

日本国有鉄道 納

大形ディーゼル機関車用 1,000 PS 液体変速機

1,000 PS Hydraulic Transmission for Large Diesel Locomotive
Delivered to The Japan National Railway関 英 彦* 畑 慶 忠*
Hidehiko Seki Yoshitada Hata

内 容 梗 概

大形ディーゼル機関車用変速機には液体式と電気式の二方式があるが、わが国においては液体式が適すると考えられ、これに必要な大形液体変速機の国産が強く要望された。これにこたえるため日本国有鉄道の指導の下に日立製作所において 1,500 rpm 1,000 PS DW 2 形液体変速機の開発を行なった。

本機は日本国有鉄道の斬新な構想と日立製作所が蓄積した技術と経験を母体として完成されたものであり、性能、機構とも世界的なものと自認する。本機はすでに継続生産にはいつているが、ここにその全貌を紹介するとともに性能、機構上の問題にふれる。

1. 緒 言

航空機、自動車の発達には著しいものがあり、これに対抗するための鉄道経営合理化は世界各国とくに先進諸国間の重大な課題となっている。この一環として車両の近代化によりその運用効率を高めることはたいせつな課題である。わが国においても日本国有鉄道の新幹線工事、幹線電化、および非電化区間のディーゼル化はその具体的な表われとして注目されている。

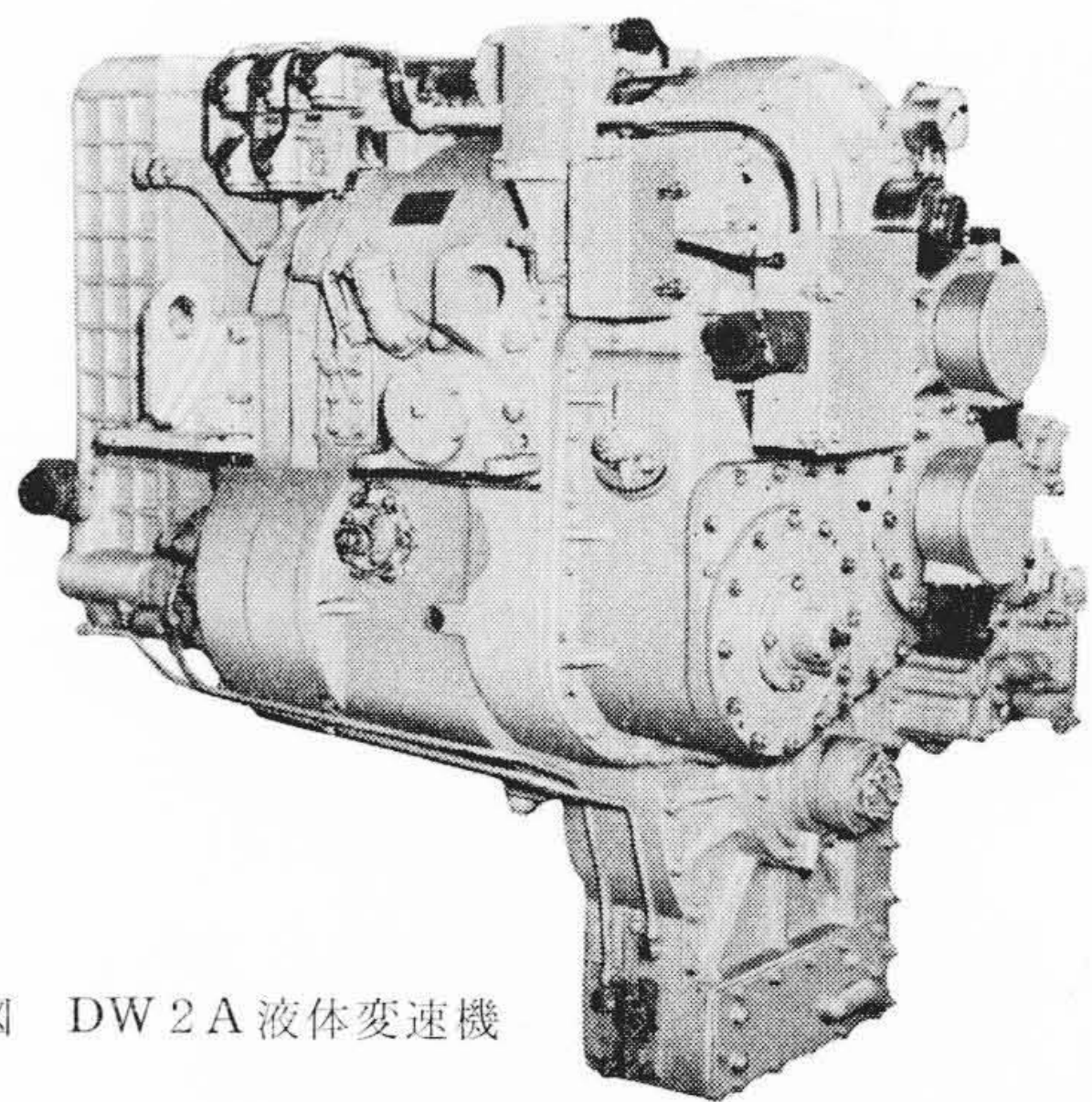
ディーゼル化の対象の一つとして 1,000 PS および大形ディーゼル機関車の開発があげられるが、これには二つの方式があり、いずれを選ぶかはたいせつな問題である。一つはドイツにおいて発達した液体式ディーゼル機関車であり、他はアメリカで多用されているディーゼル電気機関車である。前者は戦後急速に伸びたものであるが、後者よりも軽量なので保線状態の制約をあまり受けないのが特長で、さらに安価で信頼性も高いなど、汎用性に富む方式といえよう。そのためこの方式は世界各国で賞用されているが、最近ではアメリカにおいても 4,000 PS の液体式ディーゼル機関車⁽¹⁾が出現しているほどである。

しかしこの液体式ディーゼル機関車には優秀な大形液体変速機が必要であり、ドイツにおけるその発達も、かの有名なフォイト社のターボトランスミッション、マイバッハ社のメキドロトランスミッションの存在に負うところが大きい。

わが国におけるディーゼル化の方向は国情からみて液体式が適当と思われる。事実中小形車部門では液体式ディーゼル車が著しい発展をみせており、特に液体式ディーゼル気動車の普及は世界随一と称せられている。しかし大形ディーゼル機関車部門では過去電気式が主力であり、いささか矛盾した傾向であるが、これは国産大形液体変速機の開発が遅れていたためで、上記方向と背馳するものではない。

