

九州電力株式会社大平発電所用

265MVA/277MW発電電動機

265MVA/277MW Generator/Motor for Ohira Power Station, Kyushu Electric Power Co.

九州電力株式会社大平発電所用発電電動機は、単機容量265MVA/277MW、定格回転速度400rpmという記録的な大容量高速機である。そのため構造、性能両面で新機軸を生み出した設計を行なっている。例えば、推力軸受の油循環方式として別置形電動油ポンプを採用したこと、電機子電流が約15,000Aと記録的に大きいためライン及びニュートラル側口出線の付近の磁性体構造物の過熱防止対策を行なったこと、 Δ （デルタ）リング ブラケットを採用して準かさ形構造を容易にさせたことなどである。

本機は昭和48年11月に工場完成し、現地試験の結果も良好であった。本稿は、その設計製作及び試験結果について述べる。

鈴木 登* Noboru Suzuki

鈴木登夫* Takao Suzuki

1 緒 言

九州電力株式会社大平発電所（以下、大平発電所と略す）は、近年の大容量火力発電所、原子力発電所の開発に伴って、九州の電力供給、特にピーク供給力及び瞬時予備力を確保するために建設された最大出力500MWの発電所であり、竣工のあかつきには世界最高の揚程546mを揚水する。

発電電動機は単機容量265MVA、400rpmという記録的な高速・大容量機2台より成っている。このうち1号機は昭和48年11月に工場完成し、現地試験の結果も良好であった。

2 発電電動機の概要

表1に大平発電所の発電電動機の主な仕様を、また図1に揚水発電電動機の推移を発電機の出力と回転速度の積で示す。一般に（出力） $\times$ （回転速度）の大小は、発電機製作の技術的困難度を示すが、これにより本発電電動機が技術的に高度な記録機であることが分かる。また推力軸受は荷重、平均周速と

もに非常に大きな大形高速軸受となっており、本機の特徴の中でも特筆されるものである。その占める位置は図2に示すとおりである。また大容量機のわりには端子電圧が11kVと低いため、図3に示すように電機子電流が約15,000Aと記録的に大きく、この点につき設計上特に注意を払った。更に、高速機であるため軸長の長い機械となっており振動、通風などについても十分な考慮を払った。また日立製作所独自の開発による Δ （デルタ）リング ブラケットを採用することにより、準かさ形構造を容易にしている。図4に発電電動機の全体構成図を示す。

3 設計製作上考慮した事項

3.1 推力軸受

推力軸受の構成を図5に示す。 Δ リング ブラケットを介して、電動ポンプによりオイル タンク内の温油を引き出して外

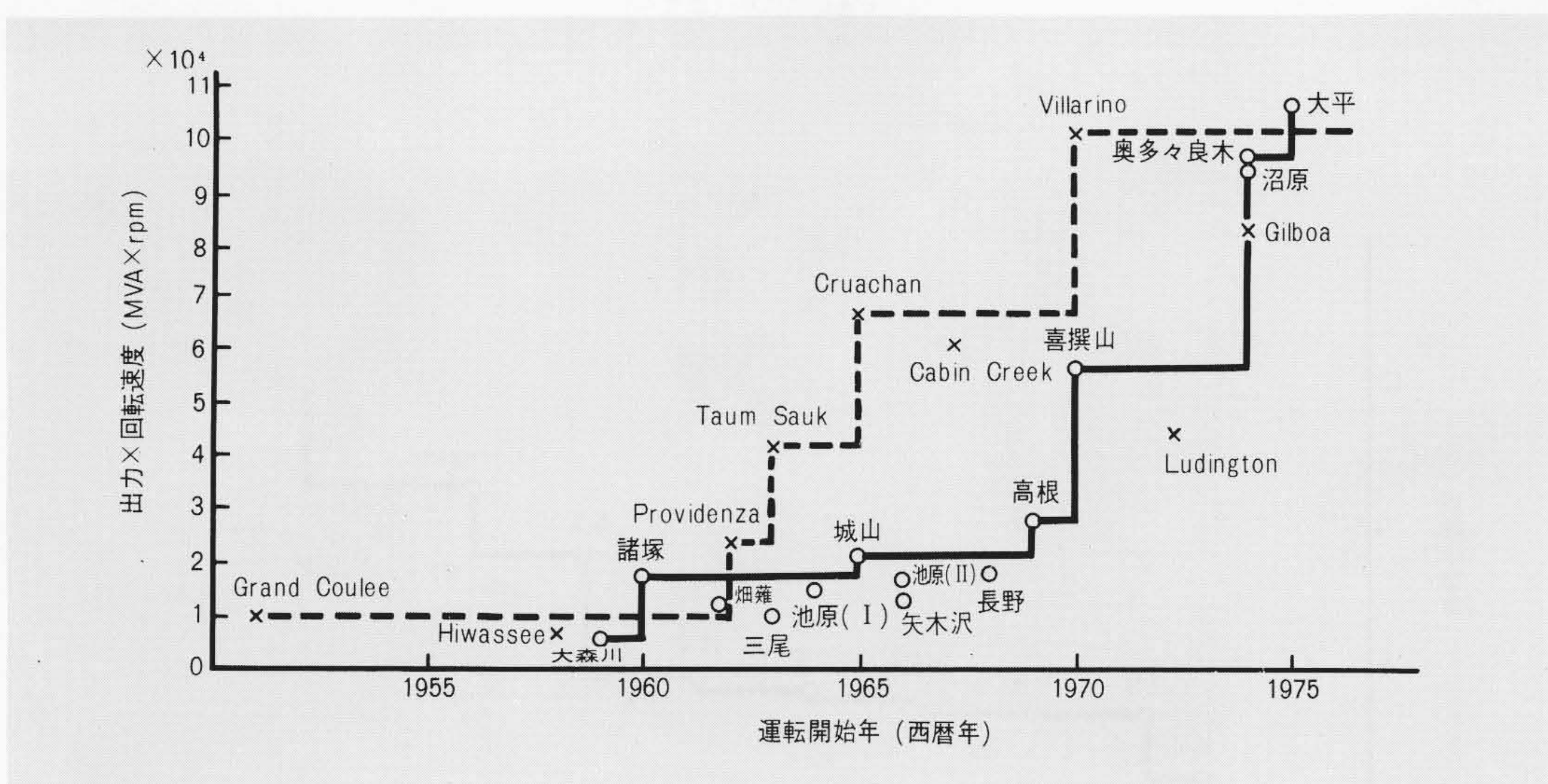


図1 発電電動機の推移
出力 $\times$ 回転速度の大小は、発電機製作技術の困難度を示す。

* 日立製作所日立工場

表1 発電電動機の仕様 単機容量が265MVA/277MWで400rpmの高速機であることが特徴である。

項 目	仕 様
形 式	立て軸回転界磁準かさ形 強制通風閉鎖風道循環形
出 力	265MVA/277MW
回 転 速 度	400rpm
極 数	18
周 波 数	60Hz
電 圧	11kV
電 流	13,909A/14,897A
力 率	0.95(遅れ)/1.0
短 絡 比	0.95(発電機にて)以上
G D ²	5,800t-m ²
無 拘 束 速 度	140%
最大速度変動率	40%
推力軸受荷重	1,350t
絶 縁 種 別	B 種
励 磁 機	サイリスタ
始 動 方 式	直結誘導電動機始動

