

中部電力株式会社高根第一発電所納 斜流ポンプ水車および発電電動機の運転特性

Field Test Results of Diagonal Flow Type Reversible Pump-turbines
and Generator-motors for Takane No. 1 Power
Station of Chubu Electric Power Co. Inc.

岩 成 一 郎* 井 上 久 男**
Ichirō Iwanari Hisao Inoue
佐 藤 讓 之 良** 鈴 木 登**
Zyōshirō Satō Noboru Suzuki

要 旨

世界最大容量，最高落差(揚程)を有する中部電力株式会社高根第一発電所納め 88,000 kW 斜流形ポンプおよび 100,000 kVA 発電電動機が営業運転にはいった。当発電所にて実施された諸試験結果および運転特性について報告する。

1. 緒 言

日立製作所が製作納入した中部電力株式会社高根第一発電所納め斜流形ポンプ水車および発電電動機 No. 1, 2号機は, 昭和44年9月19日好成績のうちに官庁試験を完了し, 営業運転にはいった。本発電所は, 岐阜県飛騨川の支流益田川の上流部に新設されたもので, 上・下貯水池とも, ほとんど自流分をもたない完全な地下式揚水発電所である。ここに, 官庁試験およびこれに先だち実施された諸試験結果をもとに, 斜流形ポンプ水車および発電電動機の実機運転特性について, あらかじめ実施されていた, モデル試験結果と対応させて, その概略を述べる。

2. 斜流形ポンプ水車

2.1 仕 様

No. 1, 2号機斜流形ポンプ水車の仕様は表1に示すとおりである。

2.2 定常運転特性

2.2.1 水車特性

高根第一発電所においては, ランナペーン角度と, ガイドペーン開度の最適な関係を実機運転において確認するために, 各落差において, ポンプ水車, 発電電動機軸振れ, 振動, 騒音, 水圧脈動の測定が実施された。すなわち, あらかじめモデル試験より決定された, 各落差ごとの ON-CAM 曲線をはさんで, ガイドペーン開度を一定として, ランナペーン角度を動かし OFF-CAM として測定を行なった。この試験結果から, モデル試験により決定された ON-CAM 曲線が, 振動, 騒音, 水圧脈動とも最適であることが確認され, その運転状態はきわめて良好であった。また, 当発電所の効率試験は, モデルによる受入試験であり, 昭和41年8月完了しているが, 参照試験として, 超音波法およびカレントメータ法により, 現地効率試験が実施された。図1は No. 1号機 $H_T=124.0$ m(基準落差)に換算した, 超音波法による水車効率試験結果を示したものである。

2.2.2 ポンプ特性

当発電所用ポンプ水車は, ポンプ運転において, Q-H 特性の不安定特性のほとんどないものであるため, 水車運転同様全体として, 良好な運転状態であるが, Q-H 特性の平坦(へいたん)な部分において, 振動, 騒音がやや増加する傾向にある。この振動, 騒音の増す領域は, 当初よりポンプ運転範囲から除外されていたために定常運転時には運転上, なんら問題とはならなかったが, 実機

* 中部電力株式会社
** 日立製作所日立工場

表1 斜流形ポンプ水車仕様

				高 根 第 一	
水	最	出	力	88,000	kW
	高	落	差	136.2	m
		流	量	72.9	m ³ /s
車	基	出	力	88,000	kW
	準	落	差	124.0	m
		流	量	80.0	m ³ /s
最	出	力	33,500	kW	
	落	差	79.6	m	
	流	量	54.0	m ³ /s	
回	転	速	277	rpm	
	比	速	177	m-kW	
ポ	最	入	力	97,700	kW
	高	揚	程	137.4	m
		揚	水	61.7	m ³ /s
ン	基	入	力	94,800	kW
	準	揚	程	115.0	m
		揚	水	75.0	m ³ /s
プ	最	入	力	71,100	kW
	低	揚	程	80.8	m
		揚	水	75.0	m ³ /s
回	転	速	277	rpm	
	比	速	68.5	m-m ³ /s	
	吸	込	み	-35.0	m

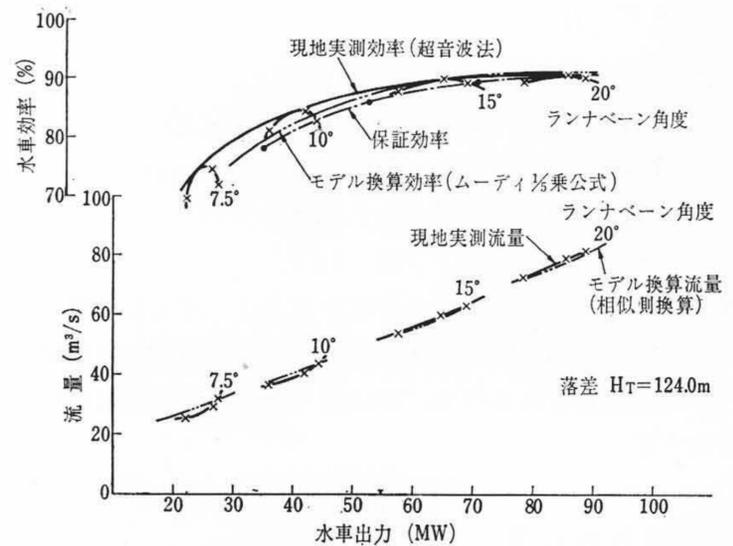


図1 水車運転効率試験結果(1号機)