この遅れを挽回するため、日本国有鉄道をはじめ民間各社において、数年来その開発が続けられてきた。日立製作所においては昭和 32 年より精力的な活動を開始し、東京大学生産技術研究所との協同による輻流形トルクコンバータの性能改善、同羽根車製作法の開発、東洋ベアリング株式会社との協同による大形高速軸受の開発など基礎技術の確立に努めてきた。それと同時に専用大形試験設備を新設して徹底的な実物全力試験を実施し、昭和 34 年末 1,100 PS ディーゼル機関車用 LAZ 10 R (3 連トルクコンバータ式) 液体変速機を完成した。本機はさらに日立製作所笠戸工場において製作された 1,100 PS、HG-70 CC 形ディーゼル機関車⁽²⁾に積載され、昭和 35 年

* 日立製作所亀有工場



第 1 図 DW 2 A 液体変速機

以来実用運転に供されている。この一連の試作活動により設計製作上の問題点の解明が行なわれ、この経験が次に述べる液体変速機開発の強い推進力となった。

昭和 35 年にいたり日本国有鉄道の大形ディーゼル機関車開発の具体構想が固まり、同臨時車両設計事務所の指導の下に日立製作所において 1,000 PS 液体変速機(国鉄名称 DW 2)の試作設計にはいつた。本機は同じく並行して製作された本線用 2,000 PS (2 台機関) DD-51、および入換作業用 1,000 PS DD-20 ディーゼル機関車に使用されるものであり、1 号機は昭和 36 年に完成し、各種形式試験を経て日立製作所水戸工場で製作された DD-51 機関車⁽³⁾に積載され、昭和 37 年 4 月日本国有鉄道に納入され、国鉄の厳密な車両試験を受けた後、秋田機関区に配車され、順調に稼働中である。

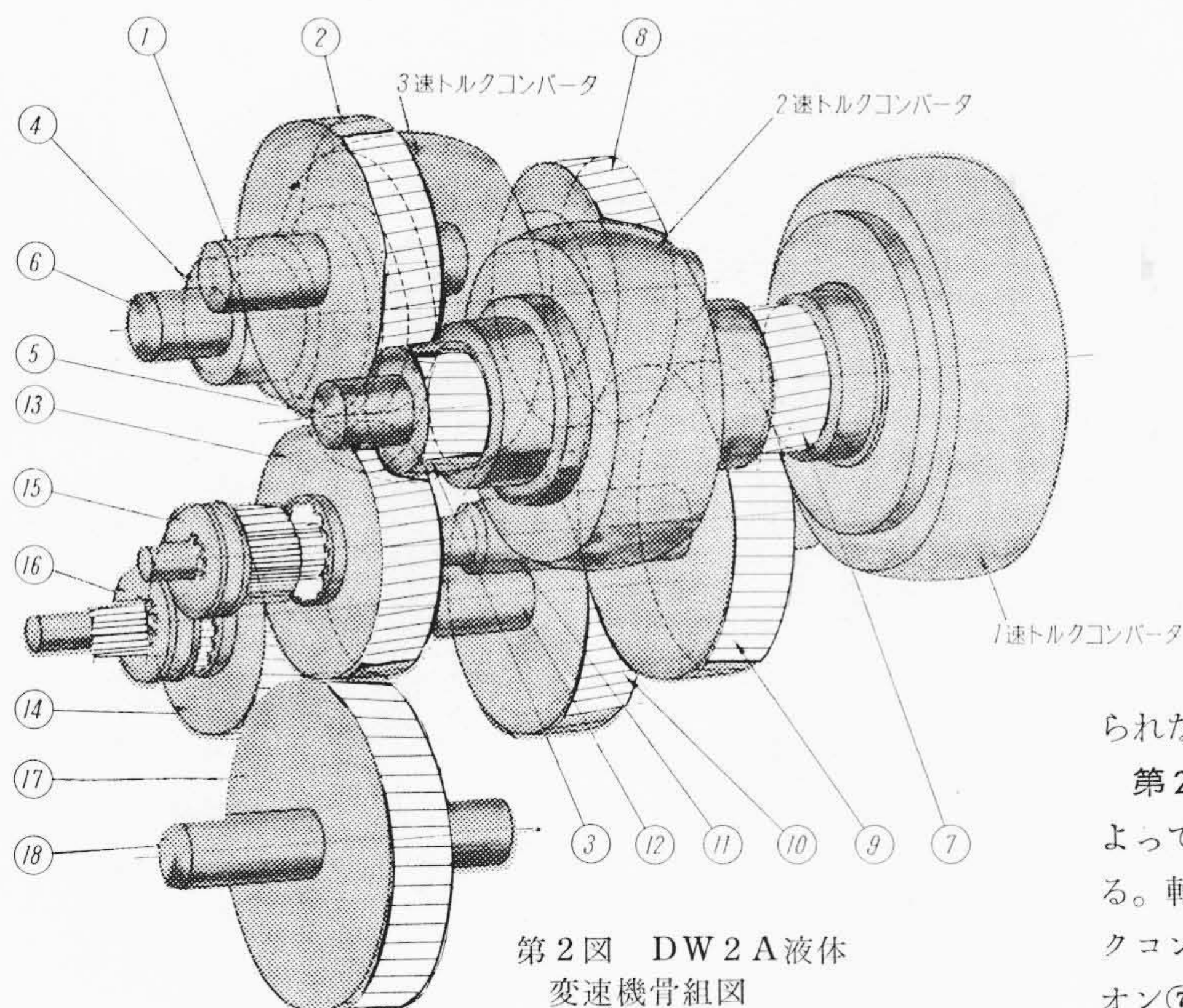
DW 2 はフォイト社のターボトランスミッションと同じくトルクコンバータ油の充てん排出による変速方式をとっているが、機構的には日本国有鉄道の斬新な構想を盛り込んだ独特な構成となっている。

1 号機の製作経験、運転実績を加味した生産形(DW 2 A 形液体変速機と呼ばれる)の設計は昭和 36 年後半より開始され、生産性の向上、重量の低減、機能の改善を主眼として多くの改良が施された。

昭和 37 年 11 月生産形第 1 号機が日立製作所において完成したが、性能、機構そのほかすべての面で満足すべき結果がえられ、継続生産が行なわれている。第 1 図はその外観図である。

