

関西電力株式会社奥多々良木発電所納め

310,000kW フランシス形ポンプ水車

310,000kW Francis Type Pump Turbine for the Okutataragi Power Station, Kansai Electric Power Co.

A 310,000 kW Francis type pump turbine and a generator-motor completed at Hitachi for delivery to the Okutataragi Power Station, Kansai Electric Power Co. are presently under installation at site. The station is expected to be in commercial operation by the summer peak demand period of the coming year. This article introduces the outline of this power station, performance development and structural features of the pump turbine, etc.

高瀬光雄* Mitsuo Takase

鈴木睦男* Mutsuo Suzuki

原 皎* Akira Hara

1 緒 言

わが国最大容量機である関西電力株式会社奥多々良木発電所納め 310,000kW フランシス形ポンプ水車および発電電動機は、容量、落差ともに従来の実績を上回る高落差大容量機として世界でも屈指の記録品である。

同発電所内には 1 期工事分として 2 台 (No.1, 2 号機) の揚水発電機器が設備される。本機器の設計にあたっては、数次にわたる基本特性試験ならびに特殊試験による運転性能の改善と基礎的研究成果が折り込まれた。また主要部品に対しては強度モデルによる綿密な応力解析を行ない、構造面でも新技術を導入するなど、多方面にわたって十分な検討を行なった。一方、製作面においても、原料段階より製品完成に至るまで一貫した品質管理体制に基づき、各製造過程において厳重な検査確認を行ない、信頼性ある製品をモットーに総力を傾倒した。本機器 2 台は、昭和 49 年夏のピーク需要に対処するため、引き続き現地にて据付作業が実施されている。ここに本発電所の概要および本発電所納めフランシス形ポンプ水車の特徴などにつき報告する。

2 発電所計画の概要

本発電所の建設計画は、兵庫県の市川と円山川の分水界一帯の地形的特徴を揚水発電の構想に結びつけたもので、建設地点は、兵庫県中央部の播但(ばんたん)高原から瀬戸内海へ注ぐ市川最上流に位置する。ここに高さ 97.5m のロックフィルダムを築造して上部調整池を設け、さらに日本海へ注ぐ円山川支流多々良木川に高さ 64.5m の同様ダムを築造して、下部調整池とし、この間、延長約 3,800m の水路と地下発電所で結び、大容量のピーク電力を得る循環式純揚水発電所である。

2.1 水理設備の概要

- (1) 取水河川名
上部 市川水系市川,
下部 円山川水系多々良木川
- (2) 貯 水 池
上部貯水池 (黒川調整池)
有効貯水量 21.360×10⁶m³

- 利用水深 25.5m
下部貯水池 (多々良木調整池)
有効貯水量 17.380×10⁶m³
利用水深 28.5m

- (3) 導 水 路
形 式 円形圧力式
水路断面 内径 6.30m
延 長 608.815m
- (4) 導水路調整水槽(そう)
形 式 水室式
ラ イ ザ 内径 8m×高さ 84.258m
上部水室 高さ 6m×幅 8m×長さ 26.088m
下部水室 高さ 8m×長さ 28m
- (5) 水圧管路
形 式 埋設形水圧鋼管
内 径 6.30~2.50m
延 長 645.324m
- (6) 放水路調圧水槽
形 式 水室式
ラ イ ザ 内径 11.0~7.5m×高さ 88.85m
上部水室 高さ 12.8m×幅 10m×長さ 50m
下部水室 内径 8.8m×長さ 140.5m
- (7) 放 水 路
形 式 円形圧力式
水路断面 内径 6.3m
延 長 2,448.314m