における最適な運転状態を確認するために, 水車運転同様モデル試験結果より決定された ON-CAM, OFF-CAM において, 軸振れ, 振動, 水圧脈動などを測定した。その結果, ポンプ定常運転時におけるモデルより実機への換算は, $\sqrt{\eta}$ 方式が最適であること

が認められた。

また、ポンプ運転においても、超音波法、カレントメータ法により、現地効率試験が行なわれた。図2はNo.1号機の $H_p=127.3$ mにおける超音波法による効率試験結果を示したものである。試験結果は、モデルよりの $\sqrt{\eta}$ 方式による換算値と一致することを確認した。

2.3 過渡特性

2.3.1 ポンプ起動特性

当発電所は斜流形ポンプ水車であるが、ポンプ起動時の電力系統に与える影響を極力小さくするために、上カバーより圧縮空気を送入し、ランナ部の水面を押し下げ、空中起動する方式が採用された。この方式は、四国電力株式会社蔭平発電所納め斜流形ポンプ水車に採用された実績はあるが、当発電所の場合、大容量、高揚程であるためランナブレードの肉厚が厚く、圧縮空気の排気

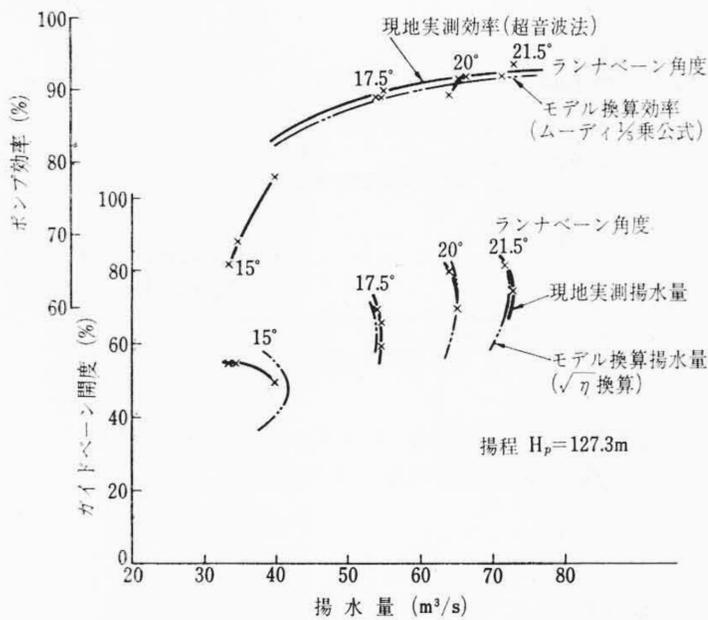


図2 ポンプ運転効率試験結果(1号機)

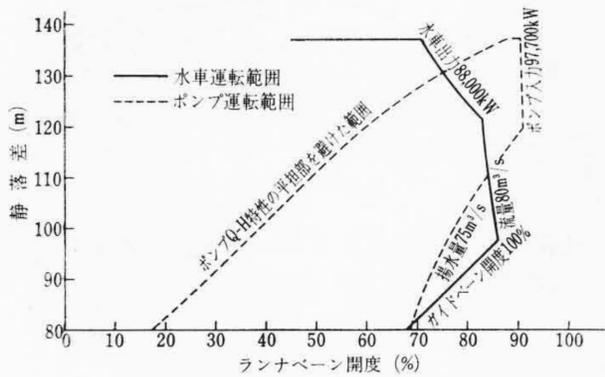


図3 斜流形ポンプ水車運転範囲

が懸念されたが、排気開始後、約1分で排気完了、プライミング水圧が確立し揚水開始は順調であった。揚水開始後、入力を増加する過程において、2.2.2で述べたポンプQ-H特性の平坦部を過渡的に通過するために、この部分で軸振れ、振動、水圧脈動などがやや増加する。この傾向は高揚程になるほど増加する特性を持っている。したがって運転範囲外においても最適の運転状態を得るため、ON-CAM, OFF-CAMにおいて、軸振れ、振動、水圧脈動などを測定した。この結果、モデルからの $\sqrt{\eta}$ 方式によるガイドベーン開度とランナベーン角度の換算値に対して、最高揚程のQ-H特性の平坦部において、ランナベーン角度を、いくぶん立てる方式に修正することによって最適な過渡運転特性を得た。図3は最終的なポンプおよび水車運転範囲を示したものである。

2.3.2 水車負荷しゃ断特性

水車負荷しゃ断試験は、低落差から高落差まで順次実施された。当初基準落差、最大出力付近よりの負荷しゃ断時、ガイドベーン腰折点付近において、やや大きな水圧脈動が認められたが、ガイドベーン腰折開度を変更することにより水圧脈動を低く押えることができた。これは負荷しゃ断の際、ガイドベーン開度とランナベーン角度は、ON-CAM関係にて、閉鎖することが望ましいにもかかわらず、ガイドベーン閉鎖に対し、ランナベーン閉鎖がおくれ、ガイドベーン腰折点付近において、ON-CAM関係からのずれが大きくなったために、生じたものと考えられた。このような現象は、四国電力株式会社蔭平発電所納め斜流形ポンプ水車においても認められた。図4は $H_{st}=135.3$ m、発電機出力85,200 kWより負荷しゃ断をした結果を示したものである。また、モデル完全特性をもとに同一条件下より、負荷しゃ断した計算結果のうち鉄管水圧、回転速度の変化を同図に示した。水圧脈動、回転速度変化ともその変動値の平均値の実測値と計算値は、比較的良く一致することが確認された。