2. 仕 様

名 称	DW 2 A (日立 HL 230 R) 形液体変速機
形 式	三連トルクコンバータ充排油式逆転機、油冷



却器付

入 力 1,000 PS/1,500 rpm

出力軸最高回転数 2,300 rpm

変速方式 入出力軸速度比による自動切換，検出指令方式：電気式（デジタル），作動方式：電磁空気式

逆 転 機 しゅう動かみ合いクラッチ式(補助かみ合付)
作動方式: 電磁空気式

保 安 装 置 逆轉機用停止檢出連動裝置，油溫警報裝置，
油滑油流確認裝置

乾 燥 重 量 3.7 t

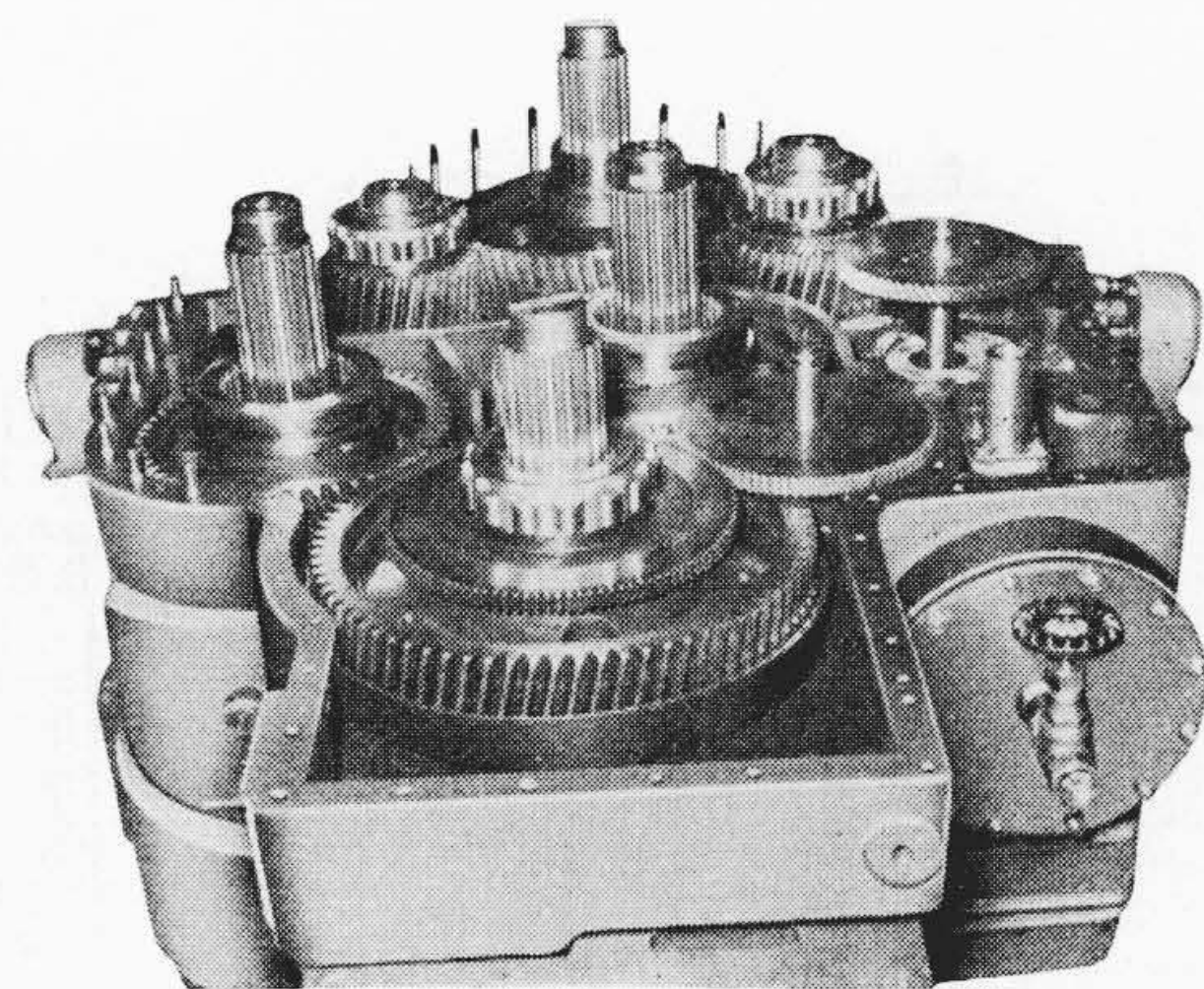
使 用 油 指定トルクコンバータ油

3. 構造および機能

3.1 基本構成

作動範囲の異なるトルクコンバータ、流体継手などの液体回路を複数個備え、その充排油により変速を行ない、高効率を広い範囲にわたって維持するという変速方式は古くから行なわれている。機械的切換部がなく摩耗破損の恐れがないこと、充排油を重複させることにより動力中断を伴わない変速ができるなどの利点があるため、いまもなお大形変速機には最適の方法として認められている。

DW 2 A 液体変速機は 2 種類 3 個のトルクコンバータと数組の常時かみ合歯車群を組み合わせ、計 3 段の自動変速を行なっている。ただしこの具体的構成は従来品には見