部のオイルクーラに導き、クーラからの冷油をシュー間に直接給油する方式とした。電動ポンプは50%容量のものを3台並列とし、2台は常用機、1台は予備機である。常用機が故障すると直ちに予備機が自動的に始動する。

この電動ポンプによる油循環方式では、冷油をシュー間に直接給油できること、全循環路にわたり比較的油の流速が低く設計できるため、キャビテーションの心配がないこと、温油をオイルタンク内の比較的静かな場所から取り出せるため、油流への気泡の混入が少ないことなどにより、従来のオイルクーラ内蔵方式、又はセルフポンプによる方式に比べ性能が良好で大形高速軸受に適した方式である。また、この電動ポンプの必要容量はセルフポンプ損失に比べ小さいため発電電動機の総合効率が改善される利点がある。電動ポンプの仕様決定に当たっては、実機に比べ縮尺1/3の大きさの油流モデルを使って試験を行ない性能を確認した。

更にこの推力軸受には三つの特徴がある。すなわち日立ピボットスプリング、シュー熱絶縁及びシュー間昇圧方式である。日立ピボットスプリングは、その可撓性により各シューの荷重分担を均一にするとともに、ピボット面によりシューとランナ間の油膜の形成を容易にする軸受支持方式である。シュー熱絶縁はシュー裏面及び側面を熱伝導の低い耐油性材

図2 推力軸受の推移
推力軸受の大形化の傾向を示す。

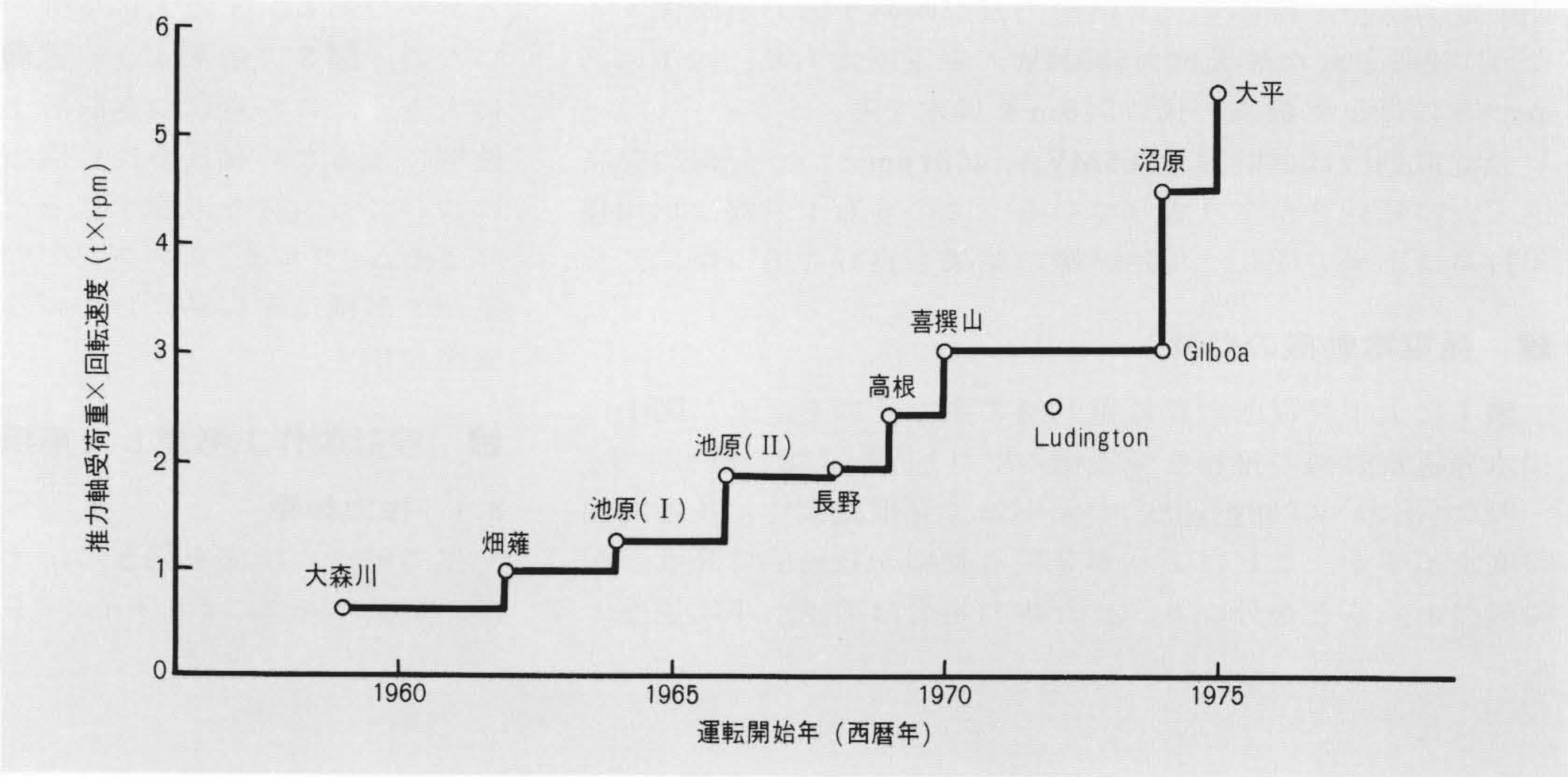
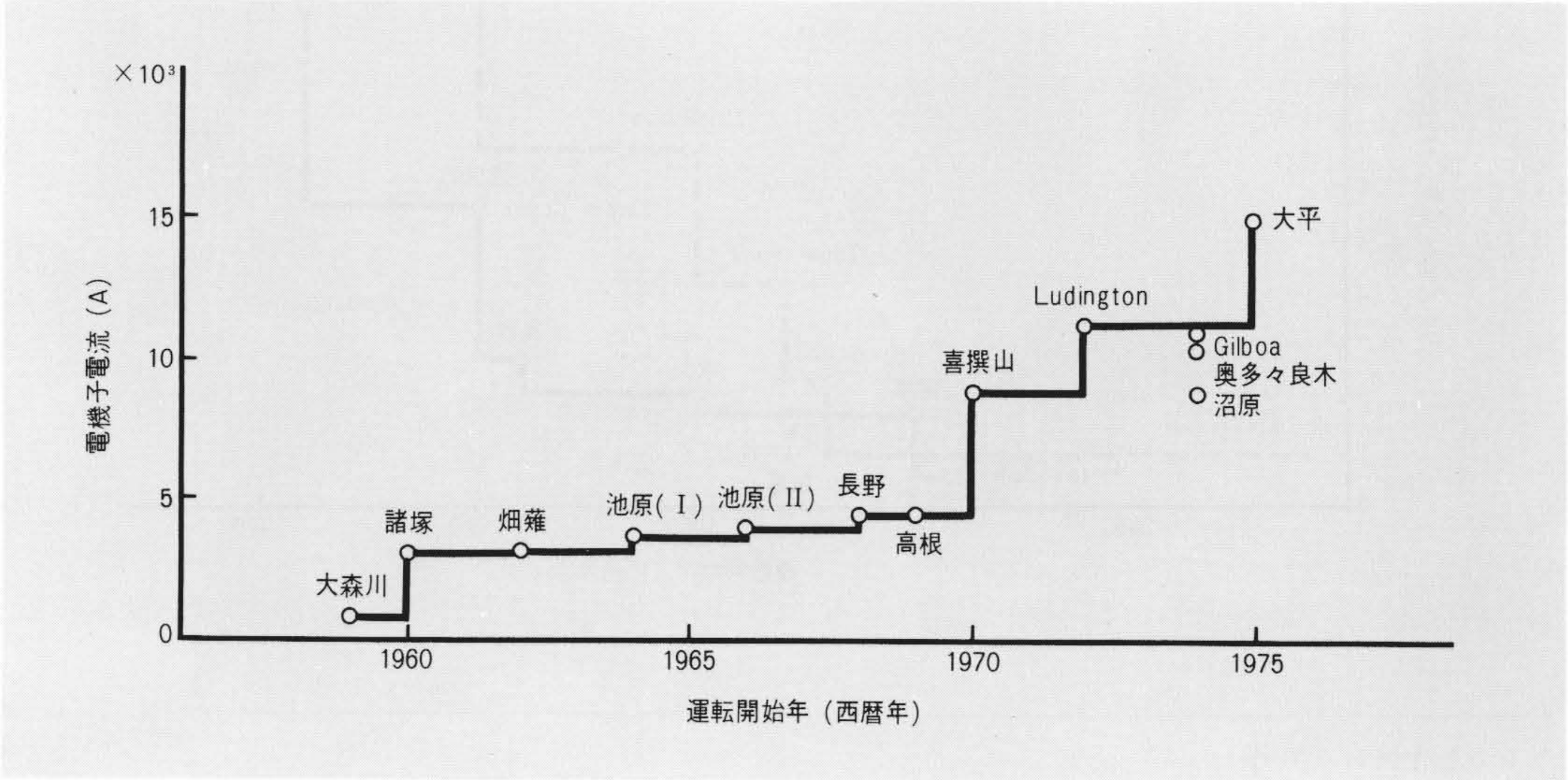