2.3.3 ポンプ入力しゃ断特性

水車同様、低揚程から高揚程まで特性確認が実施され、入力しゃ断の際問題となる鉄管最低水圧、最高水圧ともじゅうぶん満足する結果が得られた。図5は $H_{st}=127.3$ m、電動機入力100,000 kWより入力しゃ断した結果およびこれに対応する計算結果を示したものである。ポンプ入力しゃ断時には、水車基準落差、ガイドベーン閉鎖の腰折点付近にみられた、やや大きな水圧脈動は観察されなかった。また、実機試験結果とモデルよりの計算結果は、図5に示したとおり鉄管の圧力低下特性にやや差がみられた。すなわち実機試験結果の圧力低下は水柱29 mであったのに対し、計算結果は水柱39 mであった。この傾向はほかの揚程の試験結果と計算結果の対応にもみられたものである。

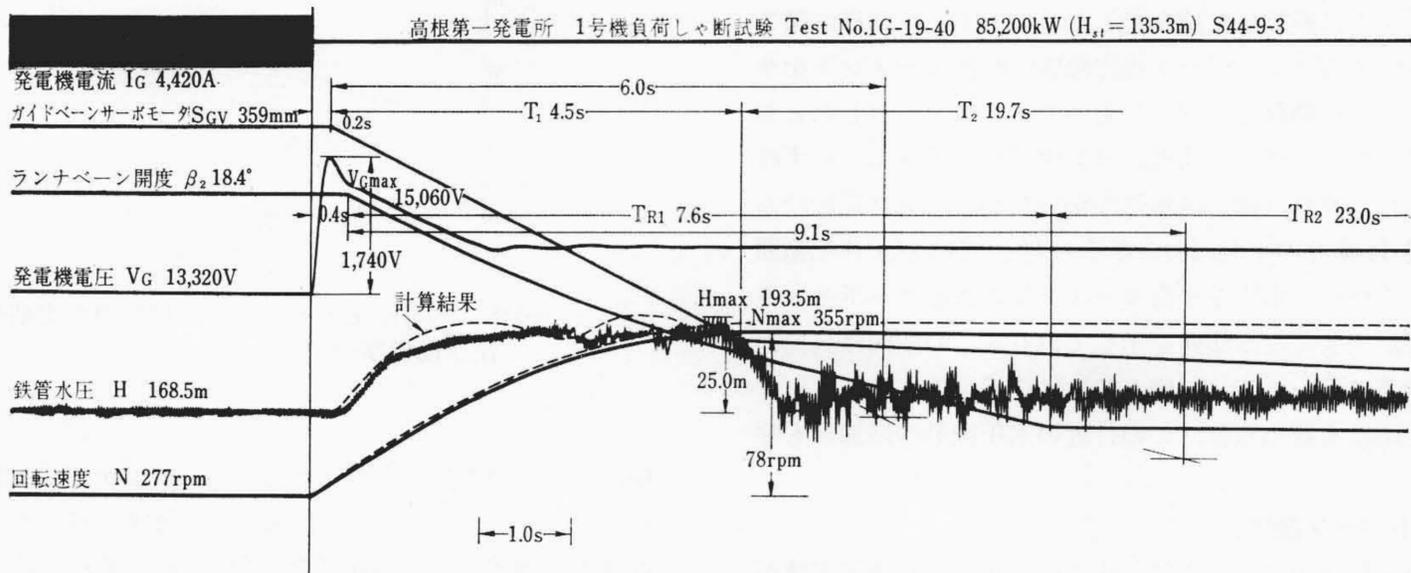


図4 負荷しゃ断試験結果(1号機)