2.2 設備計画の概要

設備計画の概要は図 1 および図 2 に示すとおりで、図 1 は水路縦断面を、図 2 は発電所縦断面を示すものである。

3 ポンプ水車

3.1 ポンプ水車仕様

ポンプ水車のおもな仕様は表 1 に示すとおりである。

3.2 ポンプ水車の性能開発

本発電所のポンプ水車は、発電所の効率的運用を目的とし

* 日立製作所日立工場

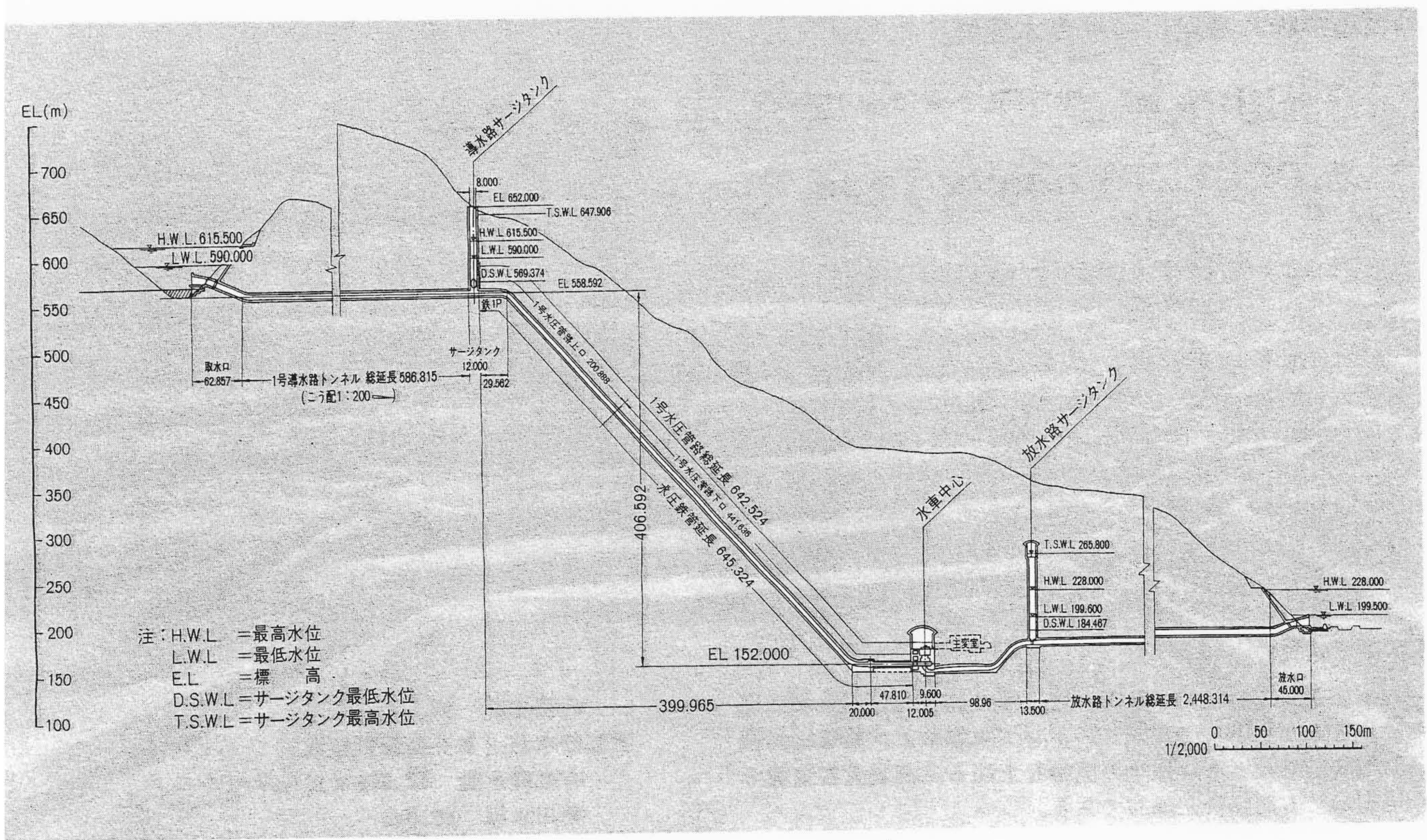


図1 水路縦断面図 上部貯水池より下部貯水池に至る水路の詳細を示す。

Fig. 1 Cross Section of Waterway

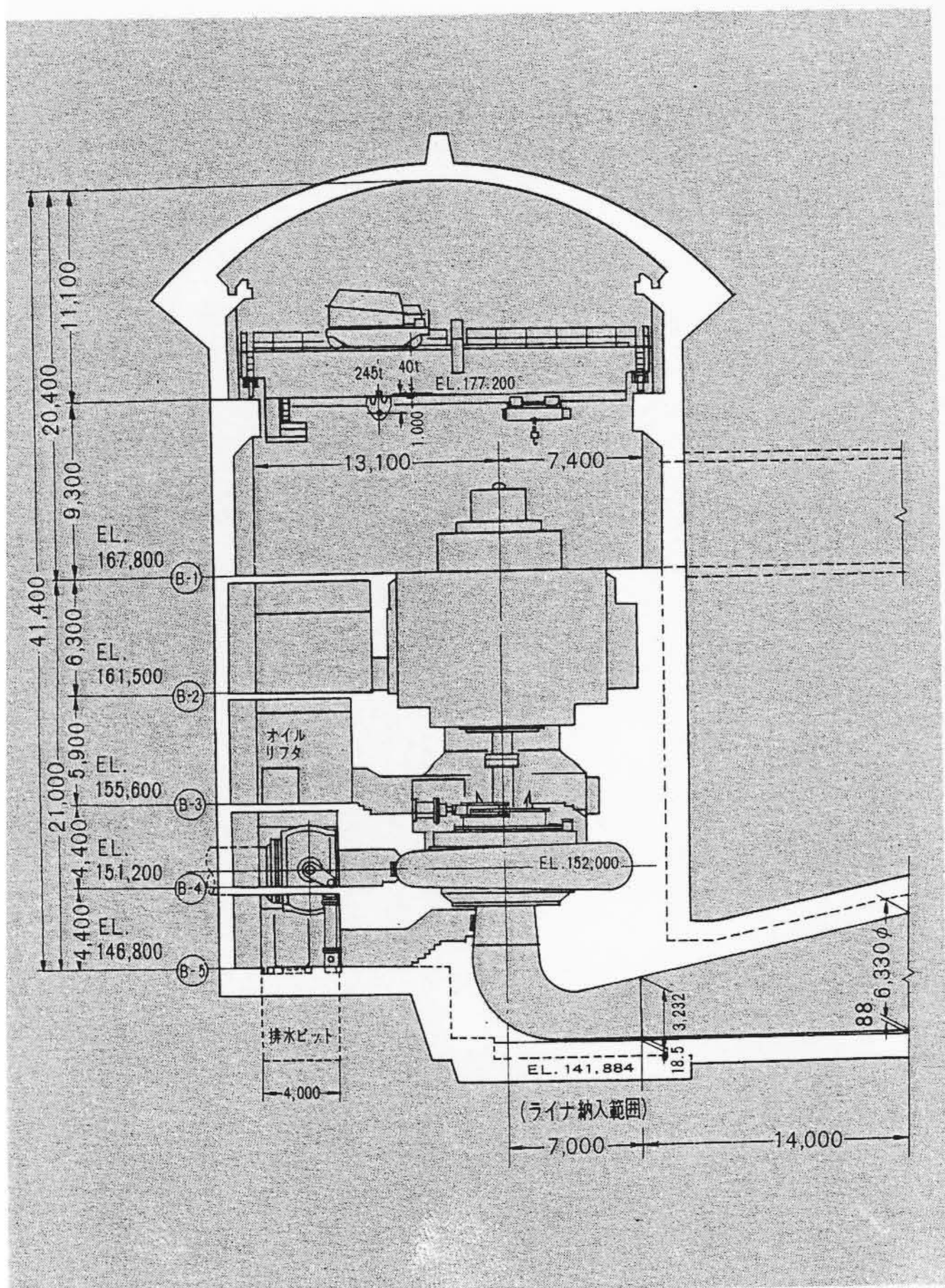


図2 発電所縦断面図 発電所の建家および機器の据付寸法を示す。

Fig. 2 Cross Section of Power Plant

て水車運転時流量がポンプ運転時揚水量の1.3倍と、従来の実績0.8~1.18倍よりもポンプ軸入力に比べて水車出力の大きいものである。このため、ポンプ運転時の高揚程側における振動、すなわち水圧脈動およびこれに伴う構造振動、騒音⁽¹⁾を特に低減する必要があった。

また、発電所の保守管理の面からはキャビテーションの発生が少なく、水車運転時においても振動の小さいポンプ水車を開発することが必要とされた。

以上の目的でポンプ水車ランナ内流れ解析方法(以下、“F LANPT”⁽²⁾と略す)による理論計算および各種模型実験によ

表1 ポンプ水車仕様 ポンプならびに水車の運転時の仕様を示す。

Table 1 Specifications of Pump-Turbine

(a) ポンプ仕様

	運転台数	全揚程(m)	ポンプ入力(kW)
最高	2	423.9	—
最低	—	383.7	—
	1	374.8	314,000
回転速度		300rpm	

(b) 水車仕様

	運転台数	有効落差(m)	水車最大出力(kW)
最高	1	406	310,000
	2	387.6	—
基準	—	374	—
最低	—	342.8	—
回転速度		300rpm	

り、本発電所に適し、かつ性能のすぐれたポンプ水車を開発した。

3.2.1 ポンプ特性および振動

ポンプ高揚程側の振動、騒音を低減するためには揚水量揚程特性、すなわち $Q \sim H$ 特性の改善が有効である。この $Q \sim H$ 特性を改善するため、(1)ランナのみ口幅、(2)ランナ羽根角度、(3)ランナ羽根長さ、などを種々変えた場合の $Q \sim H$ 特

