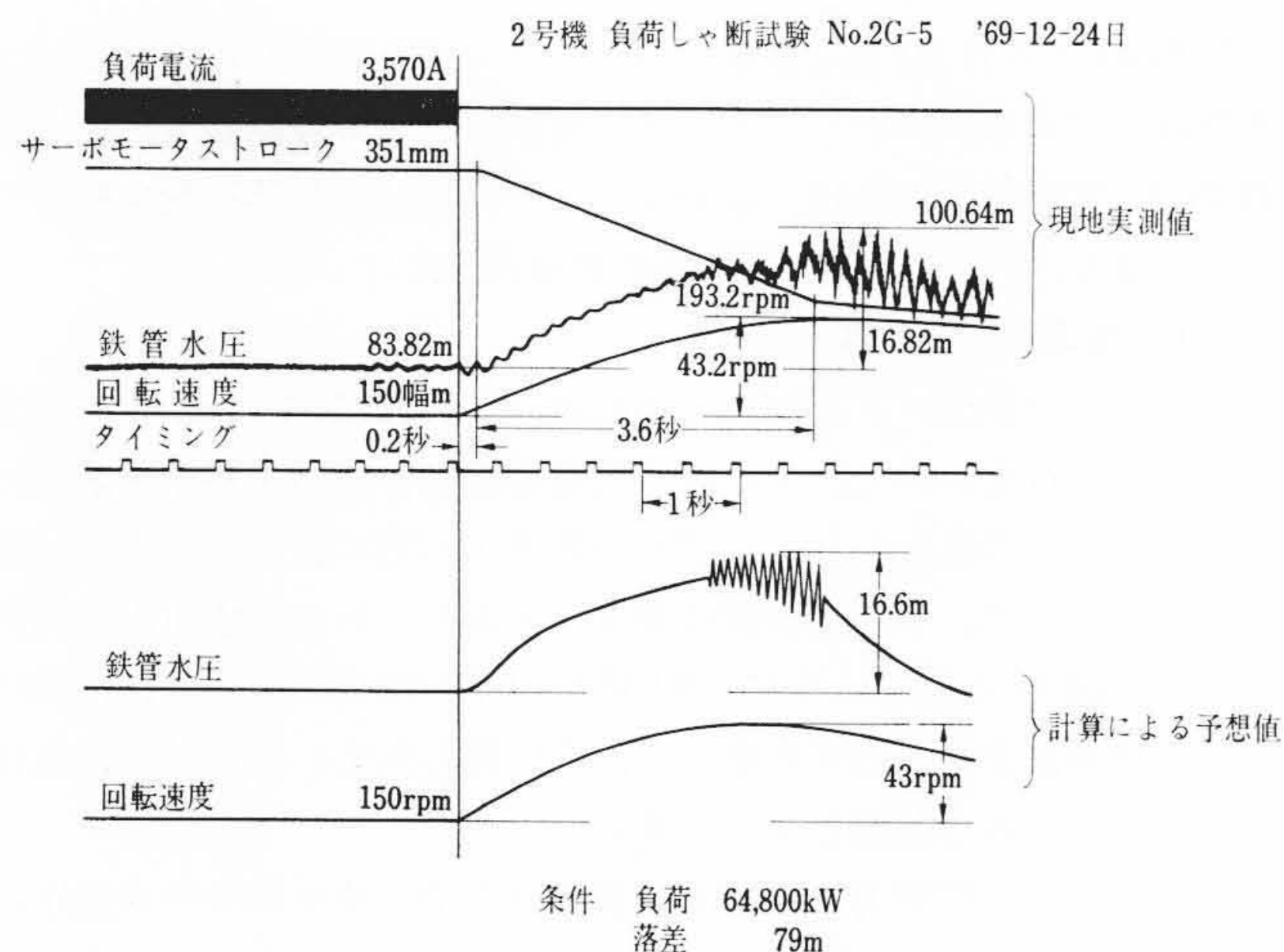


図16 負荷しゃ断・入力しゃ断オシログラフと計算による予想値との比較

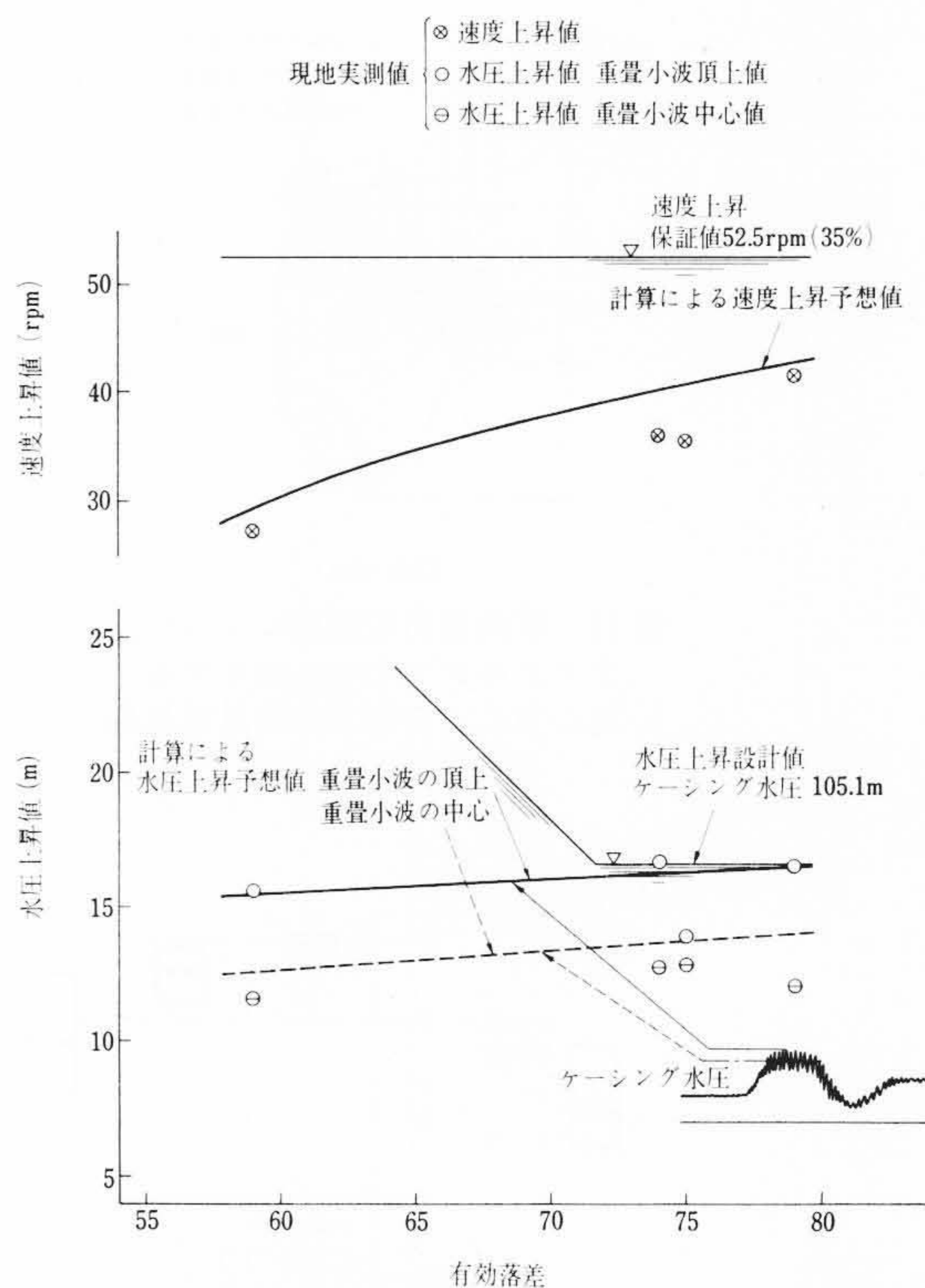


図15 最大出力しゃ断による、速度・水圧上昇値に関する実測値と計算による予想値との比較

なかった。回転上昇時間は約1.5分である。

ポンプ運転時の振動は表2に示すとおりで、じゅうぶん満足すべき静粛さである。

ガイドベーン開閉力は、ほぼ最高揚程において測定された。最高揚程なので、予想どおり、わずかに開きかけて方向の不均衡モーメントがみられた。摩擦力は水車の場合と同様、サーボモータ油圧換算で約2kg/cm²であった。