図3 電機子電流の推移
電機子電流の増大の傾向を示す。



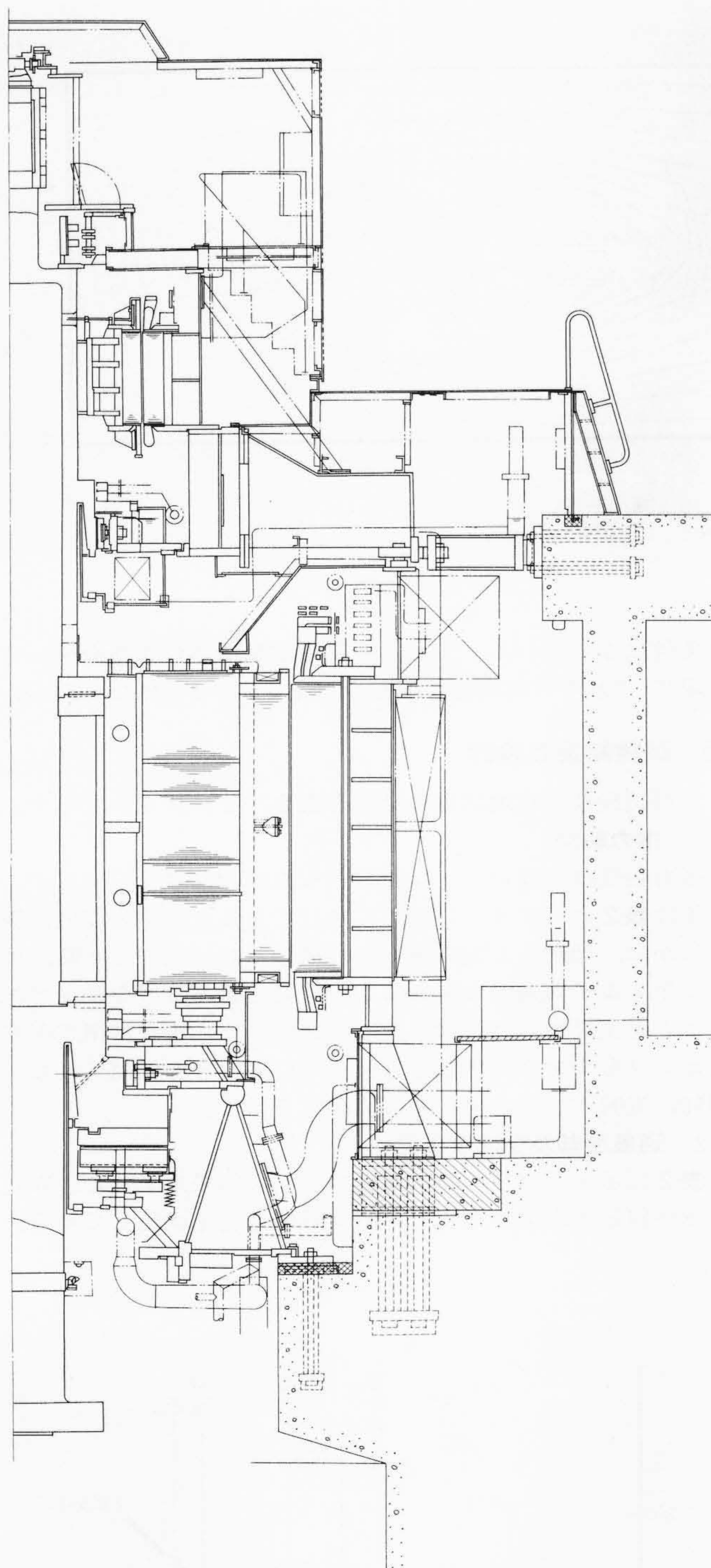


図4 発電電動機の全体構造図 発電電動機の上部和下部に案内軸受をもつ準かさ形構造である。

料で覆うことによって、シュウの厚さ方向温度こう配を少なくし、熱変形を減少させるものである。シュウ間昇圧はシュウ全体を油流しゃ板で覆い、電動ポンプで昇圧されてオイルクーラで冷却された冷油を直接シュウ間に給油する方式であり、摺動面に冷油が効率よく送り込まれるため厚い油膜が形成される。更に油流しゃ板内の油圧が若干高くなるため、シュウ間の油流攪拌による気泡の発生が抑制され、また油流しゃ板により外部から軸受まわりへの気泡の混入が防止されて、冷却効果が向上し摺動面内の油膜温度上昇が低下するという利点がある。

以上、三つの特徴はいずれも始動から停止までのすべての

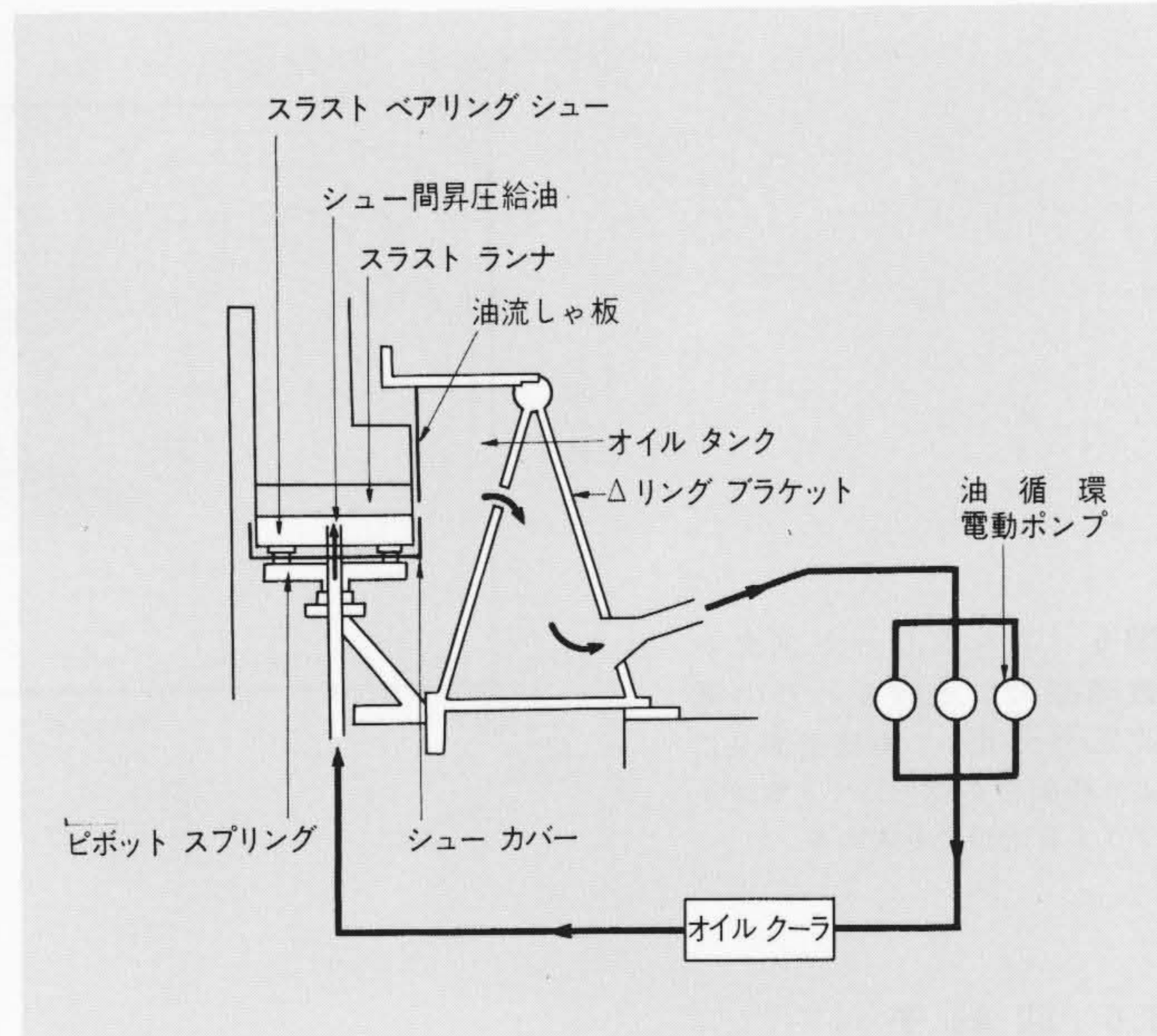


図5 推力軸受の構成 ピボット スプリングは荷重分担の均一化を、シュウ熱絶縁はシュウ変形防止、シュウ間昇圧給油を、油循環ポンプは冷却の向上をそれぞれ目的とする。

運転領域で安定した油膜形成を可能にすることを目的としたものである。なおスラスト ランナの外周も油流しゃ板で覆い、攪拌損失の低減を図った。また構造上はシュウの点検、取外しを簡単にできるようにした。

3.2 電流磁界による磁性体の過熱防止

電動機運転時の電機子電流が約15,000 A と大きいため、特に口出線付近の磁性体が電流磁界により「うず電流過熱」を起こさないように検討した。基本的には磁性体と口出線の距離を十分大きくとり過熱を避けたが、構造上距離に制約のある部分は口出線と磁性体の間に磁気シールド板を設けた。図6に口出線がコンクリートダクトを通過する部分のマグネチックポテンシャルの分布を、図7に口出線と磁性体の必要距離の関係を示す。