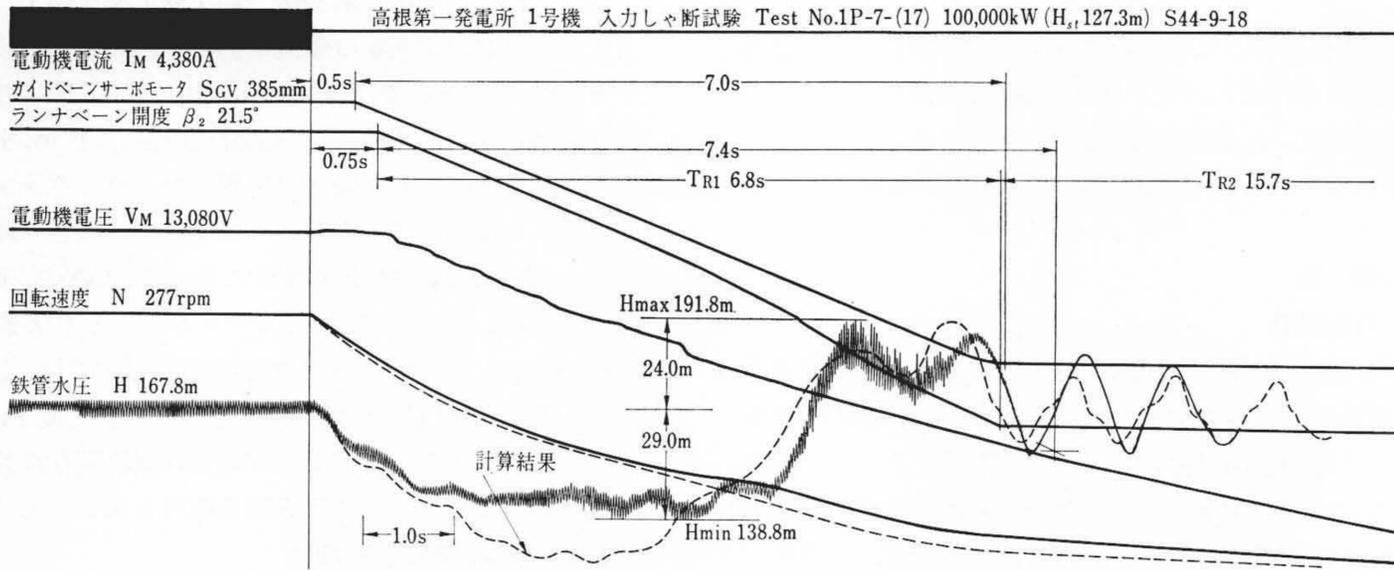


図5 入力しゃ断試験結果 (1号機)

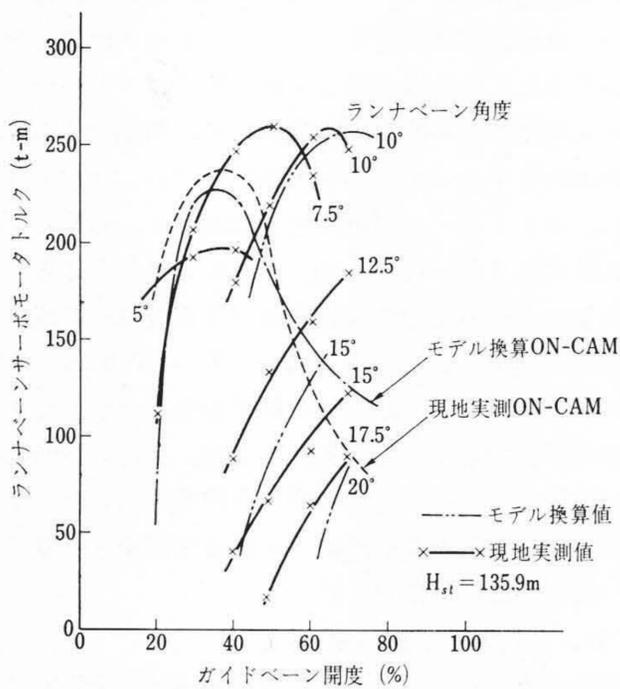


図6 水車運転ランナベーン操作力測定結果 (水圧不平衡力分, 1号機)

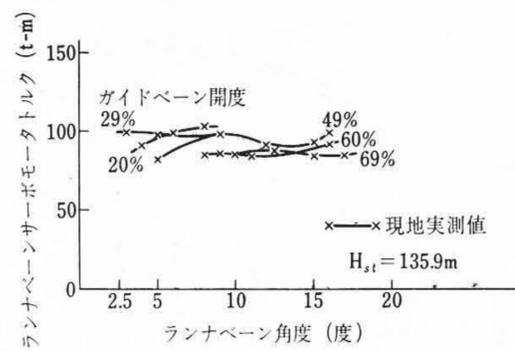


図7 水車運転ランナベーン操作力測定結果 (操作機構摩擦力分, 1号機)

2.4 諸特性

2.4.1 ランナベーン操作力

実機におけるランナベーン操作力を確認するために、ガイドベーン開度を一定として、ランナベーンを開、閉操作し、各運転状態におけるランナベーンサーボモータの油圧を測定した。あらかじめモデル試験にて測定されていたランナベーン操作力と対比し、良く一致することを確認した。図6はNo.1号機水車運転時、 $H_{st}=135.9\text{ m}$ におけるランナベーン水圧不平衡モーメントをサーボモータトルクに換算した値を示したものである。同様に図7は、図6に対応するランナベーン操作機構の摩擦モーメントをサーボモータトルクに換算して示したものである。図に示したとおり摩擦力分は、ガイドベーン開度、ランナベーン角度によらずほぼ一定であった。また、図には示さなかったが、ポンプ運転におけるポンプQ-H特性の平坦部およびその付近では定常運転範囲に比べ、ランナベーン水圧不平衡モーメントによるサーボモータトルクの変動が大きくなる傾向を示しており、この傾向は高揚程となるほど顕著に現われる。同様の特性は後述するガイドベーン操作力の測定時にも認められ、この付近の水圧脈動の増加とも呼応している。

2.4.2 ガイドベーン操作力

ガイドベーン操作力については、すでにじゅうぶん運転実績があり、予想が可能であったので改めてモデル試験時測定せず、実

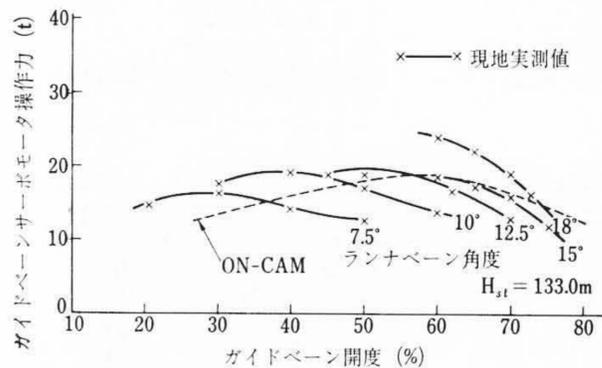


図8 水車運転ガイドベーン操作力測定結果 (水圧不平衡力分, 2号機)