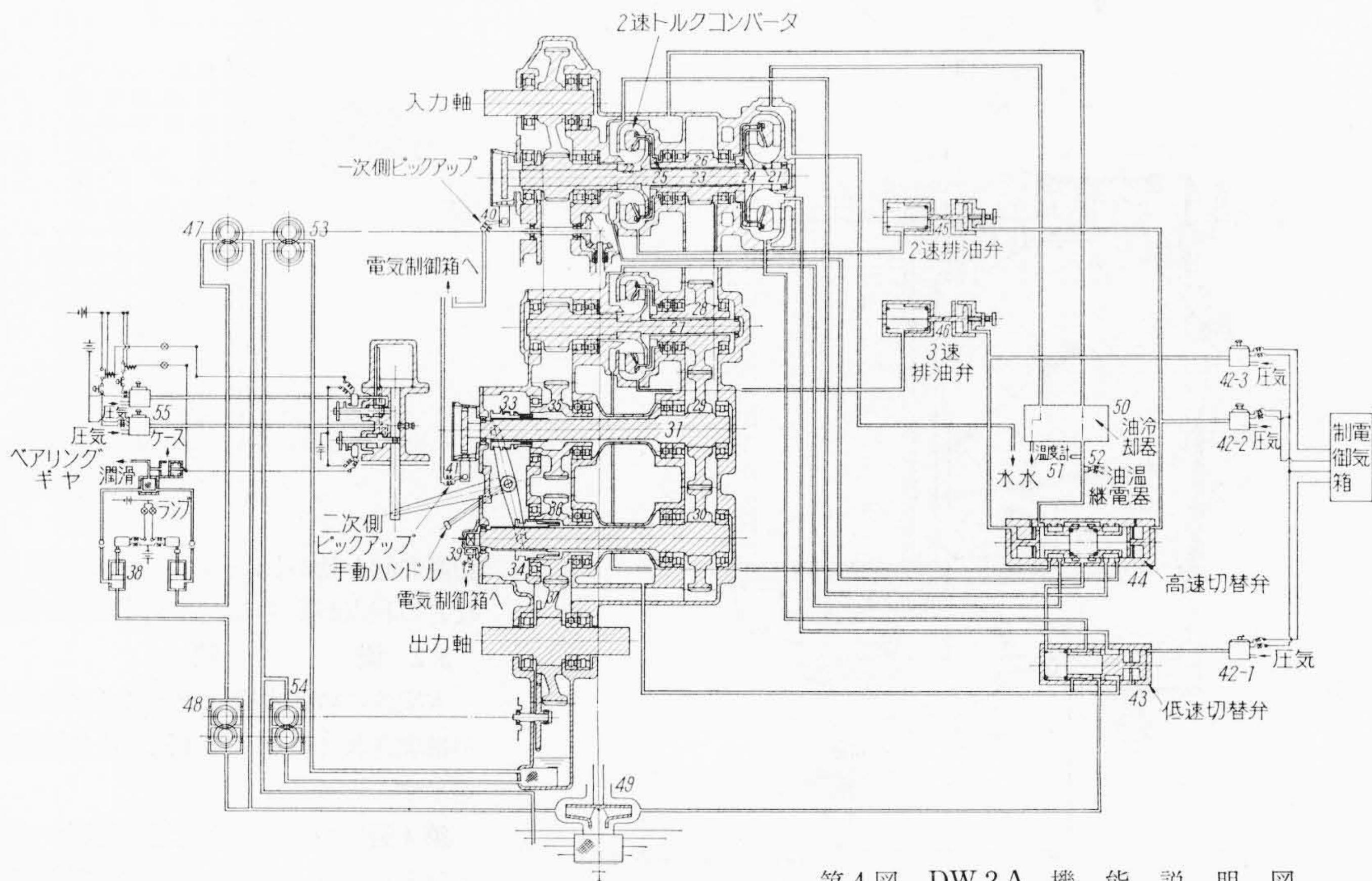


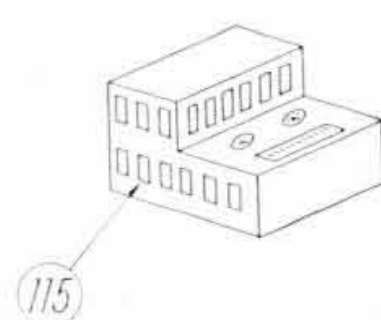
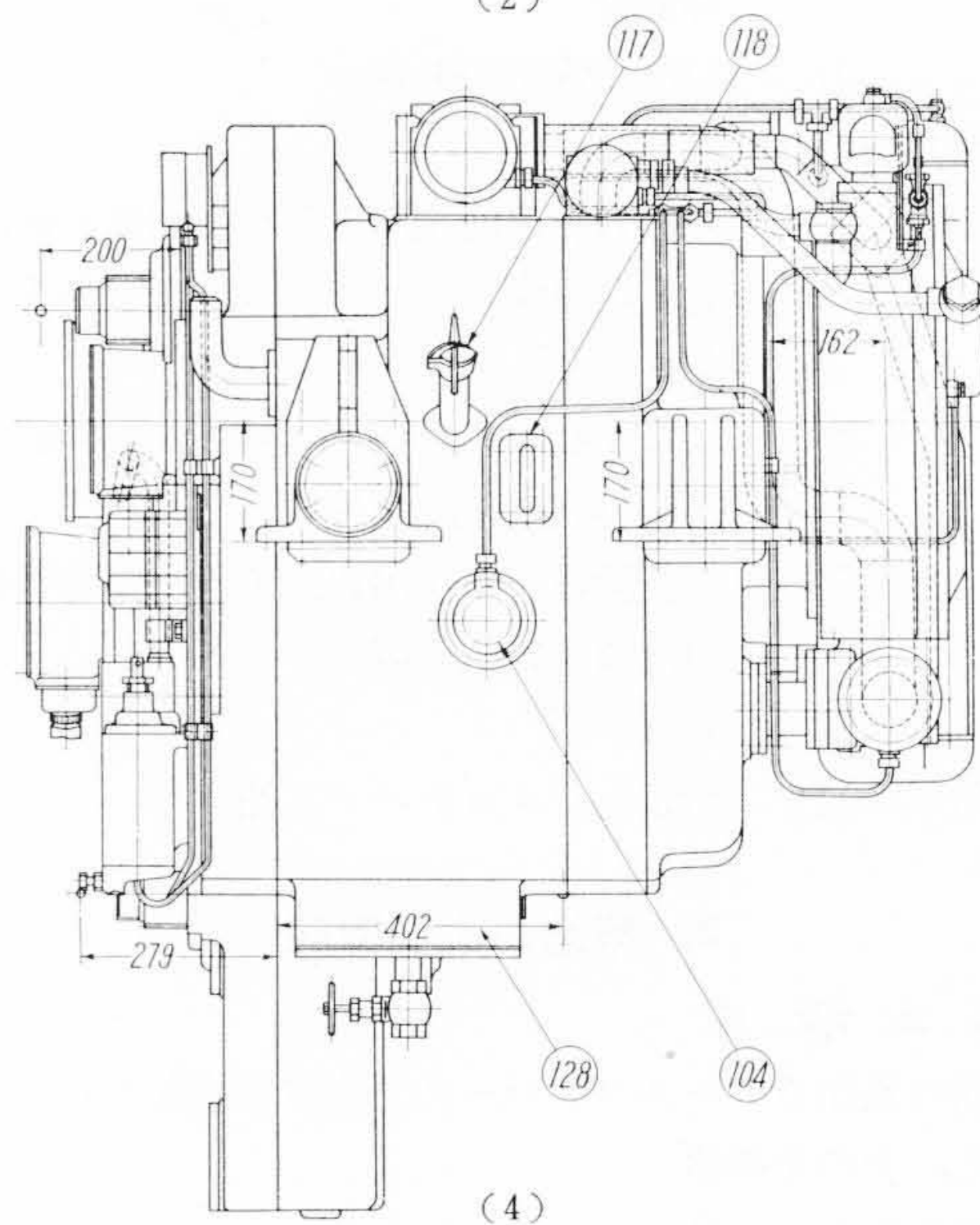
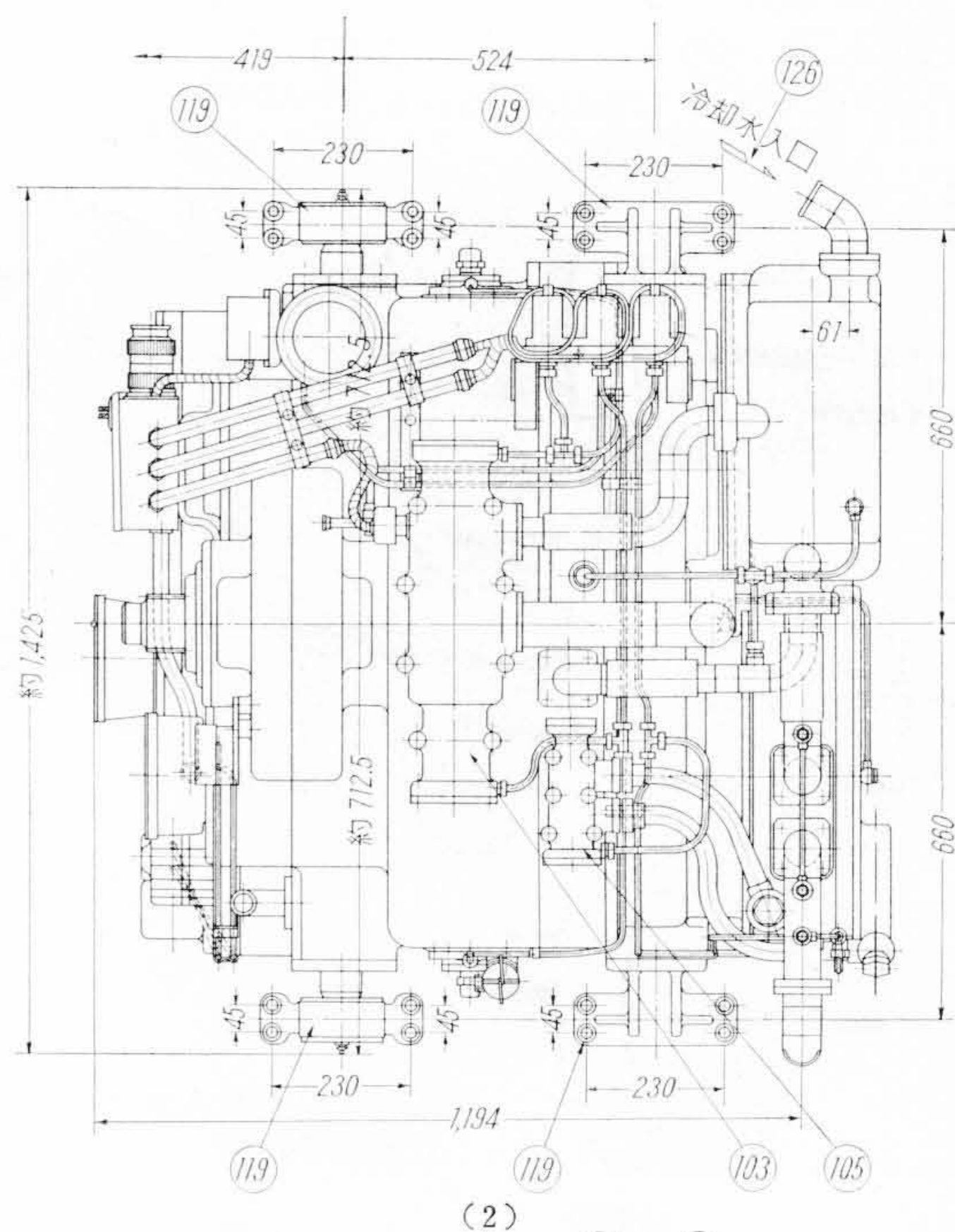
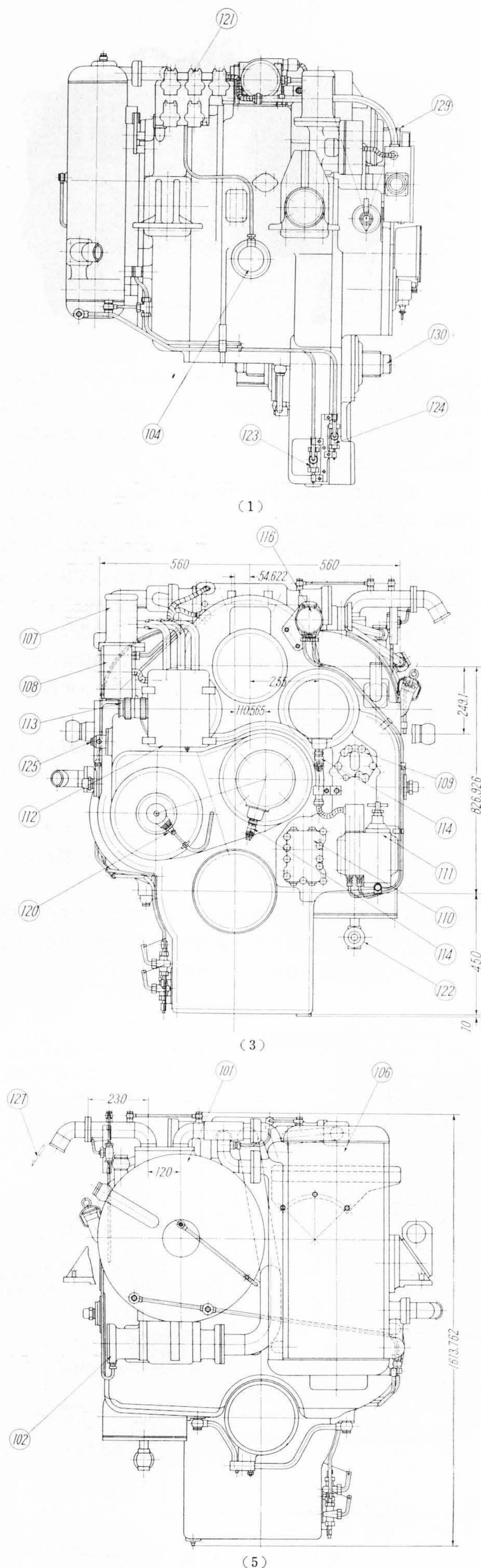
られなかった独特なもので、本機の大きな特長をなすものである。