5.3 負荷および入力しゃ断試験

三つの落差において行なわれた負荷しゃ断の結果より、最大出力しゃ断による速度上昇値と水圧上昇値をまとめたものを、図15に示す。水圧上昇値は、16.6mとなり、保証値がちょうど満足された。この図15によると、速度上昇値と水圧上昇値および水圧上昇に重畳される高周波水圧変動値の計算による予想値と実測値は、よく一致している。現地実測値の一例として最高落差・最大出力における負荷しゃ断後の過渡現象オシログラムを計算による予想とともに

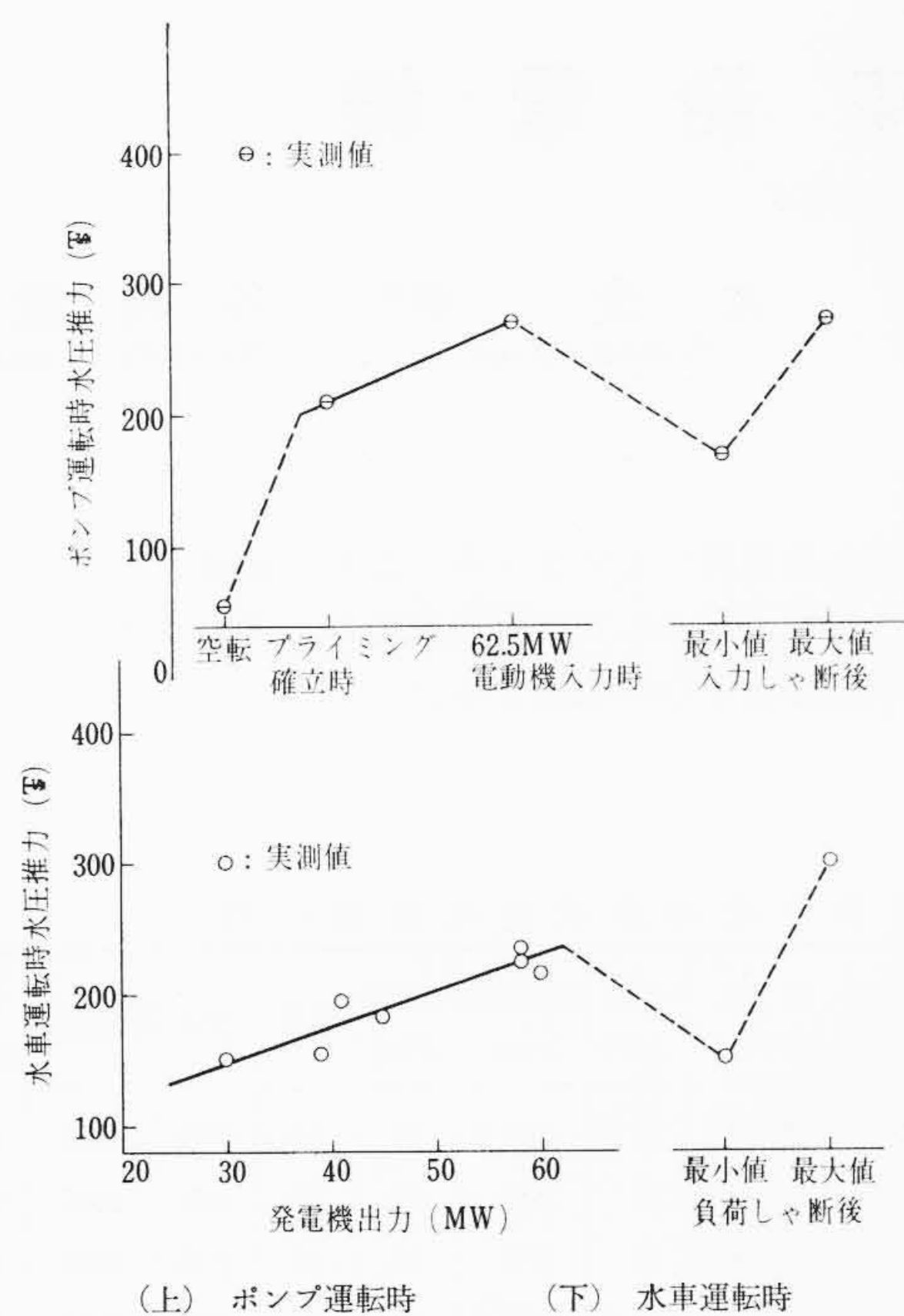


図 17 水スラスト測定結果

示したのが図 16 である。

また、基準揚程 70 m における入力し断後のオシログラムと計算による予想値との比較も同時に示されている。これらの計算による予想値は、いずれも、現地オシログラムによる測定結果とよく一致している。

5.4 水スラストの測定

運転中にポンプ水車ランナに加わる水スラストは、ランナのクラウン・シュラウドの表面・裏面に働く水圧差の合力による力と、ランナを通過する流水の運動量変化に伴って羽根が受ける反力としての力と、さらに、ランナの近傍の水流、特にドラフト内の逆流などによる反力の三つの力の合成されたものである。水車最大出力運転時あるいはポンプ正規流量運転時など、水流が正常な流れを呈している場合の水スラストは、計算によって予想できるが、軽負荷時・締切運転時などにおいてはランナまわりの流れは非常に複雑で精確な解析が困難であるため、FM 式軸ひずみ測定装置⁽⁴⁾を用いて、水スラストの測定を行なった。その結果を示したのが図 17 である。その結果水車負荷し断時および、ポンプ始動・入力し断などの過酷な状態を含めたすべての運転状態において、水スラストが、スラスト軸受の設計値を越えていないことが確認された。

5.5 コンデンサ運転

本発電所は、将来運用上の即応性を発揮させるため、コンデンサ運転あるいはポンプ待機運転を行なう計画が検討されている。大容量ポンプ水車ランナが、水面を押し下げられた状態で、長い時間空転を行なうとき、空気をかき回すエネルギーによる温度上昇が予想されるため、冷却水による冷却が必要となる。このコンデンサ運転実施の可能性を検討するため、約 3 時間にわたる、空転運転試験が行なわれた。