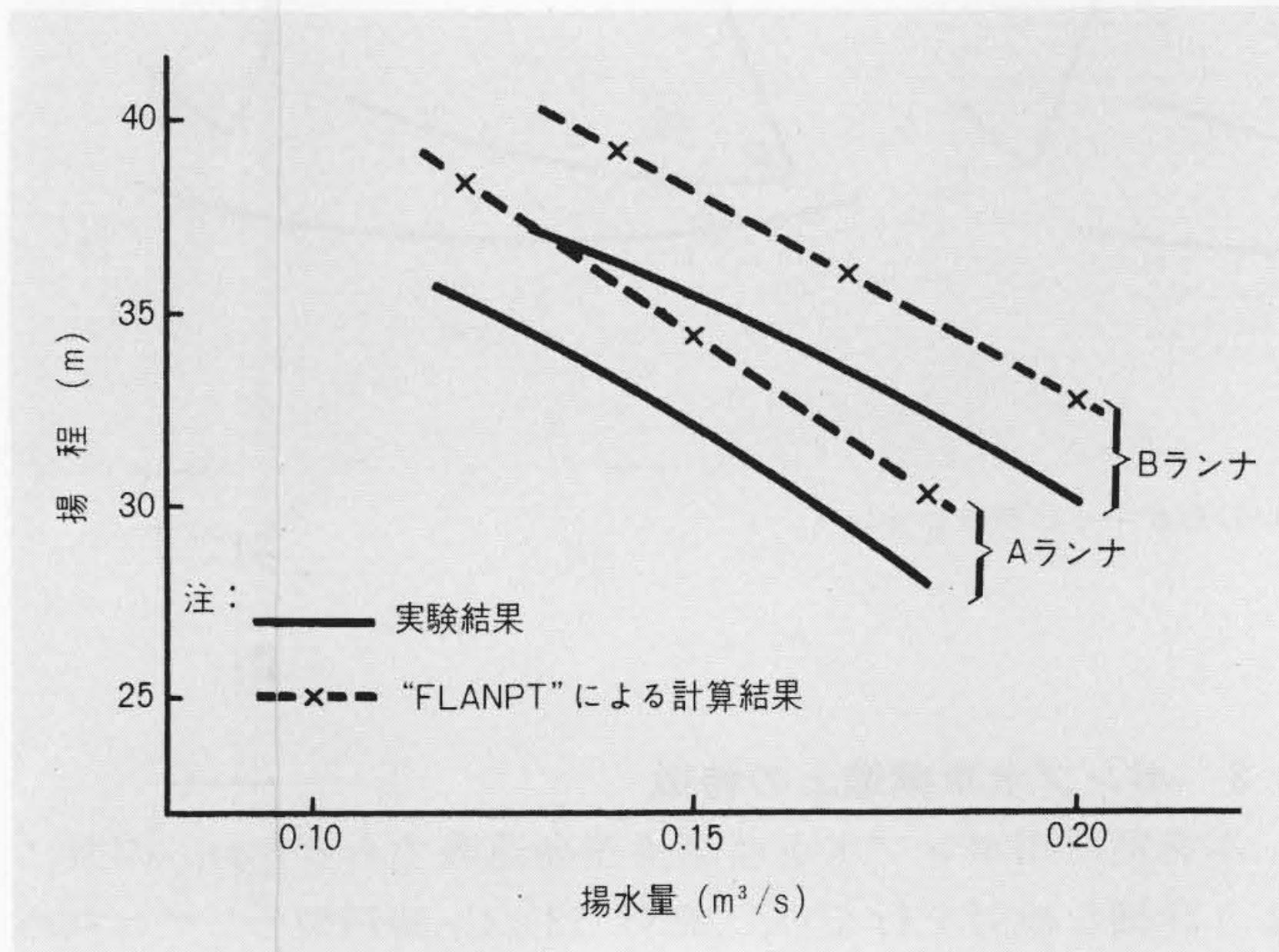


図3 揚水量と揚程の関係 “FLANPT” を用いた計算による $Q \sim H$ 特性のA、B両ランナの差は、実験結果のそれによく一致している。

Fig. 3 Relation of Discharge and Head

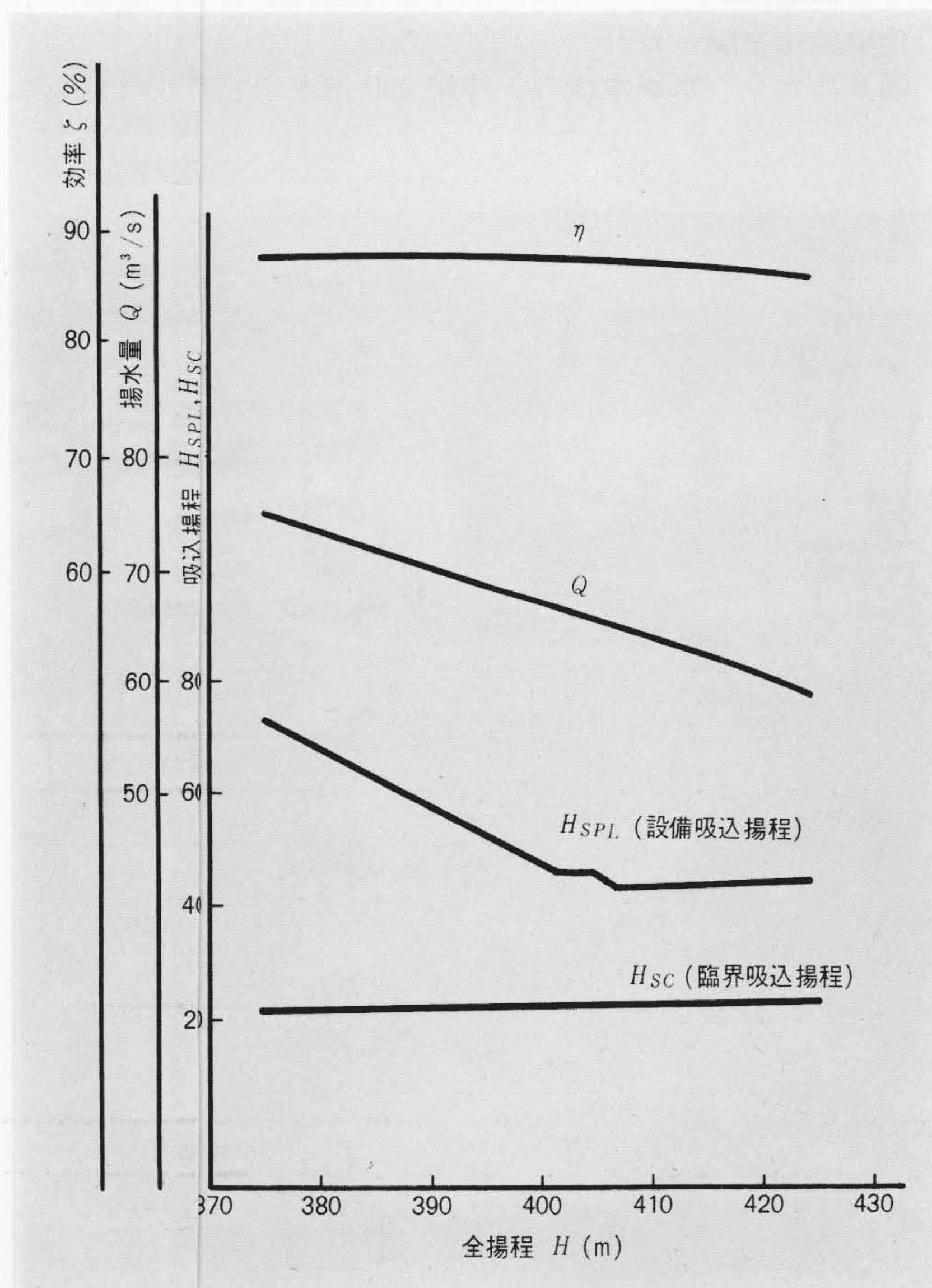


図4 ポンプ実物換算特性 実物に採用したポンプ特性を示す。

Fig. 4 Stepped-Up Performance of Pump-Turbine for Pump Operation

性を流れ解析プログラム“FLANPT”により予測し、また模型試験により測定する方式をとった。その結果、高揚程側の振動は実物運転に十分満足な程度にまで低減された。

図3は、“FLANPT”による計算結果と実験結果の対比を、図4は、模型から実物へのポンプ換算特性を示すものである。なお計算結果と実験結果との間に差異を生ずる理由については、参考文献(2)に紹介されている。

3.2.2 ポンプキャビテーション性能

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、効率の低下をきたす吸込揚程（図4に示す H_{SC} の値）により判定される。しかし実際には、実物ランナのキャビテーション壊食などは揚水量、効率が大きく低下しなくても起こる場合があり、これは羽根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、本ポンプ水車ランナにおいては“FLANPT”により、キャビテーション発生限界を精密に計算し、ポンプ入口羽根先端形状を決定し、模型キャビテーション試験において観察を行ない、羽根面キャビテーション気泡の発生を低減することができた。

図5における羽根面の羽根先端での局所的な圧力低下は羽根に固着したキャビテーション気泡発生の原因になると考えられる。そこでA、B、Cの3種の形状について計算を行ない圧力低下の傾向が全体的に最も少ないC形が最良であろうと予想し、これらについて模型実験を行ない、その観察の結果やはりC形の形状が良好であることがわかった。図6はキャビテーション気泡の発生状態のスケッチを示すものである。