第2図はその骨組を示す。入力軸①は機関と結合され、ギヤ②によってピニオン③、④すなわちコンバータ軸⑤、⑥を増速駆動する。軸⑤には1, 2速トルクコンバータ、同じく⑥上には3速トルクコンバータが設けられ1, 2速トルクコンバータの出力部はピニオン⑦に、3速の出力部はピニオン⑧に結合されている。ギヤ⑨はピニオン⑦、⑧と共通にかみ合い、さらにギヤ⑩とかみ合っている。正転軸⑪、逆転軸⑫はそれぞれ⑨、⑩と結合されており、各軸がピニオン⑬、⑭をくぐったその前端にはクラッチ体⑮、⑯がスプラインかん合されている。シフトによってこれらを動かすことにより、⑪と⑬または⑫と⑭が結合される。⑬、⑭は出力軸⑰に結合されたギヤ⑱とそれぞれかみ合っているから、結局シフトの操作によって出力軸の正転または逆転が行なわれる。

この構成の最大特長はトルクコンバータを二軸上に配置し、主伝動歯車群を前後2群に分けて集中的に配置したことにある。さらにこれに付随して主ケースを縦割りにすることにより、

- (1) 歯車室を油タンク室より切り離し、完全なドライサンプとすることができるので、油かき回し損失を最小限に押えることができる。
- (2) 歯車群を整然と配置するために、その反力をささえる主軸受群を4枚の割れ目のない強固な隔壁に収容できるから、主ケースの構成が合理的かつ簡潔になる。





- | | |
|------------------|---------------|
| 101 低速コンバータ | 116 双針圧力計 |
| 102 低速切替弁 | 117 油口 |
| 103 高速切替弁 | 118 油面計 |
| 104 排油弁 | 119 取付足 |
| 105 給排気弁 | 120 回転検出装置 |
| 106 熱交換器 | 121 電磁弁 |
| 107 逆転機空気シリンダ | 122 ドレンバルブ |
| 108 逆転機ロック装置 | 123 水ドレンコック |
| 109 一次ギヤポンプ | 124 油ドレンコック |
| 110 二次ギヤポンプ | 125 逆転機手動ハンドル |
| 111 オートクリーナ | 126 冷却水入口 |
| 112 端子箱 | 127 冷却水出口 |
| 113 キャノンプラグ | 128 主ポンプ室 |
| 114 速度比検出用ピックアップ | 129 入力軸 |
| 115 速度比検出用回路 | 130 出力軸 |