3.3 振動及び支持部の剛性

大形高速機であるために振動に対しては十分な検討を加えた。上部の支持部には6本のブラケットアームと基礎との間に金属圧縮ばねから成る防振ステーをそう入し、その剛性は振動の抑制と熱伸びの吸収ができるようにした。下部の支持部には日立製作所で開発したΔリングブラケットを採用している。このブラケットは輸送上の制限から2分割構造になっていて、現地で焼ばめリングを用いて一体化した。図8に回転速度と上下支持部の必要剛性の関係を示す。

3.4 通風冷却及び温度上昇

高速機であるために径が小さく軸長が大で、回転子のファン効果だけでは必要通風量を確保できないため、強制通風ファンを固定子わくの上下に各6個ずつ設けた。

3.5 固定子

固定子わくは輸送上の制限から6分割とし、振動や短絡時のトルクに対しても十分な剛性をもたせた。固定子鉄心は冷間圧延製けい素鋼板で鉄損の少ないものを採用した。固定子コイルは1ターンハーフコイルで並列回路数は6とし、絶縁はヒートサイクルによる熱劣化特性、振動短絡などに対する機械的特性に優れ、長期間にわたって信頼性の高いスーパーハイレジン方式を適用している。

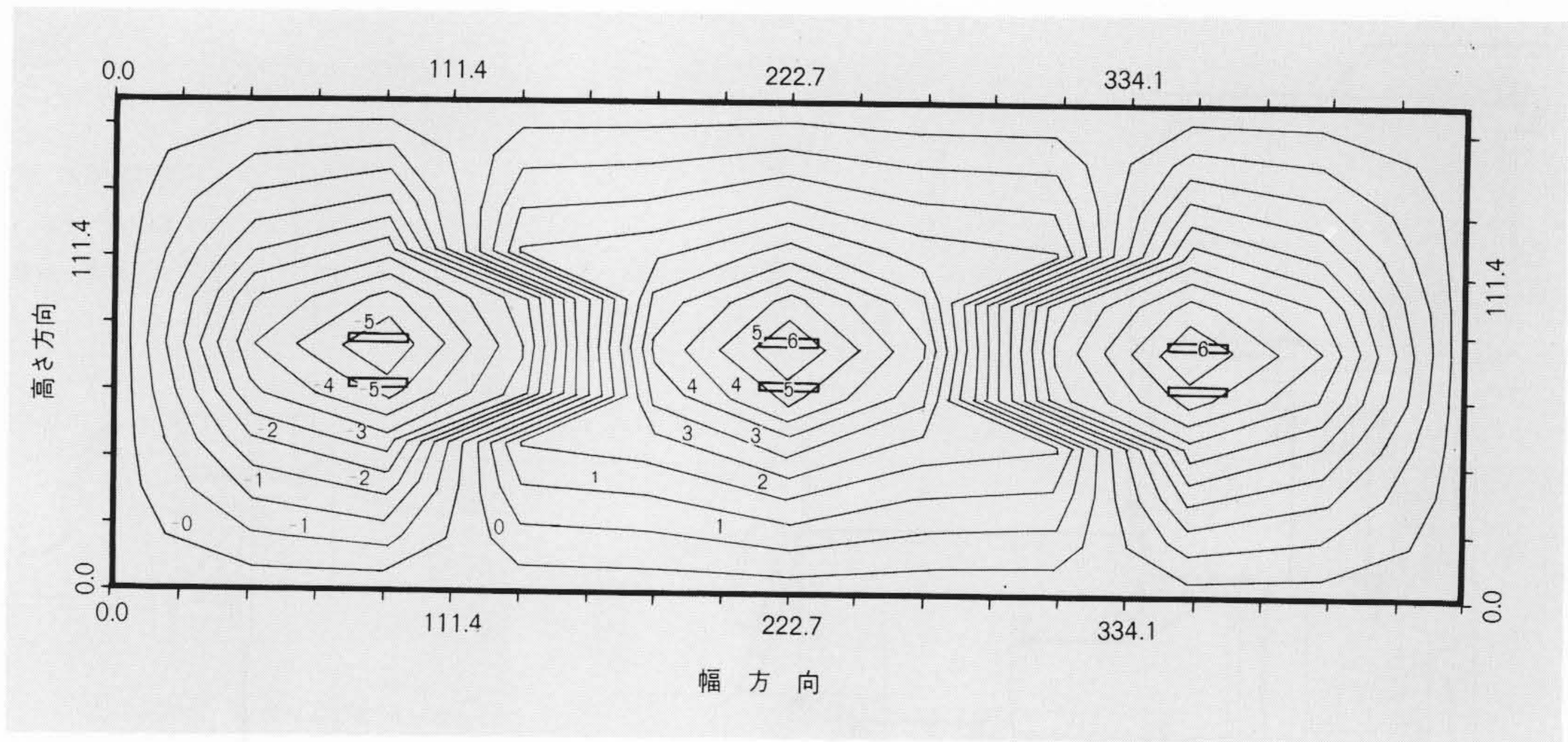


図6 コンクリートダクト貫通部の口出線まわりの電流磁界分布 有限要素法により各部分の磁界，うず電流及びうず電流損失を求める。

3.6 回転子

ロータ リムには高張力鋼から成るセグメント リムを採用し，無拘束速度や負荷しゃ断時の過速度に対しても十分安全なものとした。また，磁極はコイルを高速回転による強大な遠心力に耐える安全なものとするため，傾斜面をもつ鉄心で構成し，コイルにかかる遠心力の周方向成分を理論的にゼロとした。図9に現地における回転子つり込みの状態を示す。

3.7 付属機器

推力軸受用オイル リフト装置としては，常用油ポンプと予備用油ポンプを1台ずつ設置し，両者は自動切換ができるようにした。

本機の始動方式は直結誘導電動機によるものであるが，この始動用電動機にも強制通風ファン4台が設置されている。オイル リフト装置用油ポンプ，推力軸受油循環用電動ポンプ，発電電動機用強制通風ファン及び始動電動機用強制通風ファンの始動は，いずれも主発電電動機始動のインターロッ

ク条件になっている。また，主発電電動機の停止指令後一定時限で，これら付属機器の運転も停止されるようになっている。

4 試験結果と検討

工場試験及び現地試験の結果を表2，3にまとめて示す。

4.1 推力軸受

推力軸受は前述のような記録的な高速大形軸受であるが，結果は表2に示すように極めて良好である。通常温度試験のほかに，始動から定格運転，負荷しゃ断，入力しゃ断，停止に至るまでの過酷な運転にも十分耐え得る良好な軸受であることを工場で等価試験を行ない確認した。また油循環用電動ポンプも十分必要流量を確保していることが確認された。図10に電動ポンプ吐出し量の実測値を示す。