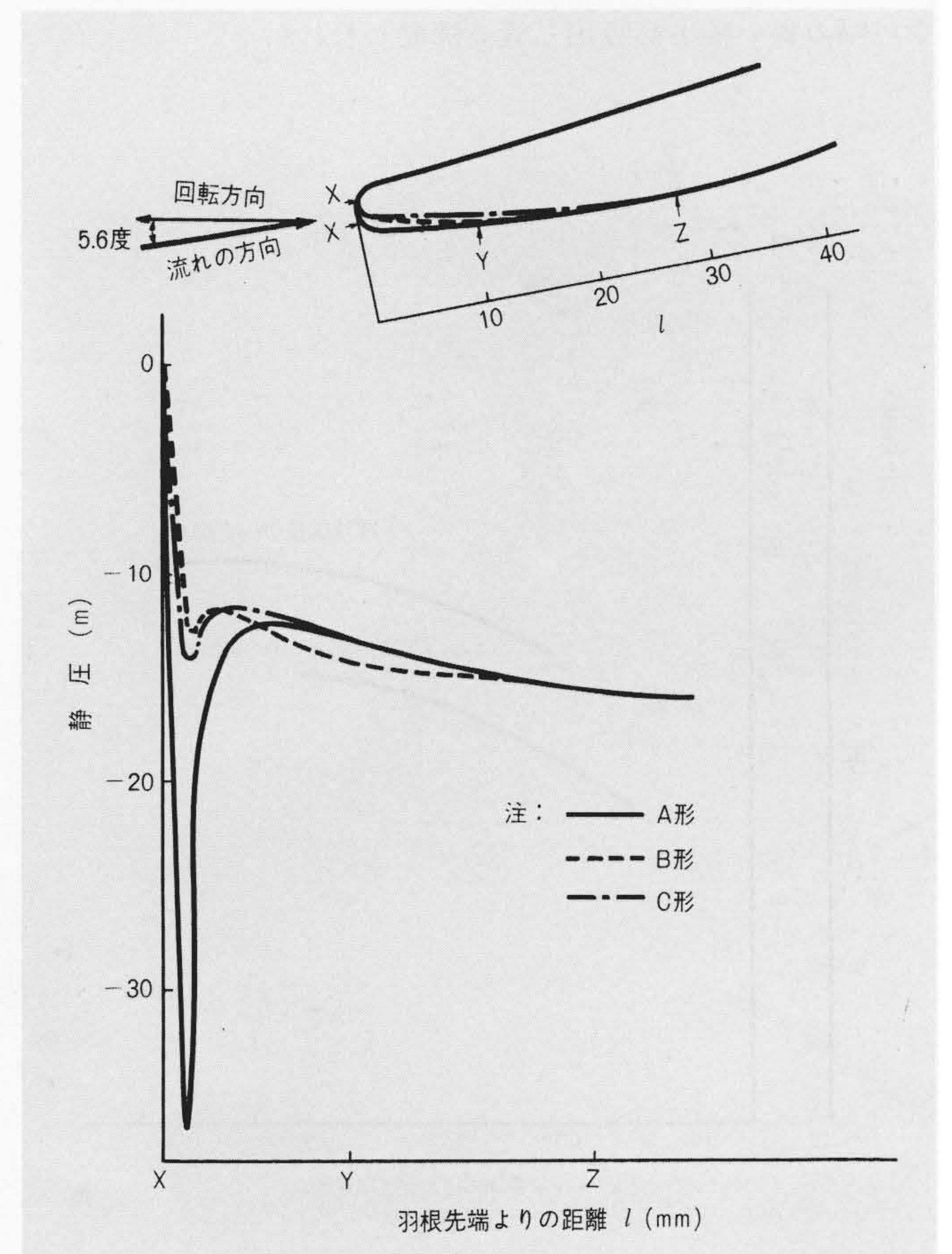


図5 静圧分布の計算結果 ランナ羽根先端部の静圧分布を計算することによりキャビテーションの発生状況を予測する手がかりが得られる。

Fig. 5 Calculated Result of Static Pressure Distribution

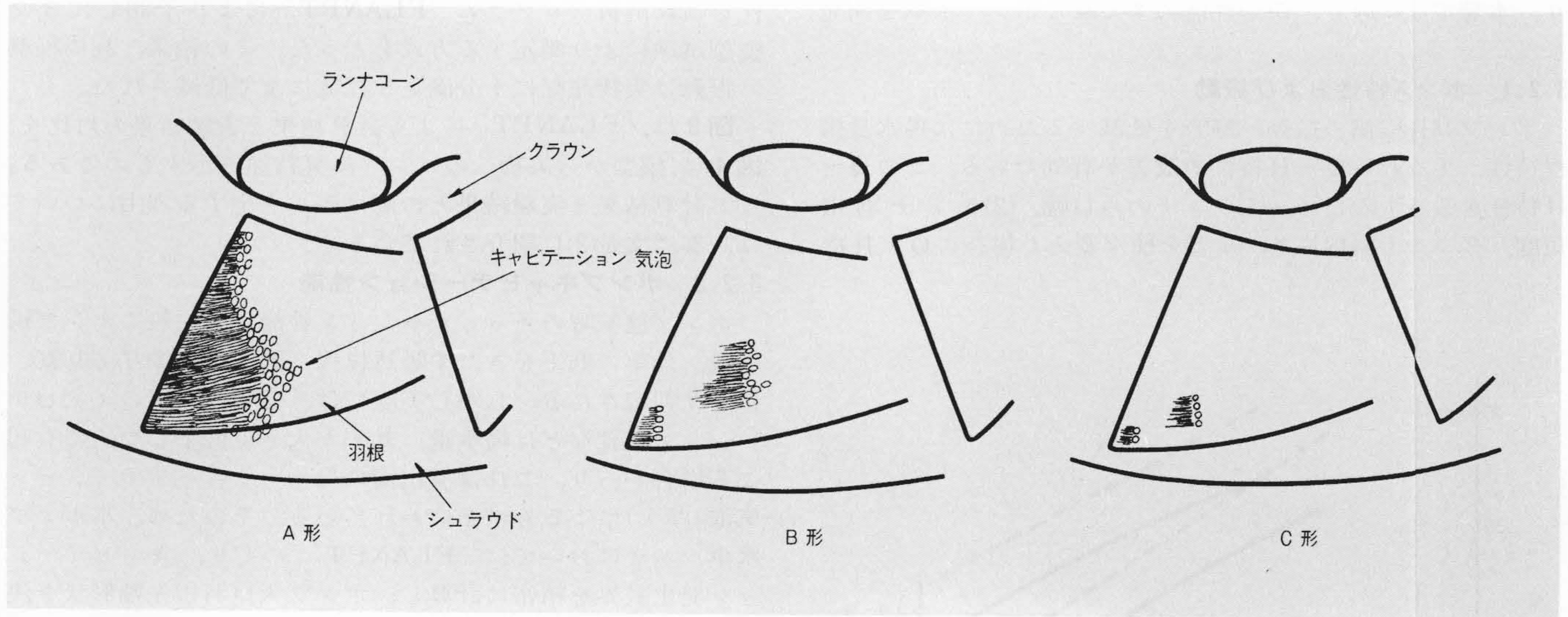


図6 ランナのキャビテーション発生状態 図5において圧力低下の少ないC形がキャビテーション気泡の発生が少ない。

Fig. 6 Occurrence of Cavitation

3.2.3 水車特性、振動特性

水車特性についても、“FLANPT”による計算と模型実験とにより開発を進めた。その結果、図7に示すような特性が得られた。また軽負荷時における水圧振幅の落差に対する比も従来のものに比べて低減されている。

3.2.4 吸出し管形状

発電所建設の土木費節減のため、ポンプ水車性能の低下しない幅の狭い縮小形吸出し管を開発した。

3.3 ポンプ水車構造上の特徴

本発電所用ポンプ水車は高落差高速機であるため、模型により詳細な検討を行ない、高Ni-13%Cr 鋳鋼製としては初めての2分割構造ランナ、強度的に信頼性の向上を図った扇形ケーシング、剛性の高い箱形上カバーを採用した。補機については2台に対して1組のセントラル方式とし、調速機操作油圧を $50\text{kg}/\text{cm}^2$ 、入口弁操作油圧を $70\text{kg}/\text{cm}^2$ とし、機器の小形化単純化を図った。