第 5 図 DW2A 外観図

切替弁④を動かし、主ポンプ④の油を 1 速トルクコンバータに導く。などの利点が生ずる。第 3 図は前部歯車室を示す。

3.2 機 能

本機はこの基本構成の下に各種機器が組み込まれ、具体的な形態が構成されている。第 4 図はその機能説明図、第 5 図はその外観図を示す。

第 4 図についてその機能を説明する。機関ノッチをアイドルより上げると、連動して 1 速電磁空気弁 (42-1) が ON となり、低速

1速トルクコンバータは低速度比形でストールトルク比が高いので、減速比の大きい減速歯車⑳㉑とあいまって、強い力で機関車を起動する。入出力の速度比は、パルスが発生するピックアップ④⑪、およびトランジスタを利用した計算指令回路で監視されているが、車速が上昇し1速の性能が低下する上限速度比に達すると自動的に1速トルクコンバータの排油と2速の充てんが指令される。このときは電磁空気弁(42-1)がOFFとなり、(42-2)がONとなる。油は④⑬および高速切換弁④をへて2速トルクコンバータに導かれる。この出力は1速と同様歯車⑳㉑に伝えられるが、2速トルクコンバータは高速度比形であるから、ふたたび効率上昇し、性能のよい運転ができる。さらに車速が上昇し、2速の上限速度比に達すると、同様に電磁空気弁(42-2)はOFF、(42-3)はONとなり、2速トルクコンバータの油は排出され、3速トルクコンバータが充油される。3速トルクコンバータは2速と同一構造であるが、その出力は減速比の小さい減速歯車⑳㉑に伝えられるから、より高速の3速運転が可能となる。このように速度比すなわち機関ノッチおよび車両抵抗に応じて、それにもっとも適する速度段が自動的に選択されるから、常に効率のよい運転ができることになる。

この自動運転の保安装置として油温継電器㉒が備えられている。すなわち作動の異常はすべて油温上昇として表われるから、これを監視し、許容油温を越す場合には自動的に機関をアイドリングに戻すようになっている。

前後進切替は電磁空気弁㉓によって行なわれるが、その操作はデジタル形の回転検出装置と連動されており、車両が停止していなければ切り替えを行なうことができない。

本機は小形化を図るために回転数を高くとしているので、歯車、軸受にはすべて強制潤滑を行なっている。しかも力行、惰行、回送を問わず確実に潤滑が行なえるように、一、二次歯車ポンプ④⑭を備えている。これらはその作動を確認するための油流リレー㉔およびろ過器を介して油を各部に供給する。

冷却は油冷却器㉕によって行なわれるが、3速運転時に1速トルクコンバータの高速空転により発生する熱量を取り去るために、その外側に設けた水套に冷却器と直列に冷却水を通水するようになっている。