4.2 通風冷却及び温度上昇

表2に示すとおり，強制通風ファンの効果は十分で，固定子及び回転子巻線の温度上昇値は所要性能を満足している。

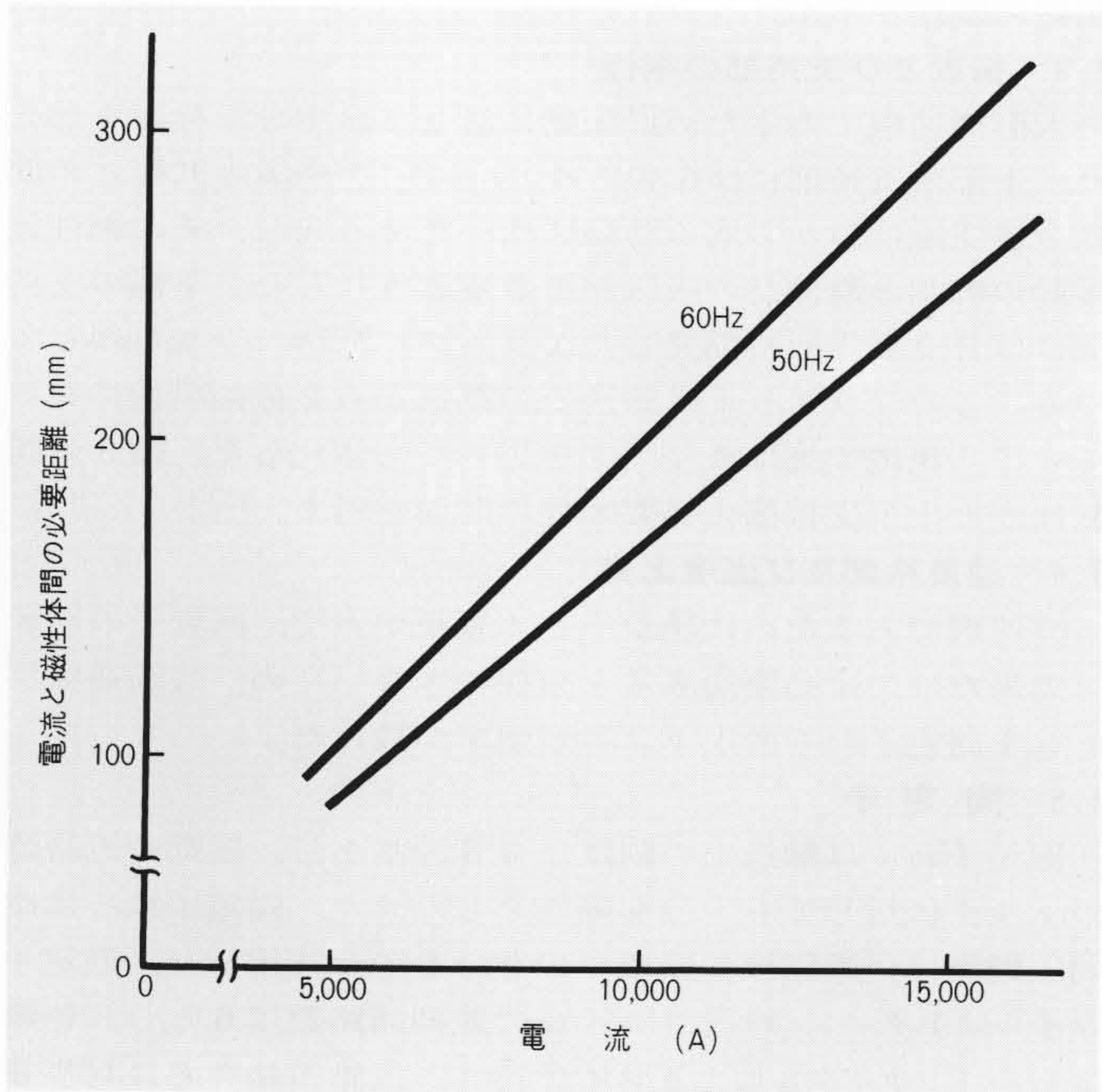


図7 導体と磁性体間の必要距離 電流が大きくなると磁性体のうず電流過熱を防ぐため，電流と磁性体間の距離を大きくする必要がある。

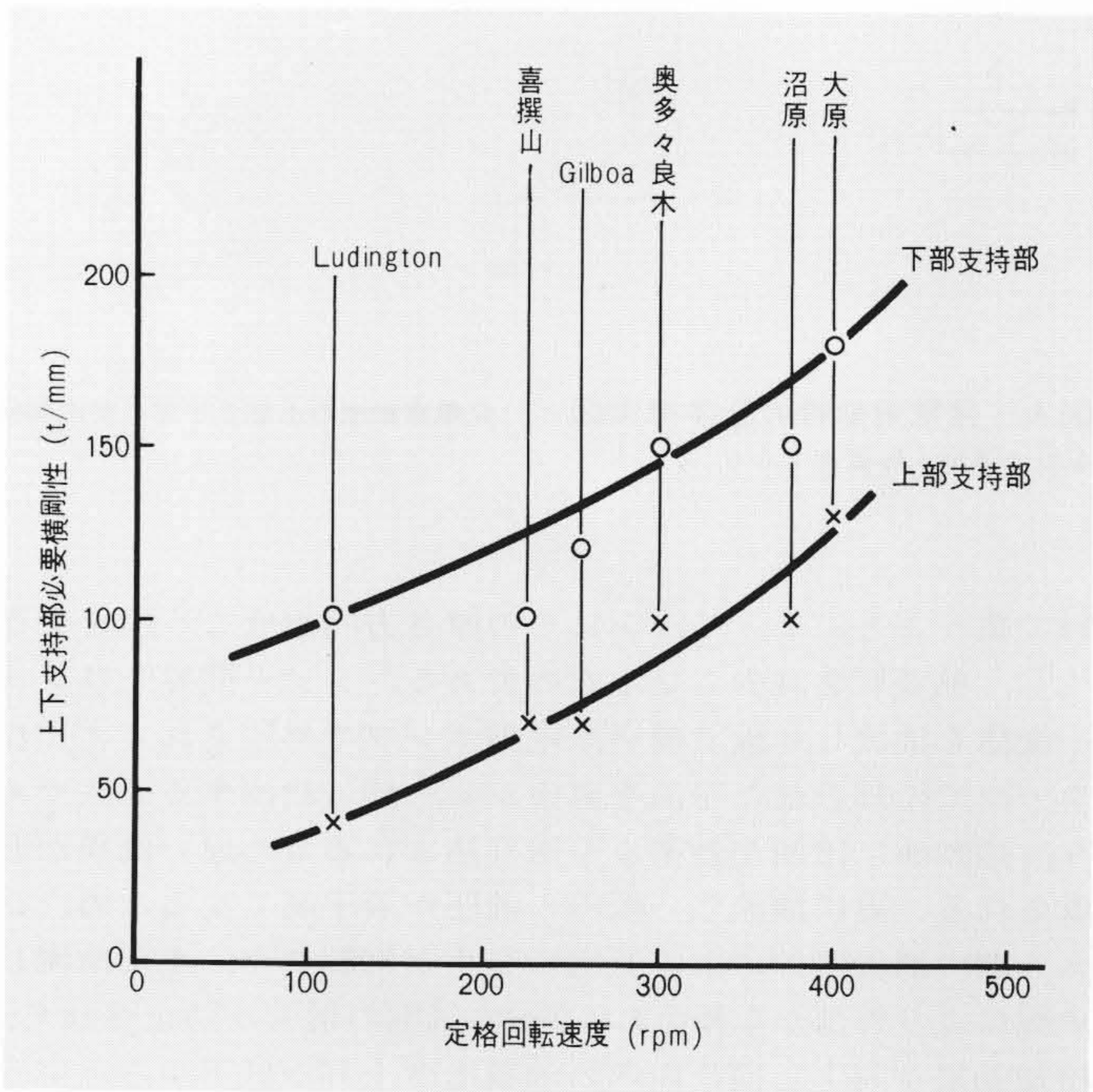


図8 回転速度と上下支持部必要横剛性の関係 定格回転速度が大きくなると，上下支持部の必要剛性は大きくなる。

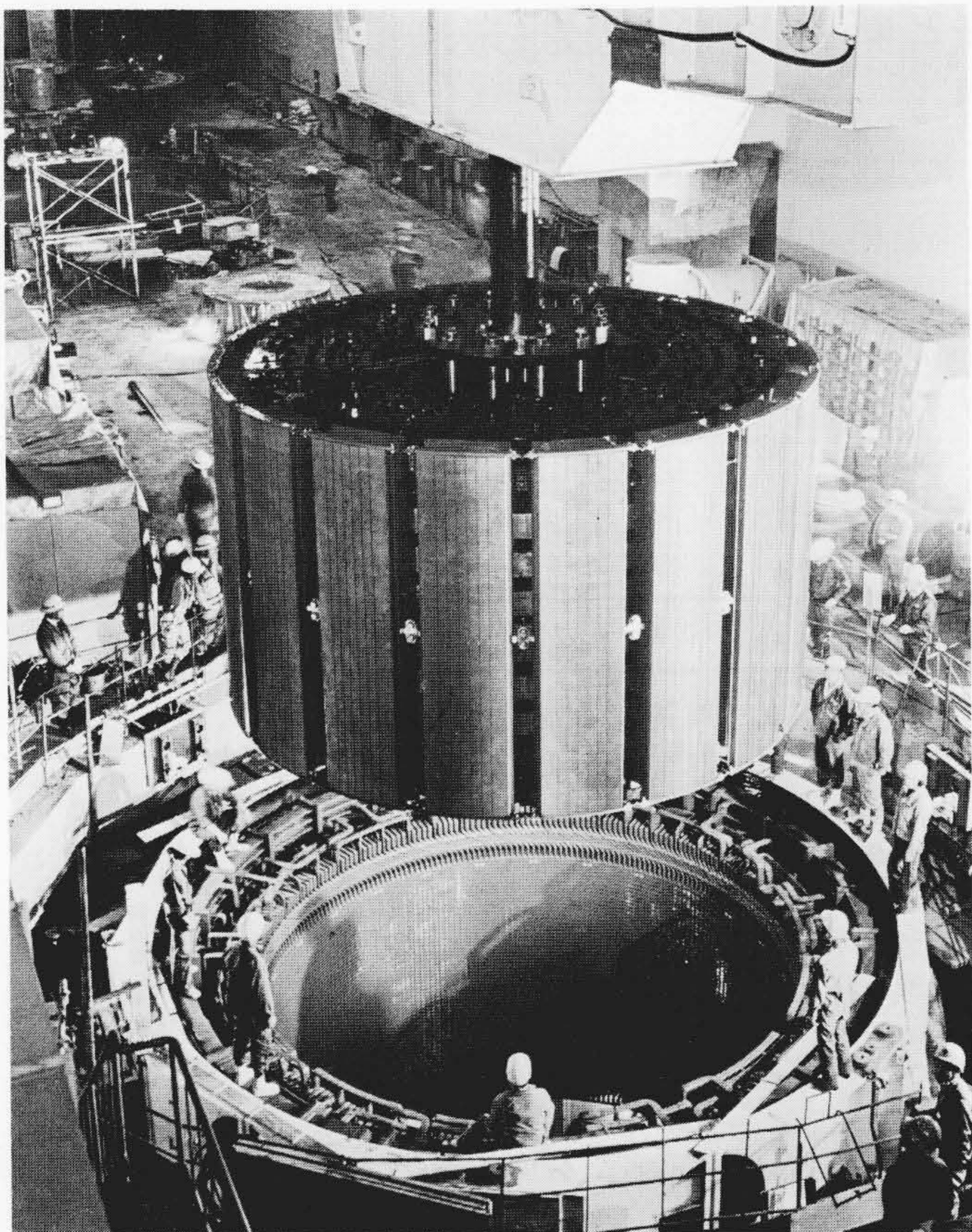


図9 現地組立中の回転子 完全に組み立てられた回転子をつりビームを使用して、クレーンで固定子内につり降ろす。

表2 発電電動機の試験結果 工場及び現地での試験結果を示す。

試 験 項 目		実測値	保証値	備 考	
界 磁 電 流(A)	無 負 荷	780		発電機にて	
	三相短絡	783	—		
	定格力率	1,330			
短 絡 比		0.996	0.95	発電機にて	
電 圧 変 動 率(%)	力率 1.0	20.5	25	発電機にて	
	定格力率	26.8	35		
電圧波形狂い率(%)	線 間	1.12	5	—	
	相 間	1.16	"		
リ ア ク タ ン ス(%)	X_d	102.9	—	発電機にて	
	X_d'	28.1			
	X_d''	21.0			
	X_2	20.7			
	X_0	14.0			
温 度	巻 線 (deg)	固定子コイル	62.9	80	電動機にて
		回転子コイル	55.9	90	発電機にて
度	軸 受 (°C)	スラスト メタル	42	80	—
		上ガイド メタル	44	"	
		下ガイド メタル	38	"	
		給 水	10	25	
はずみ車効果 (t-m ²)		6,332.8	5,800	—	
効 率(%)	発電機(力率 1.0)	97.91	97.6	—	
	" (定格力率)	97.76	97.4		
	電動機(定格力率)	97.95	97.6		