図8はポンプ水車本体の工場組立状況を示したものである。

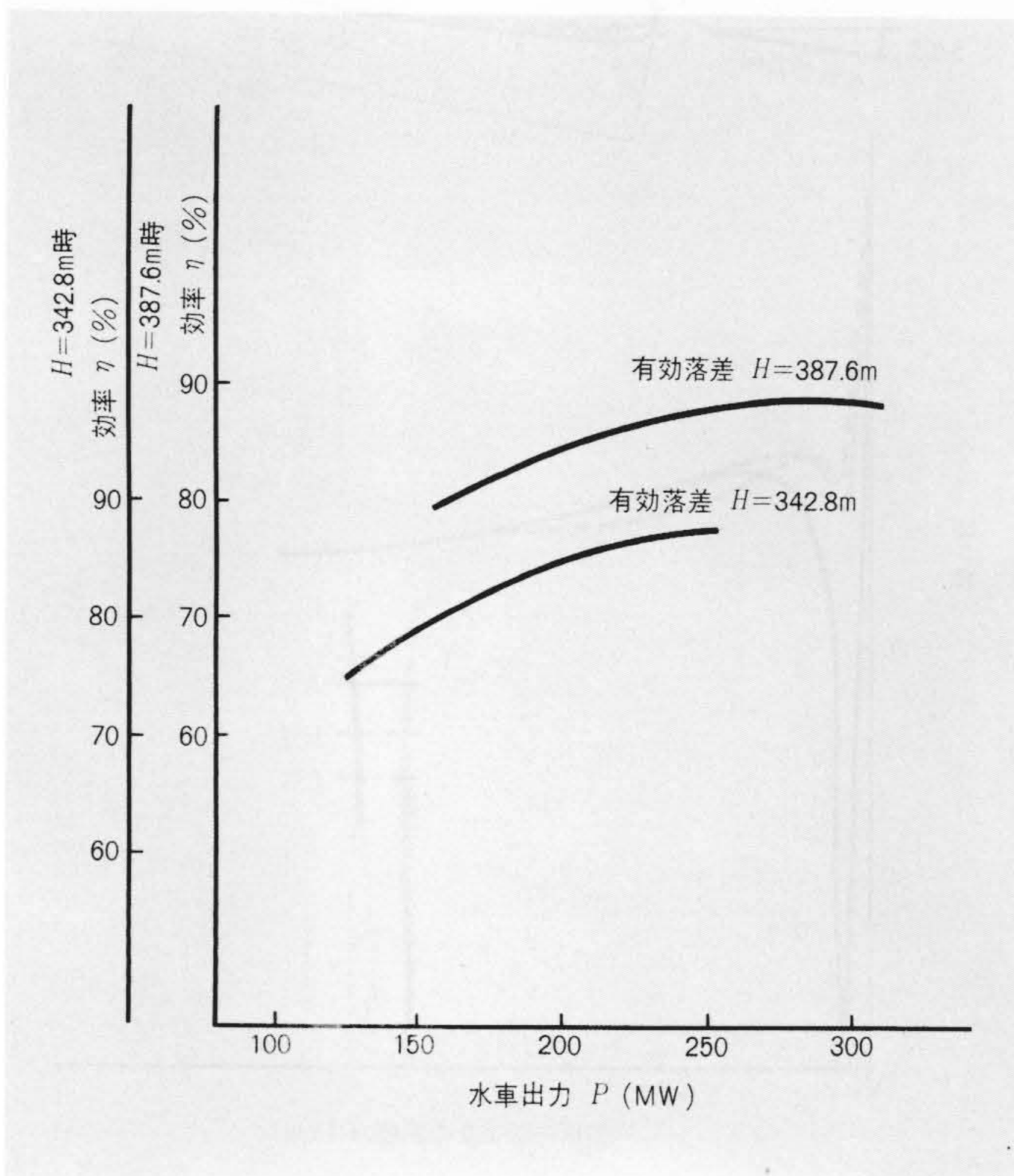


図7 水車実物換算特性 実物に採用した水車特性を示す。

Fig. 7 Stepped-Up Performance of Pump-Turbine for Turbine Operation

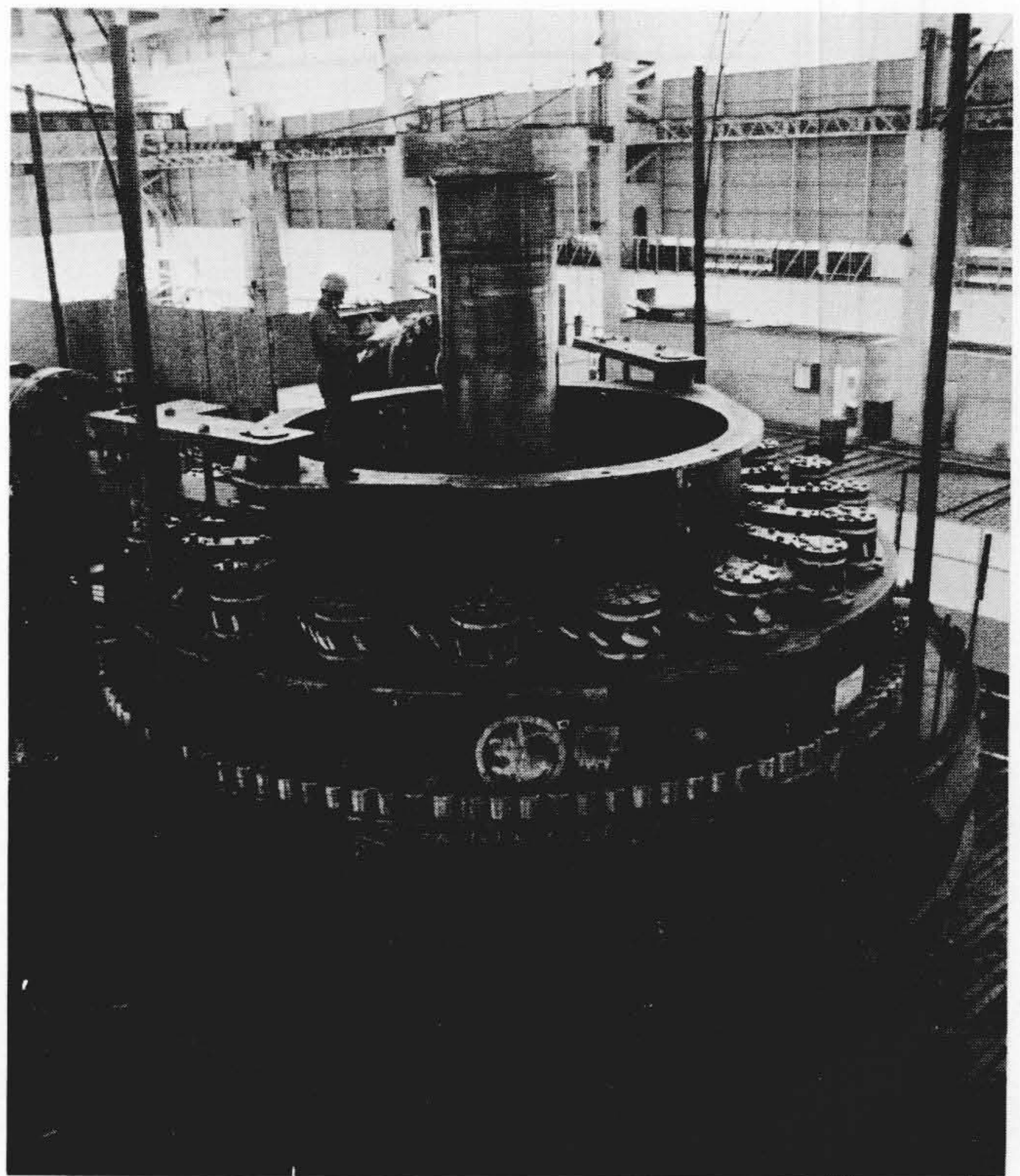


図8 水車本体工場組立状況 ポンプ水車本体を工場組み立てし、取付関係および主要寸法の検査を行なった。

Fig. 8 Shop Assembly of 310,000 kW Pump-Turbine

3.3.1 ランナ

本発電所用ランナは輸送上の制約により2分割構造を採用した。ランナの材質は本体および合せめフランジについては高Ni-13Cr鋳鋼、ボルトには原子力の圧力容器で多くの使用実績がある高張力ボルト材を用いた。

従来、日立製作所における2分割ランナの実績に比べ、本発電所用ランナの周速は大幅に上回るため、有限要素法を主体としたランナ各部の詳細な応力分布の計算を行ない強度の検討を行なった。さらに、これらの計算結果の確認と今後の2分割ランナの設計指針を確立することを目的として、モデルランナによる実機無拘束速度相当の周速までの合せめ締付ボルト、分割羽根を主体とした応力測定を実施し、信頼性の向上を図った。図9は高速回転試験機に組込中のモデルランナを示し、図10は実機ランナの取り付け状況を示すものである。