3.3 トルクコンバータ

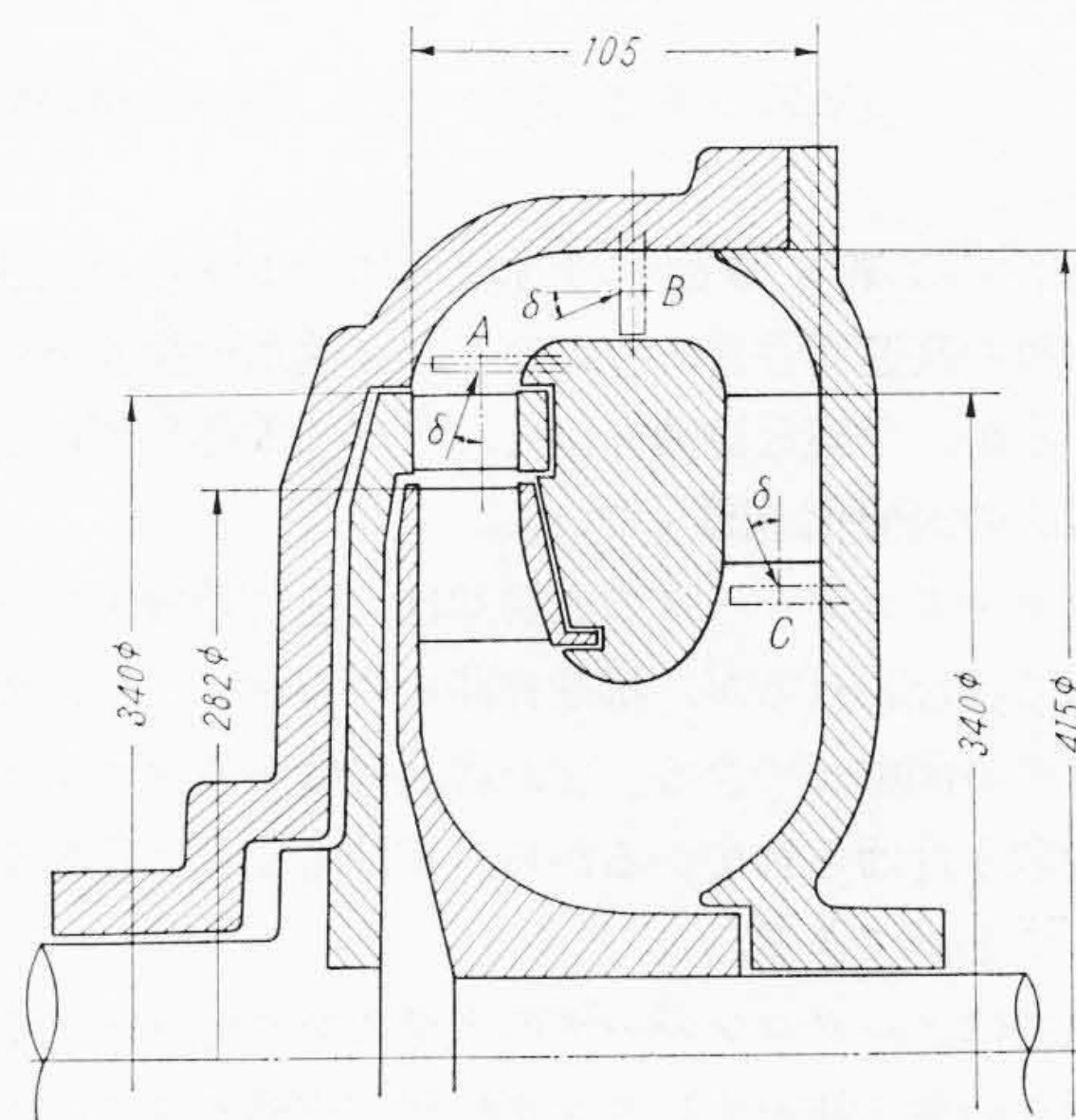
トルクコンバータは本液体変速機の心臓部であり、その性能の良否を直接左右する。

トルクコンバータに要求される条件は次のとおりである。

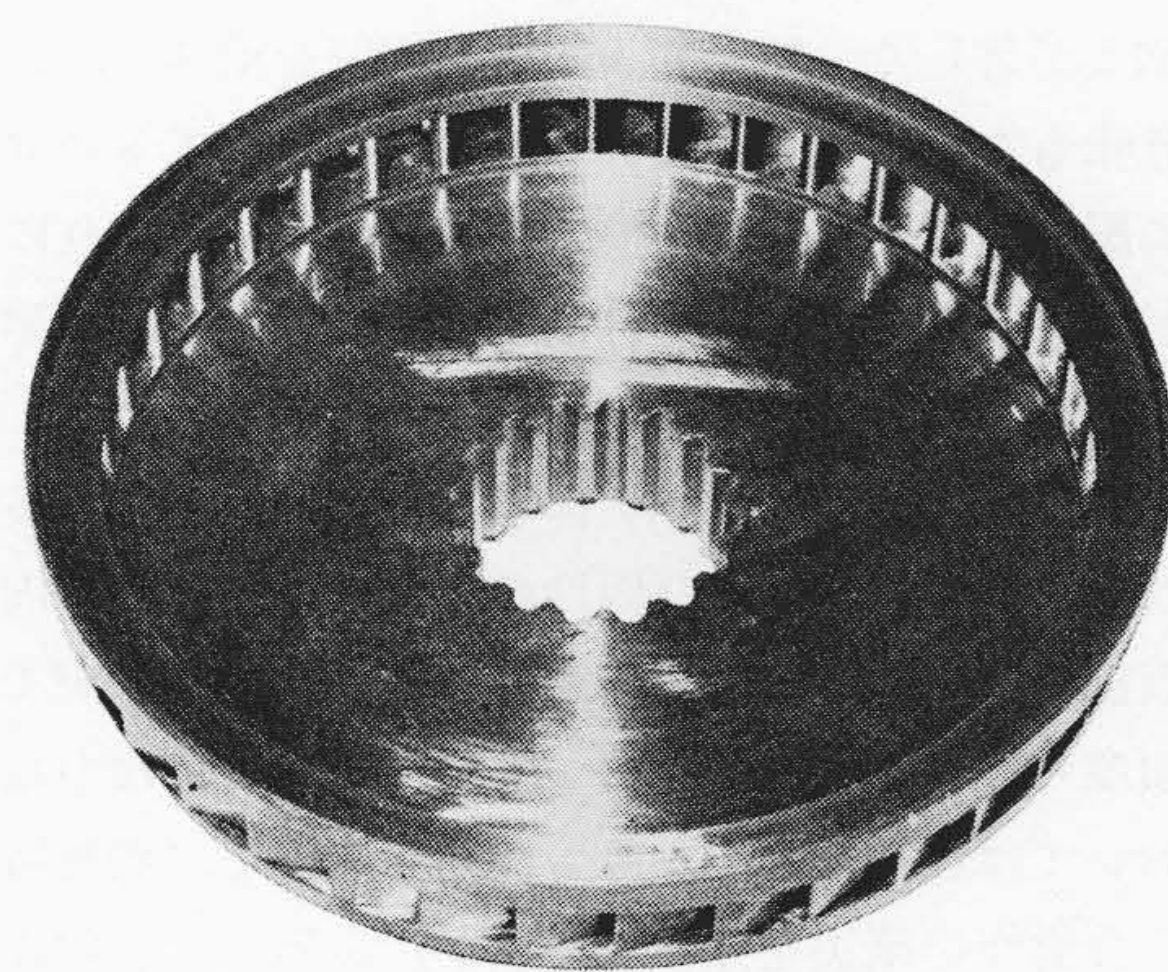
- (1) 最高効率、利用率が特にすぐれたものであること。
- (2) 機関馬力を有効に利用するために、入力トルク係数の変化が少ないものであること。
- (3) 高速大馬力に耐える堅ろうな構造であること。特に1、2速トルクコンバータのタービンは、3速最高速運転時は6,000 rpm以上の高速空転となる。
- (4) 1速トルクコンバータはストールトルク比5以上のものであること。
- (5) 2、3速は良好な増速性能(速度比1以上の駆動性能)を持つものであること。

これらに対しては1段輻流形トルクコンバータが最適と考えられる。性能については後述するが、その概略の構造は第6図に示すごとく各羽根車は半径方向通路内に収められており、かつ長い自由通路を有するのがその特長である。

高速大馬力に耐えること、また性能上から平滑な面が要求されることから、各羽根車の製作にはとくに意を用いている。ポンプはローストックス精密鑄造の鑄鋼品で、強度、精度、面平滑度の保持を図っている。タービンは第7図に示すように、複雑な形状であ



第6図 1段輻流形トルクコンバータ



第7図 タービン

り、かつ高周速と振動流にさらされるので、その製作には慎重な配慮を要する。本機においてはクロームモリブデン鋼を使用し、ならいフライス盤によって翼を削り出している。この方法についてはすでに本誌⁽⁴⁾において紹介済みであるので省略する。ステータは鑄鋼製で翼は同様に削り出しを行なっている。

3.4 歯車

本機の各歯車特にトルクコンバータ以降のものは非常に激しい負荷変動にさらされる。すなわち起動時には強大なトルクを受けて負荷を駆動しなければならない。一方、高速力行時には周速毎秒50m以上の高速に達する。しかも本機は入換、および本線両用に使用されるから、上記の相容れぬ条件に平等に耐えなければならない。さらに車両用変速機の宿命として限られた空間および潤滑条件の下で円滑な作動を保証しなければならない。このため各歯車にはニッケルクローム系の浸炭鋼を使用したはずば歯車を使用し、歯面硬度を上げるとともに、過酷な負荷条件にも適合するように適正な歯形修正を加えて精密研摩仕上を行なっている。

さらに生産性と精度管理の向上をねらって、歯幅、モジュール、ねじれ角を統一するなどの注意も払われている。

3.5 トルクコンバータ充排油装置

この装置は本機の性能を直接左右する重要な部分である。すなわち本機の一つの特長は動力中断を伴わない変速切替が可能である点にあるが、一方のトルクコンバータの充油と他方の排油のタイミングが狂っては折角の特長も失われてしまう。したがってその調整が容易である構造が望ましい。また空転しているトルクコンバータに油が漏入することは、空転損失をふやし効率の低下をひき起こす。弁機構の摩耗による漏えい増加は避けられぬものであるが、その場合でもトルクコンバータ内に漏入しないように特別の考慮を払う必要