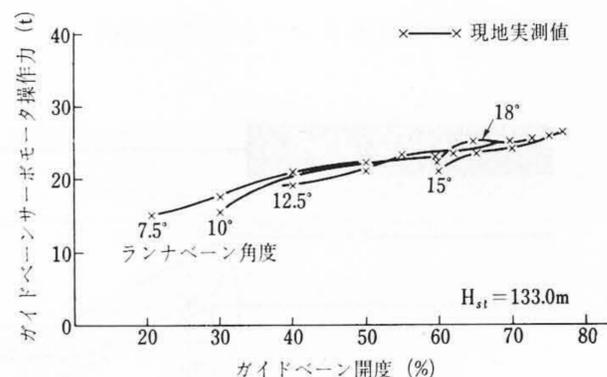


図9 水車運転ガイドベーン操作力測定結果 (操作機構摩擦力分, 2号機)

機についてのみ測定した。すなわち、ランナベーン角度を一定として、ガイドベーンを開、閉操作し、ガイドベーンサーボモータの油圧を測定した。図8はNo.2号機水車運転時 $H_{st}=133.0\text{ m}$ におけるガイドベーン水圧不平衡力をサーボモータ操作力に換算し

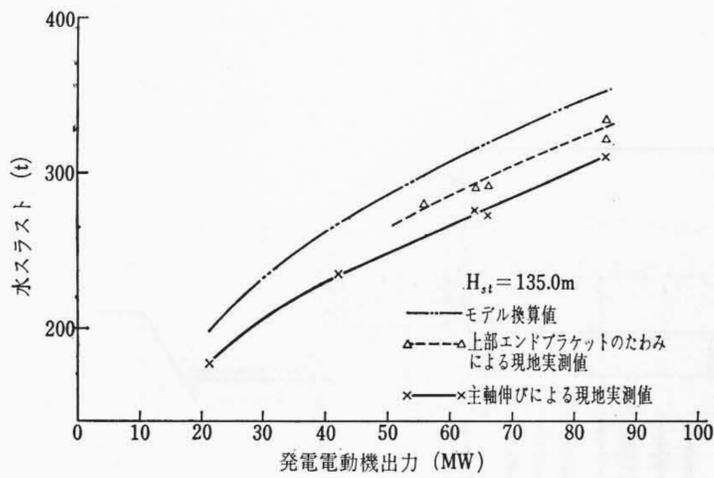


図10 水車運転水スラスト測定結果(1号機)

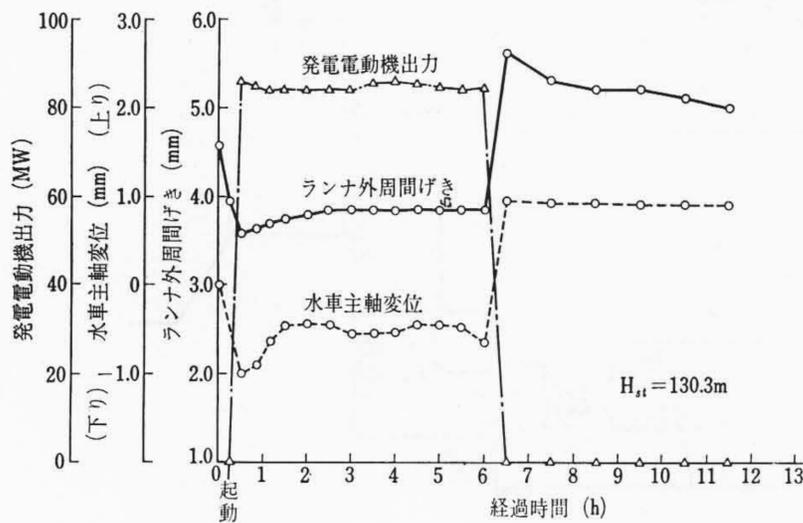


図11 水車運転時間経過によるランナ外周間隙の変化(2号機)

た値である。ON-CAM 運転した場合、ガイドベーン開度 60% 付近に極大値が存在する。同様に図 8 に対応するガイドベーン操作機構の摩擦力を、サーボモータ操作力に換算して図 9 に示した。図 9 によれば、摩擦力はガイドベーン開度が小となるに従いやや小さくなっている。これはガイドベーンに働く水圧不平衡モーメントがガイドベーン開度が小さくなるに従い小さくなるためと考えられる。ポンプ運転時についてもほぼ同様の結果が得られた。

2.4.3 水スラスト

実機については、主軸にストレインゲージをはり主軸の伸びを FM ストレインメータにより測定する方法と、上部エンドブラケットたわみを測定する方法とによって、ポンプ水車に働く水スラストを測定した。モデルについてもストレインゲージを使用して、各運転状態における水スラストを測定した。図 10 は一例として No. 1 号機 $H_{st}=135.0\text{ m}$ における水スラスト測定結果を示したものである。図 10 より実機における 2 方法およびモデルの実機への換算結果は同じ傾向を示していたが、モデルよりの換算値が実機測定値に比べ、やや高い値を示した。また、以上の水スラスト測定結果により、ランナ背圧部よりドラフトチューブに連結されているバランスパイプは 50% 開度に決定された。