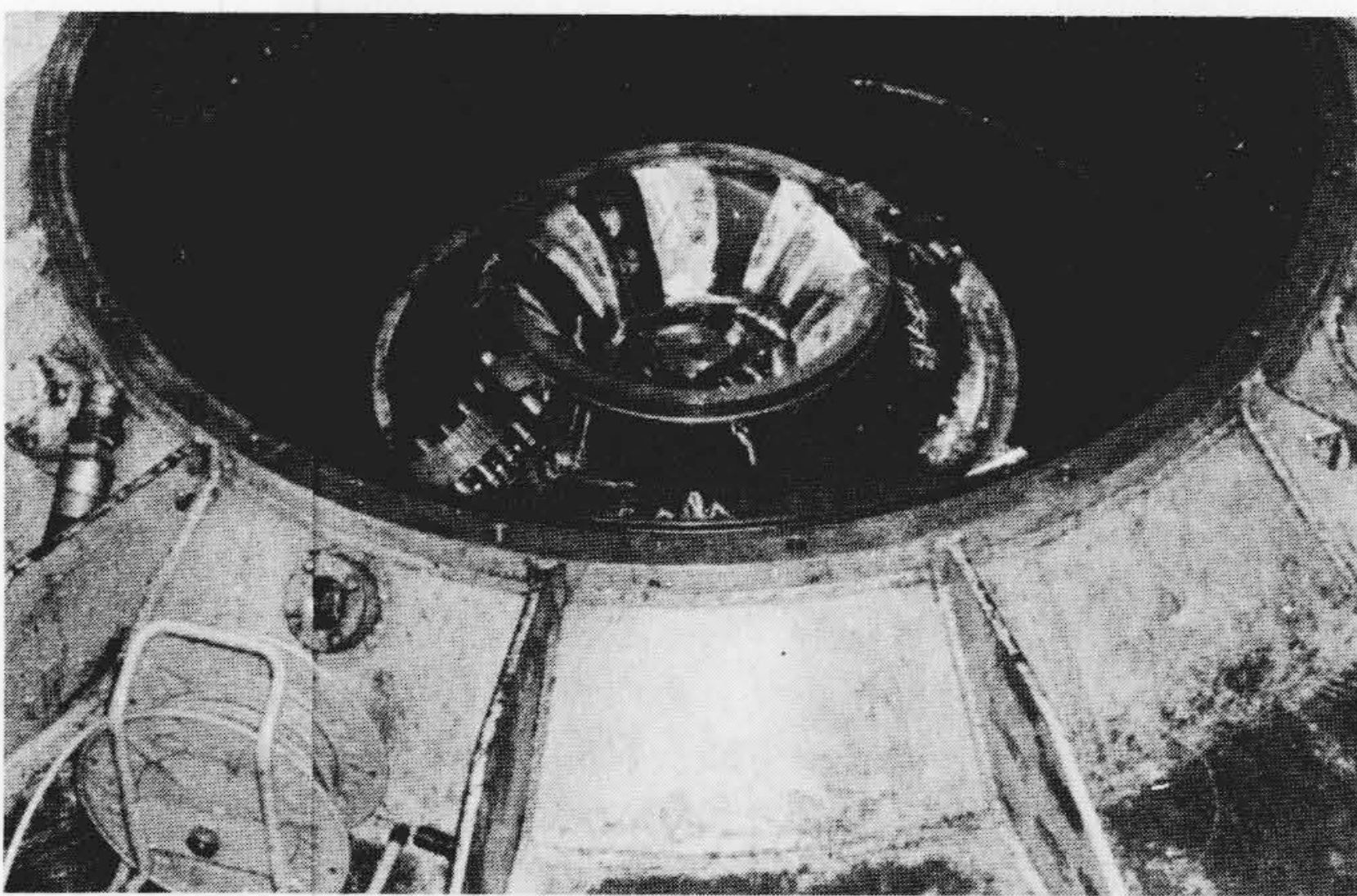


図9 応力測定用2分割モデルランナ 高速回転試験機に組み込まれたモデルランナを示す。

Fig. 9 Split Model Runner fixed to Spin Tester

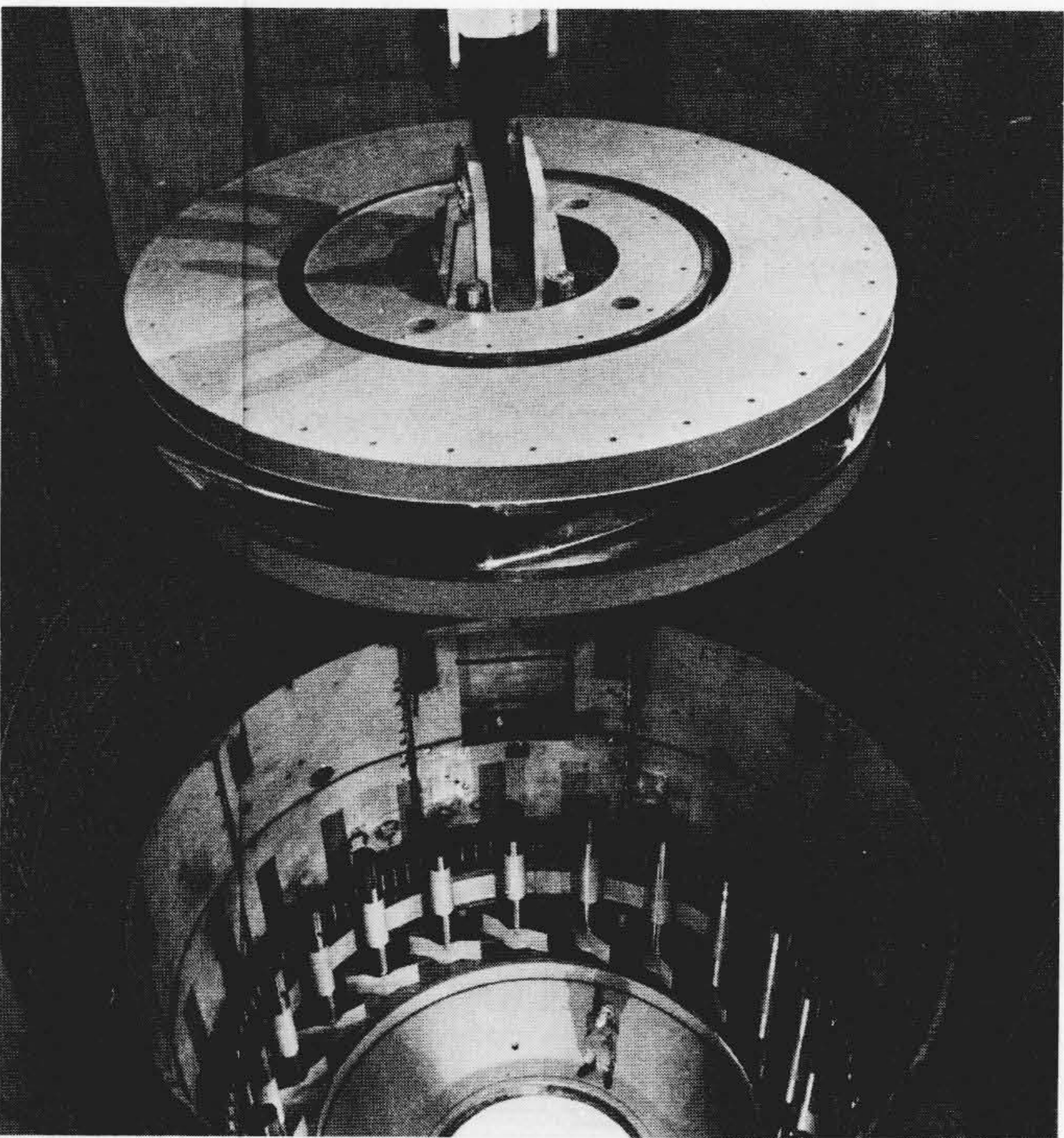


図10 ランナ組込作業 正逆両回転を行なうことにより310,000kWの発電と揚水を兼務できる。

Fig. 10 Installation of Runner

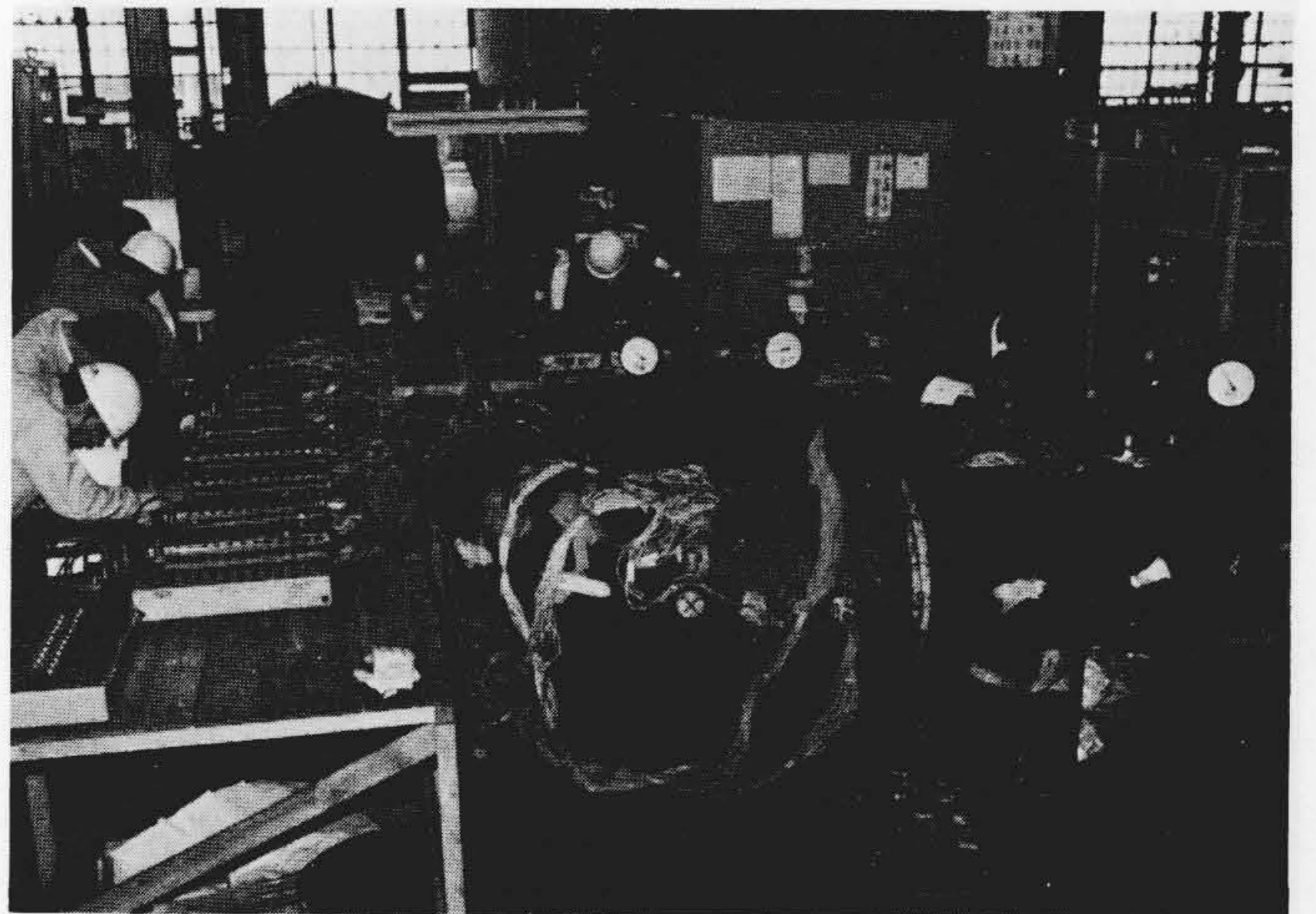


図11 モデルケーシングによる応力測定状況 工場で応力測定中のモデルケーシングを示す。

Fig. 11 Hydrostatic Pressure Test of Model Spiral Case

3.3.2 スピードリング、ケーシング

本発電所用スピードリング、ケーシングとしては、従来構造のものに比較して強度的に信頼性の高い構造を採用した。その特長とするところは、

- (1) 上カバーおよびケーシングからスピードリングに伝えられる荷重の着点点を、ステーパーの重心に近い位置とすることにより、スピードリングに作用する曲げモーメントを非常に小さくした。
- (2) ケーシング胴板が直接スピードリングに溶接され、従来形のような形状の不連続部がないため胴板付け根部に大きな応力集中が生じない。