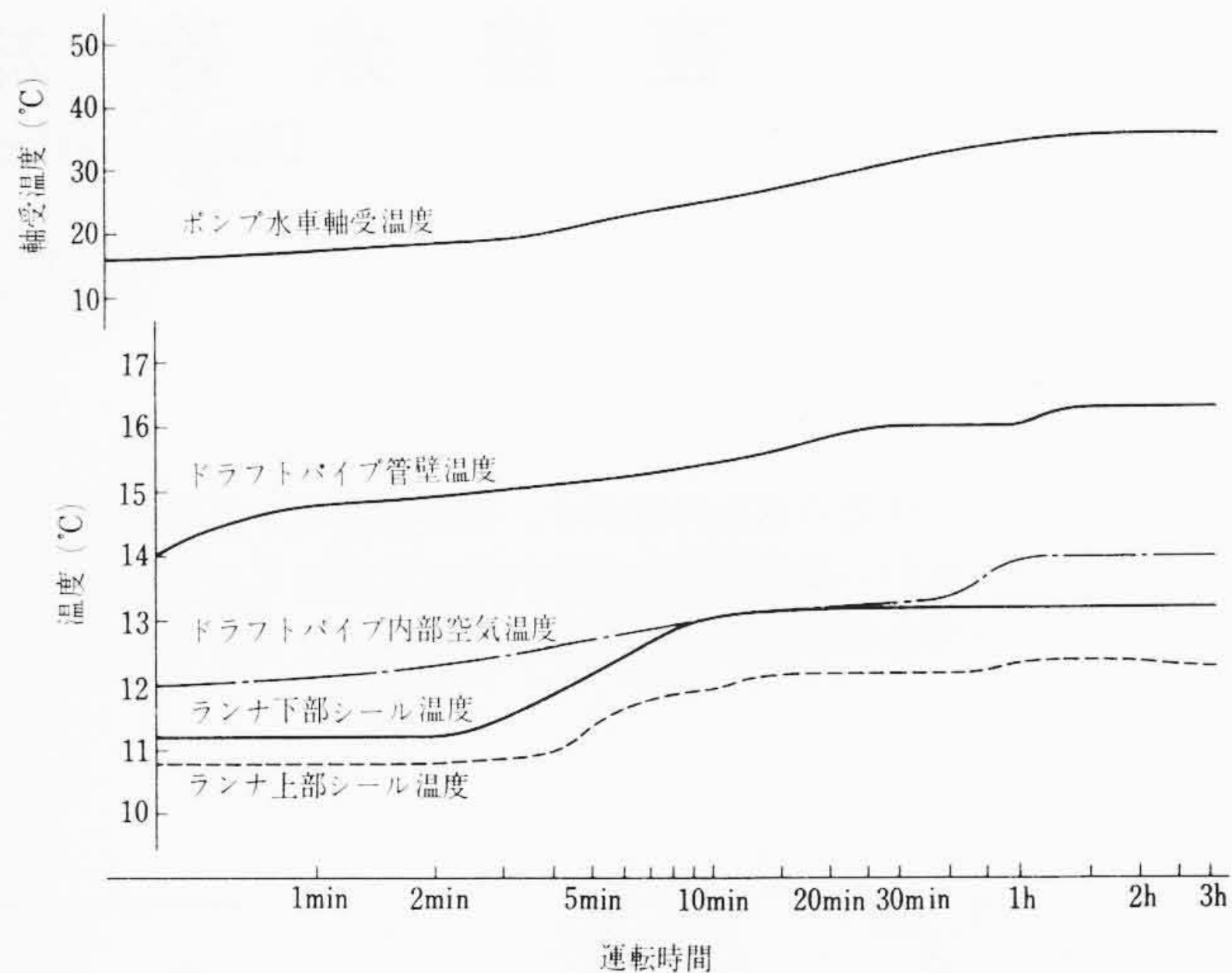


図 18 コンデンサ運転結果

図 18 はランナシール部温度、ドラフトパイプ温度の上昇結果を示したものである。各部温度は、運転開始約 1 時間以後は完全に平衡状態に達した。シール部温度上昇は 1.5~2°C、ドラフトパイプ温度上昇は約 2°C、ランナギャップ部供給冷却水量は 300 l/min であった。

6. 結 言

水殿発電所用ポンプ水車の開発・製作ならびに現地運転結果につき概要を述べた。本ポンプ水車は、先に運転にはいった新成羽川⁽¹⁵⁾、長野⁽¹⁴⁾、矢木沢各発電所用大容量ポンプ水車の実績のうえに確立された日立フランス形ポンプ水車の技術を駆使して製作され、現在、好調に営業運転が行なわれているものである。ここに得られた資料が、今後ますます大容量化してゆくポンプ水車の製作に果たす役割は大きいものと確信する。

終わりに、本主機の製作にあたり、貴重な指針を与えてくださった、東京電力株式会社の各位に厚く謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 東京電力 梓湖—梓川電源開発竣工記念
- (2) 伊藤ほか：機械学会誌 42 年 9 月号 p.1325
- (3) 秋元：発電水力 No.93 p.5
- (4) 佐野ほか：OHM 40 年 1 月 p.32
- (5) 長沼ほか：OHM 44 年 12 月 p.39
- (6) 外岡ほか：日立評論 41, 1447 (昭 34-11)
- (7) 外岡ほか：日立評論 46, 1867 (昭 39-11)
- (8) 長沼ほか：日立評論 46, 1878 (昭 39-11)
- (9) 山崎ほか：日立評論 46, 1897 (昭 39-11)
- (10) 手島ほか：日立評論 46, 1904 (昭 39-11)
- (11) 山口：日立評論 46, 1920 (昭 39-11)
- (12) 外岡ほか：日立評論 49, 669 (昭 42-6)
- (13) 山口ほか：日立評論 49, 686 (昭 42-6)
- (14) 鈴木ほか：日立評論 50 周年記念論文集 p.5, p.8
- (15) 飛原ほか：日立評論 51, 805 (昭 44-9)