2.4.4 ランナベーン外周間隙(げき)および主軸変位

斜流形ポンプ水車については、回転部であるランナベーン外周とこれに対向する固定部であるディスチャージリング流水面との間隙(ランナ外周間隙)が問題となる。この間隙を直接電氣的に測定する装置(ランナ外周間隙測定装置)により常時監視するとともに、主軸部に主軸変位を機械的に表示する装置を取り付け、両者を同時に測定した。なお、ランナ外周間隙は、運転中その最小値が 2 mm となるように据え付けられた。図 11 は No. 2 号機、

表2 発電電動機仕様

	単位	発電機	電動機
容量		100,000 kVA	97,700 kW
回転速度	rpm	277	277
電圧	kV	13.2	13.2
周波数	Hz	60	60
極数		26	26
力率		0.85	1.0
		主励磁機	副励磁機
容量	kW	450	20
電圧	V	440	220

水車運転時 $H_{st}=130.3\text{ m}$ における時間に対するランナ外周間隙と、主軸変位の変化状態を示したものである。

2.4.5 調相運転

調相運転はポンプ起動時と同様に、上カバーより圧縮空気をランナ部に送入して、この部分の水面を押し下げを行なわれ、排気もじゅうぶん可能であることを確認した。当初調相運転中、ガイドベーン上・下のシール部よりの漏水を排出する弁(ガイドベーン漏水弁)を開としていたため、空気圧縮機の動作間隔が短かったが、閉とすることにより、1台調相運転にて運転時間3分、停止時間30分とすることが可能となった。現在、この調相運転は通常営業運転に利用されている。

3. 発電電動機

3.1 仕様

表 2 は No. 1, 2 号機発電電動機の仕様を示したものである。

3.2 構造

本機は回転速度が高く、かつ斜流形ポンプ水車に直結のため、無拘束速度も 193% と高いため普通形構造を採用し、ポンプ水車と発電電動機の軸間距離を極力短縮し、過酷な始動および過速運転に対し軸振動が小なるように注意を払った。図 12 は本機の外観を、図 13 は組立断面を示したものである。

(1) 固定子

本発電所は地下式で搬入路が狭いため、固定子は六分割、固定子コイルを全部抜いて発送した。固定子コイルは、1 ターン・二重星形接続で、エポキシレジンを用いた日立ハイレジンコイルであり、加熱冷却、耐湿、誘電正接、機械的強度、絶縁破壊などの諸特性にすぐれている。