表3 現地振動測定値 現地での試験結果を示す。

振 動 (平 均 値)		発電方向 無 負 荷 無 励 磁	発 電 方 向 255MW運転	基 準 落 差 255MWからの 入力しゃ断	基 準 落 差 255MWからの 負荷しゃ断
固定部 (μ)	上部ブラケット	25	24	32	80
	下部ブラケット	10	6	—	—
回転部 (1/100mm)	コレクタ リング	9	10	20	60
	カ ッ プ リ ン グ	"	13	17	50

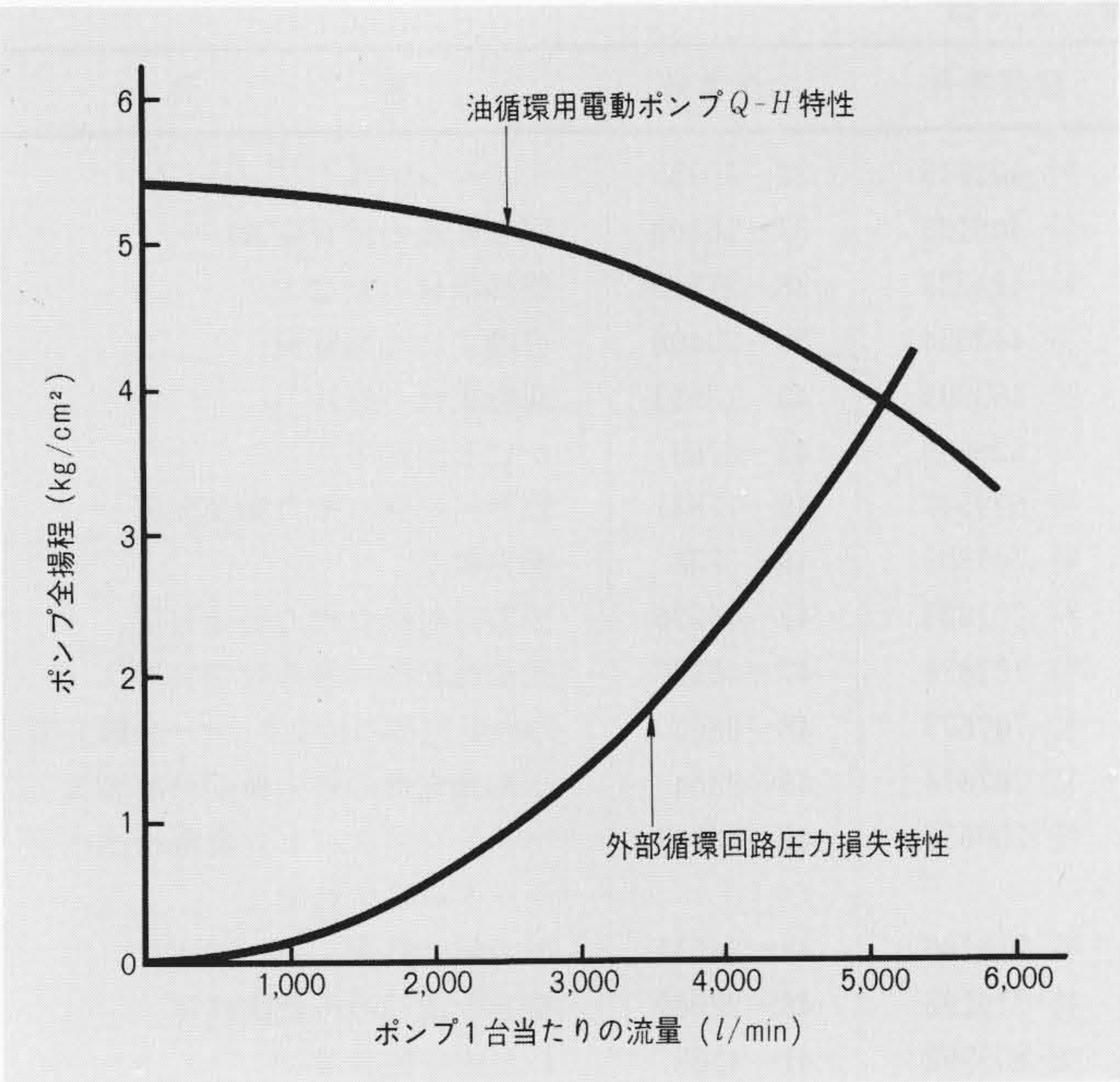


図10 油循環用電動ポンプの現地測定値 ポンプ流量の現地実測値は、設計値5,000l/minとほぼ一致している。

また、口出線付近の磁性体の温度上昇値も低く、問題のないことが確認された。

4.3 振 動

各部の振動測定結果は表3に示すとおりであり、運転上の問題はない。振動の加振力には回転体の不平衡重量によるもの、磁気不平衡によるもの及びポンプ水車側からの水理的なものなどがあるが、回転体の不平衡重量に対しては入念にバランスをとることでこの影響は最小限に抑えられた。磁気不平衡に対しては、軸受支持系の剛性と関連して案内軸受のギャップを適正に選ぶことにより、案内軸受の温度を高めることなくこの影響を抑えることができ、電圧を発生しても振動は増大しないことを確認した。一方、ポンプ水車側からの加振力はその周波数成分も多種多様で不規則であり、ポンプ水車と発電電動機の総合系につき検討した。負荷しゃ断時のデータより、ポンプ水車からの加振力に対しては、上部の防振ステー、下部のΔリングブラケットが十分効果的であることが確認された。

5 結 言

以上、本機の設計製作、試験結果について述べたが、本稿が読者諸賢の御参考になれば幸いである。最後に、種々の御指導、御援助をいただいた九州電力株式会社の関係各位に対し厚くお礼を申しあげる次第である。