などである。なお、本ケーシングを採用するにあたっては、実機の水圧試験用モデルを製作し、水圧試験時の各部の応力測定を行ない、詳細な応力分布の把握と強度の確認を行なった。図11は、モデルケーシングの応力測定状況を示すものである。

なお、本ケーシングの水力性能についてはモデル水車による効率試験において従来形に比べて少しも遜(そん)色のない性能のものが得られた。ケーシング材は60(kg/mm²)高張力鋼を用いた現地溶接構造である。図12は現地におけるケーシングの据付状況を示すものである。

3.3.3 上下カバー

上カバーは強大な水圧力に耐えるため、十分な剛性を有する箱形構造とし、4分割として水車ピット内で分解組立作業が行なえるように考慮されている。

下カバーは4分割とし、水圧力は基礎コンクリートとスピードリングの両方で支持する方式が採用されている。

上下カバーの案内羽根に接する面には、ポンプ起動時水面押下げ状態での漏水防止用としてパッキンが装着されている。

3.3.4 入口弁

主弁口径 2,500φ、横軸ロータリバルブを採用し、側弁にはニードルバルブを使用している。設計圧力は弁胴64kg/cm²、弁体59kg/cm²で、工場耐圧試験は弁胴86.2kg/cm²で実施し、強度および水密性能を確認している。弁胴は鋳鋼製で、輸送上の制約から流水方向に2分割とし、鉄管側と水車側にシール機構を設置してある。シールリングは13Cr 鋳鋼で、特殊パッキンを持ち、一体のシールケースに組み込まれている。サーボモータは油圧70kg/cm²で操作され、ストローク