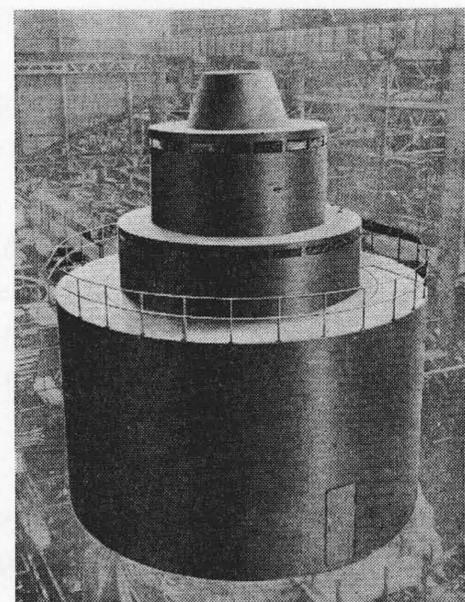


図12 発電電動機

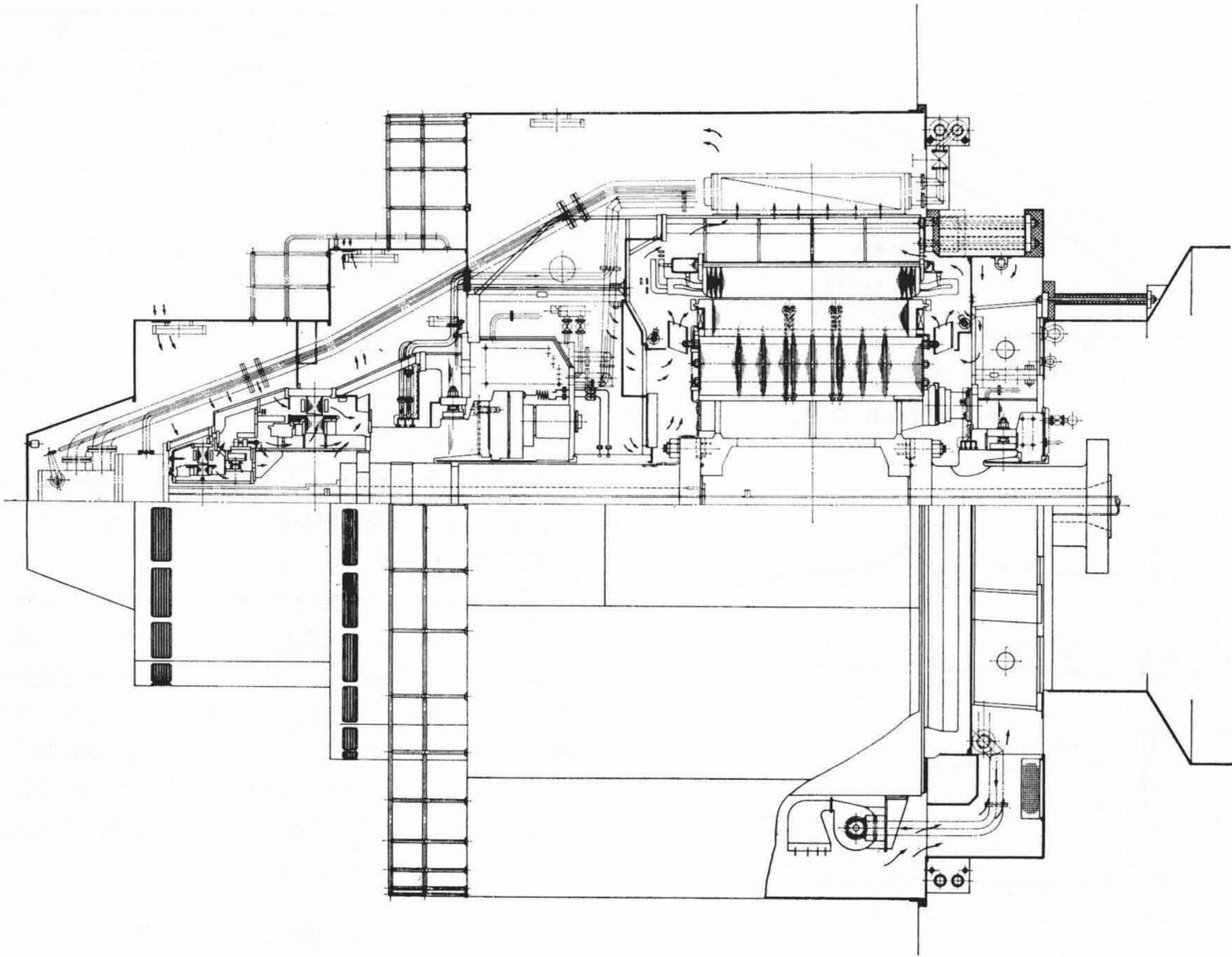


図13 発電電動機組立断面

また、固定子わくは、特に横方向剛性を高めた設計である。

(2) 回 転 子

界磁コイルは、冷却効果を増すため数ターンごとに出張部を設け、さらに継鉄に9箇所通風孔を設けて軸方向中央部の冷却向上を図っている。

現地始動時、制動巻線に発生するエネルギーは、回転損失を含めて単位慣性定数で表わすと、 $4.5 \text{ kW}\cdot\text{s}/\text{kW}$ に相当し、発電電動機としてわが国最大である。しかも本機は、高速機であるため制動巻線の機械的強度向上が要求され、したがって制動巻線は、熱的、機械的に特殊な設計である。制動巻線には、高抵抗材料を採用し、固有抵抗 $20 \mu\Omega\cdot\text{cm}$ 以上のものを使用している。

界磁コイル支持金具の取付ボルトは、継鉄の内側より締付調整できる構造である。

スパイダは、その中心部がシャフトの一部を形成しており、シャフトはスパイダの上部と下部にそれぞれ結合されている。

(3) 軸 受

従来、推力軸受の平均周速度、案内軸受の周速度はともに 25 m/s 以下であった。本機の場合、両者とも 29 m/s とさらに高くなっているため損失が大きく、このため軸受パッドの側面を傾斜させた日立独特の構造を採用して、パッド間隙における油流を改良し冷却効果を上げている。

(4) そ の ほ か

上部ブラケットは輸送制限上、半径方向に2分割された構造、ブラケットの上部リングも2分割で、合せ目を接続ボルトで締め付けている。また、スラストタンクも2分割で、この割れ目部は発電所持込み後一体組み立てしてからシール溶接する方式である。

ひんぱんな始動、停止に備え、ブレーキには集じん装置を設けるとともに注水式消火装置を備えている。

励磁機は全密閉構造であり、その冷却空気は発電電動機から供給され、排出空気はフィルタを通し、カーボン粉を除去してから発電電動機に戻る循環方式である。

3.3 始 動 方 式

本機は低減電圧制動巻線始動方式である。一般の制動巻線は、定格電圧の50%を印加して電動機始動するのが普通であるが、本機の場合、始動時の系統の電圧降下を極力小さくする必要から、印加電圧は $5,000 \text{ V}$ 、すなわち定格電圧の約38%である。この結果50%電圧始動方式に比べ、始動入力は約60%に低減した。

従来、50%電圧始動ではトランスの二次巻線の中間タップを利用して、50%電圧を電動機に印加しているが、本機のように38%電圧では、二次巻線利用が困難のため、トランスに三次巻線を設け始動専用を使用している。そして、38%低減電圧のまま同期入れを行ない、しかるのちに三次巻線から二次巻線に切り換えて運転を行なう方式としている。

3.4 振 動

本機は発電電動機として高速大容量機であると同時に、斜流ポンプ水車に直結のため、無拘束速度が193%と高い（一般に使用のフランス形ポンプ水車の場合、150%程度である）。したがって、機器は径の小さい背の高いものとなっているので機器の振動には特に留意し、回転系の振動形態を電子計算機⁽⁵⁾で解析し、必要な値に回転体の剛性を強くするとともにブラケットや固定子わくの横方向剛性を高め、計算上要求される剛性となるように設計されている。

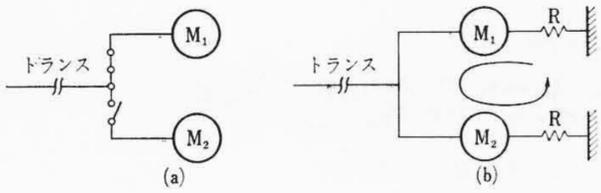


図14 共通トランス方式

3.5 共通トランス方式⁽⁶⁾

本発電所は2台の電動機が1台の共通トランスに接続されているので、次のような問題点がある。

(1) 図14(a)に示す回路において、最初の1台がすでに定格運転にはいつているとき、2台目が始動すると、2台目の始動入力には先行機からも供給されることになる。これは、一般に先行機は定電圧制御運転しているので、端子電圧を一定に保とうとするからである。本機の場合、先行機は約15%過負荷になるが、短時間であるので支障はない。また界磁電流も約15%増大するが、主励磁機の定格以内であり支障はない。

半電圧起動の場合は、先行機は約140%の過負荷となり、2台目始動時の短時間の間とはいえ、電動機、励磁機、電圧制御装置の温度上昇にじゅうぶん注意して設計する必要がある。

(2) 図14(b)に示すように、2台の発電電動機のニュートラル側を抵抗接地すれば、2機間に図示のような循環電流が流れる場合がある。

この循環電流を抑制するため、トランス接地方式が採用される場合もある。どのような接地方式を採用するかは、接地リレーの選択性、接地回路の切換方式、事故時の過渡電圧、ニュートラル

側へのサージ侵入効果など比較のうえ採否を決める必要がある。
本発電所の場合2機の空隙磁束波形より計算された第三高調波に基づく零相電流は約3Aであり、この程度の電流では、接地リレー用変成器にも悪影響がないので2機とも抵抗接地とした。

3.6 運転中の機器の熱伸び作用

斜流水車の回転部と固定部のギャップは2~3mm程度であるため運転中に発電電動機およびポンプ水車が軸方向に伸縮し、これの影響で上述のギャップが変化するのでじゅうぶん計算のうえ、据付時にレベル調整し、許容ギャップとなるようにした。

4. 結 言

中部電力株式会社高根発電所は、斜流ポンプ水車として先に日立製作所が納入した四国電力株式会社蔭平発電所の約2倍の大きさで斯界随一である。また発電電動機もダンパ熱容量が最大であるなど幾多の問題点を有しているが、これらを解決し現在、順調に営業運転している。この成果は、今後計画される揚水機器の製作領域を拡大し、将来への道標となるであろう。

終わりに本機製作にあたり、貴重なご意見、ご協力を賜った中部電力株式会社の関係各位に厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) 深価ほか1名：日立評論 49, 661 (昭42-6)
- (2) 田中ほか3名：日立評論 創刊50周年記念論文集, 5 (昭43-12)
- (3) 福島：発電水力 94, 23 (昭43-5)
- (4) 井上ほか3名：電気評論 54, 1387 (昭44-12)
- (5) 北野ほか2名：日立評論 52, 397 (昭45-5)
- (6) 西ほか3名：電気評論 1086 (昭43-8)



特 許 の 紹 介



特許第505492号 (特公昭42-12696号)

赤津光治

ブ ロ ッ キ ン グ 発 振 器

ブロッキング発振器は回路構成が簡単であり、しかも大電力を得ることができるため、テレビジョン受信機の偏向回路に使用されているが、従来のブロッキング発振器はオン期間を変化させるとオフ期間も変化する欠点があり、さらに、トランジスタ式にすると、トランジスタの逆方向漏えい電流の温度変化によって発振周波数が不安定になる欠点があった。

この発明は上記の欠点を改良するためになされたもので、トランジスタのベースとアース間に抵抗を接続し、このベースとブロッキング発振器の充放電用コンデンサの間にダイオードを接続することを特徴とする。

図はこの発明の一実施例を示す回路図であり、抵抗1、ダイオード2はこの発明によって設けられたものである。この発振器のオン期間はトランジスタ3のベース電流の大きさによって定まり、オフ期間は充放電用コンデンサ4と抵抗5の値によって定まる。この発明においては、抵抗1によりトランジスタ3のベース電流の枝路を設け、しかもコンデンサ4の放電電流が抵抗1を流れないように、ダイオード2によって阻止しているので、抵抗1にはトランジスタ3のベース電流しか流れない。したがって、抵抗1の値を変えることにより、オフ期間を変化させることなくオン期間を変化させるこ

とができる。さらに、ダイオード2の逆方向漏えい電流はトランジスタ3のそれと比較して小さいので、トランジスタ3の逆方向漏えい電流はダイオード2によって阻止されるため、ブロッキング発振器の発振周波数は安定に保たれる。(及川)

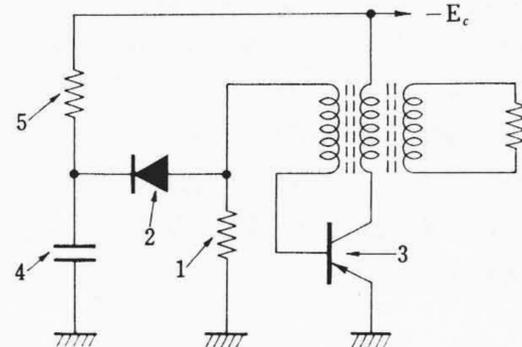


図 1