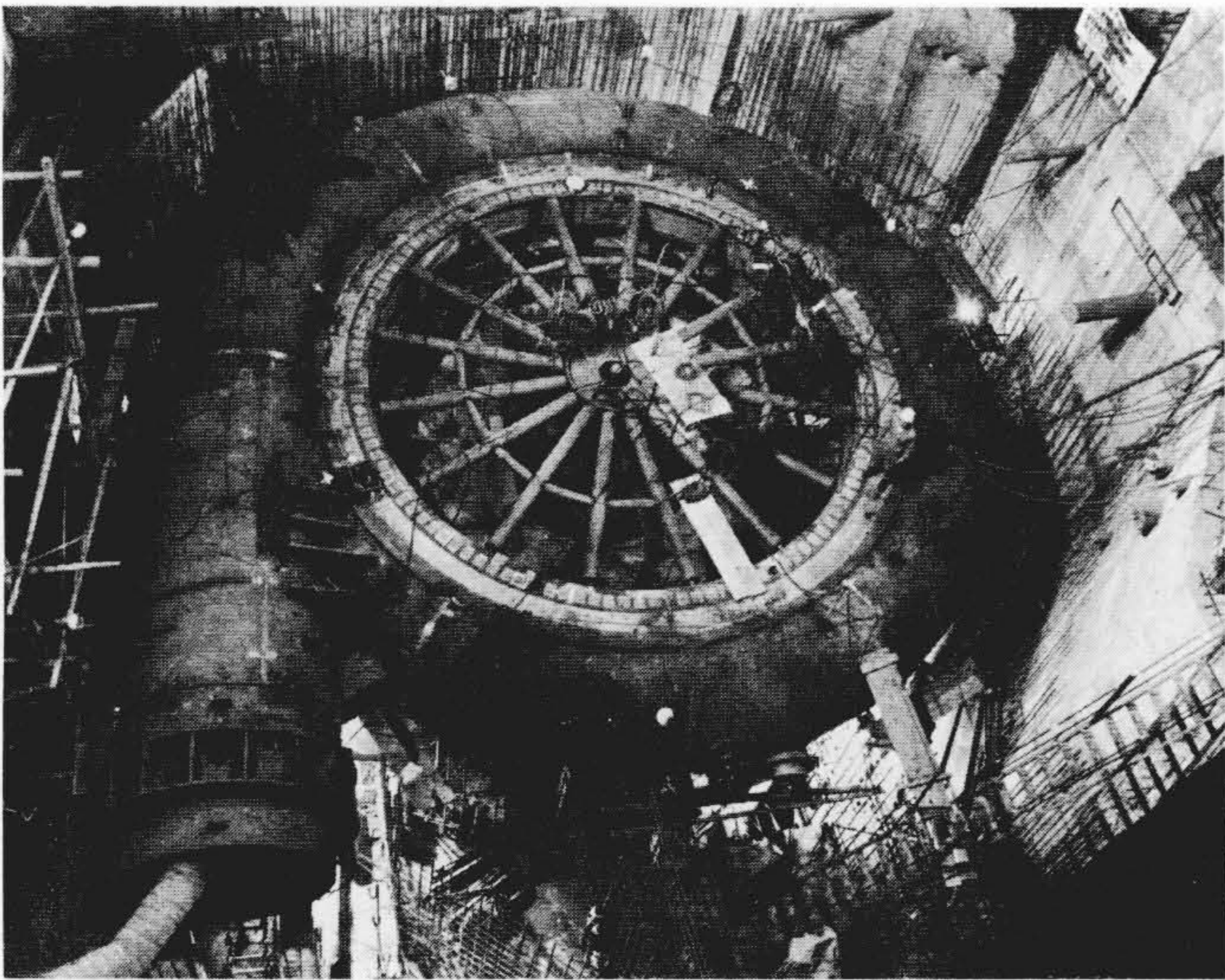


図12 ケーシングの現地据付状況 ケーシングとスピードリングを据付現地で一体に組み立て、溶接作業を行なっている状況を示す。

Fig. 12 Spiral Case under Field Welding

は容易に現地調整可能な構造としてある。また、保守のため鉄管側シール閉ロック、サーボモータ閉ロック装置を設け、安全性を十分配慮した設計としてある。

3.3.5 補機関係

据付面積の縮小、経済性の面から主機2台に対して補機1組のセントラル方式を採用している。圧油タンク、圧油ポンプの容量は電気協同研究の新規準に基づき機器の小形化を図るとともに、操作圧を調速機系(50kg/cm²)と入口弁系(70

kg/cm²) とに分け、安全性を高めるためオーバースピードが発生した場合にも調速機には関係なく入口弁を閉鎖できるように考慮してある。入口弁圧油タンク、調速機圧油タンクおよびブレーキ用空気タンクへの空気の補給は、水面押下げ用空気タンクから直接補給する方式にし、圧縮機、空気タンクの系統の単純化を図っている。

機械的な腰折装置を設け、案内羽根閉鎖時の安全性を高めるとともに、負荷しゃ断時には2段の腰折を行なって、主機および水路の保護を行なうことにしてある。

4 結 言

以上関西電力株式会社奥多々良木発電所用ポンプ水車について発電所の計画概要およびポンプ水車の性能開発、構造、補機関係などの特徴について述べた。本ポンプ水車は今後ますます大容量、高落差化してゆく揚水発電機器の製作実績として高く評価されるものであり、この運転実績は各方面から注目されている。本発電所は昭和49年4月に通水される予定であり、この運転結果については後日、稿をあらためて報告する予定である。最後に本発電所機器の設計、製作にあたり、貴重な指針を供与された関西電力株式会社の関係各位に対し深謝する次第である。

参考文献

- (1) 木村ほか：「フランシス形ポンプ水車の計画上の問題点」 日立評論 55, 101(昭48-2)
- (2) 和田ほか：「ポンプ水車ランナ内流れ解析方法“FLANPT”とその応用」 日立評論 55, 448(昭48-5)



特許の紹介

水車用機械式調速機の最大値最小値制御機構

山口幸男・桑原尚夫

特許 第608035号 (特公昭45-35931号)

水車における調速機は、その本来の役めである調速作用と他に水車発電機を過酷な運転から保護する役めをもっている。これは調速機に入る種々の信号、たとえば負荷、案内羽根開度、回転速度、圧力などがそれぞれ発電機に対して許容値をもっており、この許容値を越えるような信号に対しても調速機を応動させると、水車、発電機が過酷な運転状態となり各機器に不具合を生ずる結果となる。したがってあらかじめ定められた許容値を越えるような信号には調速機を応動させず、許容値内にある小さな信号に対して応動させ、発電機を保護しなければならない。

本発明では図1に示すように任意の複数の信号を受ける複数のパイロットバルブ装置を、案内羽根を操作する二次配圧弁の導油管に対してカスケードに配置し、たとえば各信号の中から最も小さい信号に対して案内羽根を応動させるときには、各パイロットバルブが大きな信号を受けたとき開方

向への移動量が大きくなるように設定しておく。今パイロットバルブP、Q、RのうちパイロットバルブQが最も小さな信号を受けているとすると、パイロットバルブP、Rは開方向へ大きく移動するが、パイロットバルブQはその開度が小さい。したがって二次配圧弁に供給される圧油はパイロットバルブQの開度によってその流量が左右され二次配圧弁は結局パイロットバルブQ

により操作されることになる。すなわち調速機は最も小さな信号に反応している訳である。

このように複数のパイロットバルブに任意の信号を与え、そのなかの最小信号をもって調速機を制御することにより前記した許容値内の制御をすることができ水車、発電機は過酷な運転状態となることはなく、安全性が向上する。

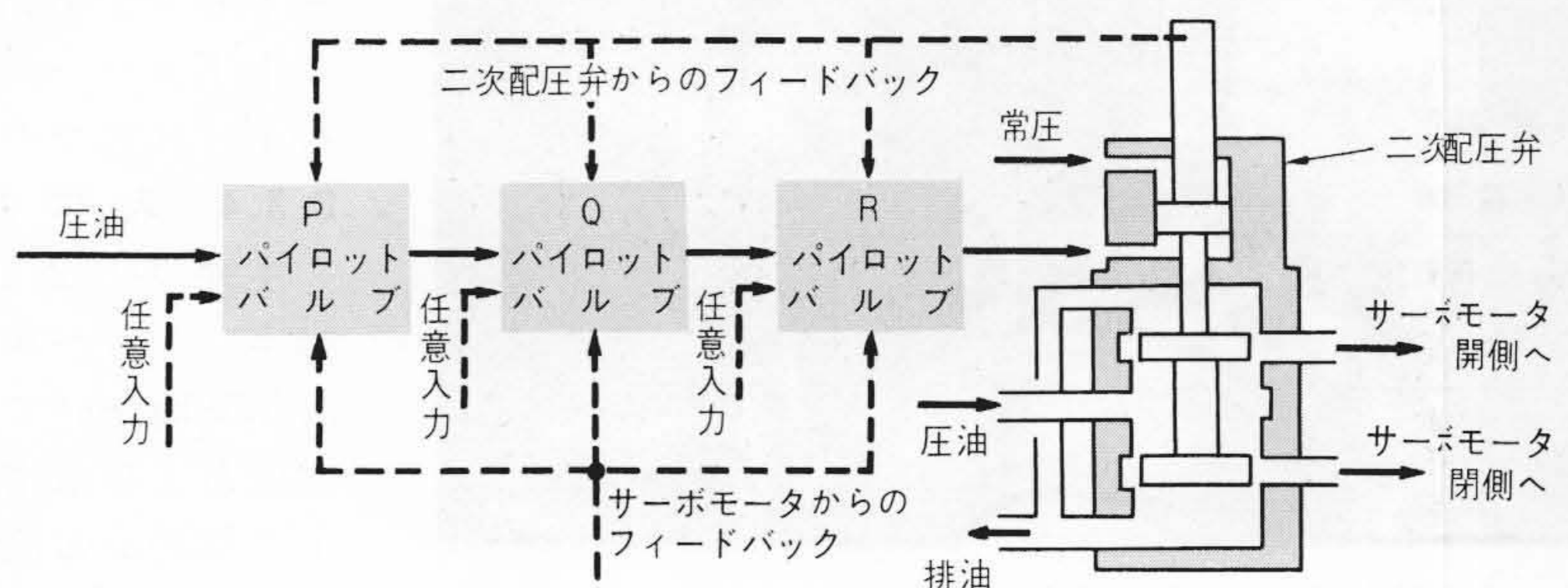


図1