がある。
さらにこれら付属機器を外部に取り付け、保守点検の便を図ることが望ましい。

本機においては第 4、5 図に示すように、1 速用の低速切替弁、2、3 速共用の高速切替弁、および 2、3 速用の排油弁が充排油装置を形成するが、単純な排油弁以外はすべて本体外側に取り付け、保守取り扱いの簡便化を図っている。

2、3 速トルクコンバータの充排油は高速切替弁と排油弁の連動作動によって行なわれるが、排油弁開度の調整により、容易に充排油タイミングの調整ができる。また排油弁はトルクコンバータの最下部に直接取り付けられているから、排油も完全に空転損失を最小限に押えることができる。

高速切替弁はトルクコンバータの上部に取り付けられるが、しゅう動部の漏えい油を捕そくしタンクに戻す機構を加え、空転時の油の漏入を防止している。

1 速トルクコンバータは低速度比形であるので、油漏入による空転損失の増大が著しく、特に漏入防止の完璧を期さなければならない。この意味もあって 1 速切替弁は排油弁を兼ねてトルクコンバータの下部に配置されている。切替時間の調整は通路絞りによって行なわれるが、外部に取り付けられているため、作業は簡単である。

3.6 逆 転 機 構

前後進切替は第 4 図のクラッチ体③④を交互に移動することにより行なわれるが、回転力および慣性の大きい大形鉄道車両では誤動作による破損の危険が多いので、逆転機構は動作が確実であるとともに、信頼度の高い保安装置を持つものでなければならない。

本機においては独得な補助かみ合機構をつけて、切替時の衝撃の緩和とかみ合動作の確実を期しているが、さらに下記のような厳重な保安を施している。

(a) 第 4 図ピックアップ④と電気回路によって、その回転数が毎分 10 回転以上の間は操作用電磁空気弁⑤が凍結され、逆転操作は行なえない。

(b) 本機を 2 基搭載する DD 51 機関車ではこの凍結装置は互いに連結してあるから、両者が解除されない限り、操作は行なえない。

(c) 切替操作ピストンの動きを機械的に検出し、これによって電気接点を開閉してパイロットランプの点灯と空圧の解除を行ない、切替不完全のままの運転を防止している。

3.7 速度比、回転、検出指令装置

前述のように変速操作、逆転連動はすべて電気的に行なわれるが、その構成は第 8 図のようになっており、回転数はすべてピックアップによりパルスに変換される。速度比演算回路部では第 1 表の速度比の検出と操作指令を行ない、回転検出回路部では出力軸回転数を監視し、毎分 10 回転以上では逆転機凍結の指令を出す。

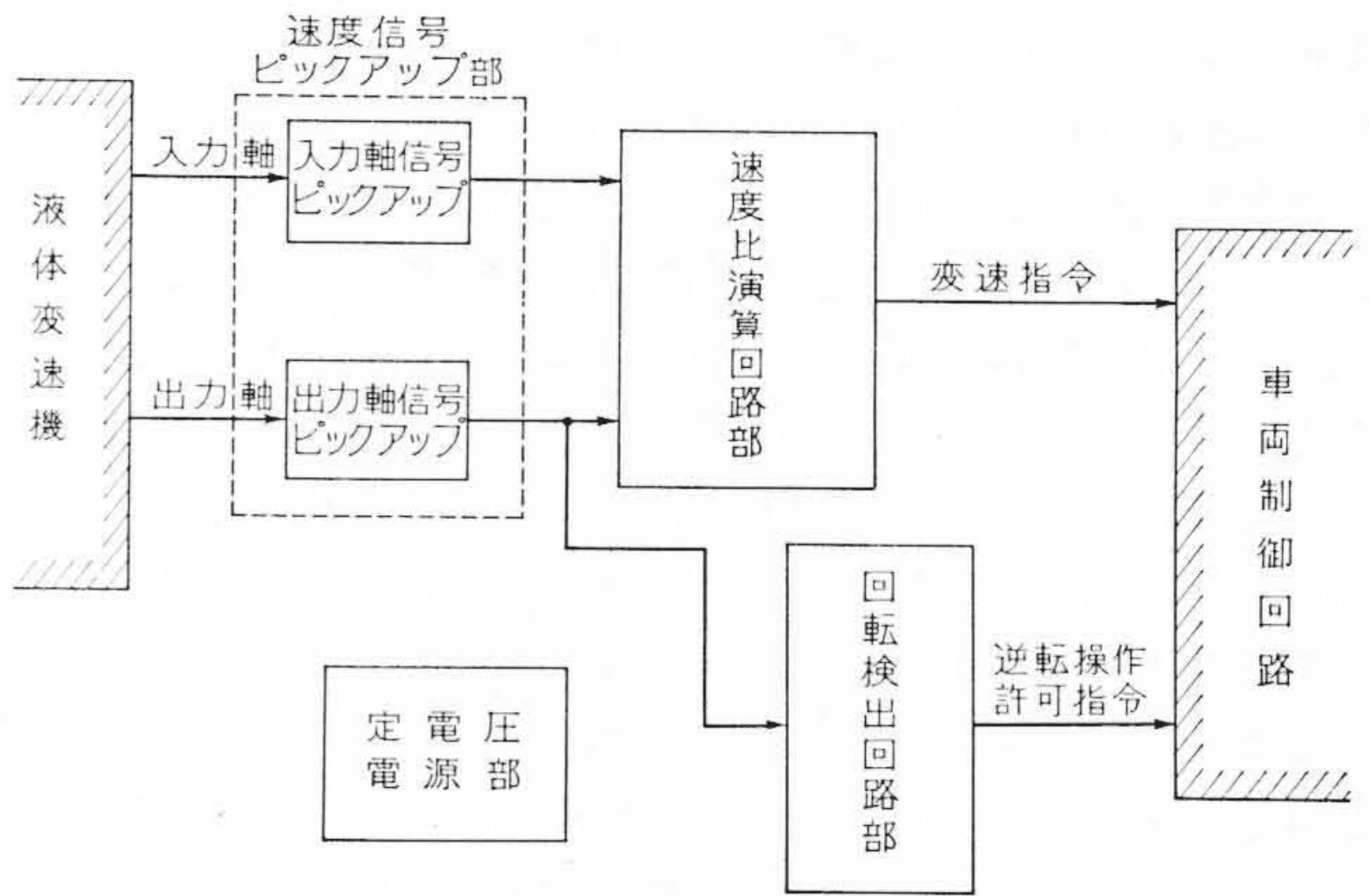
これらの回路はすべて無接点の全トランジスタ式デジタル方式で、かつ周囲温度に対しても十分配慮されているから、長い寿命と高精度がえられるとともに、装置の大幅な小形化が可能である。

なおこの装置の電源電圧は DC 24 V であるが、上下 6 V の変動にも耐えられる。

4. 性 能

4.1 トルクコンバータ

3.3 項で述べたように、トルクコンバータに



第 8 図 速度比、回転検出装置の構成

第 1 表 検 出 速 度 比

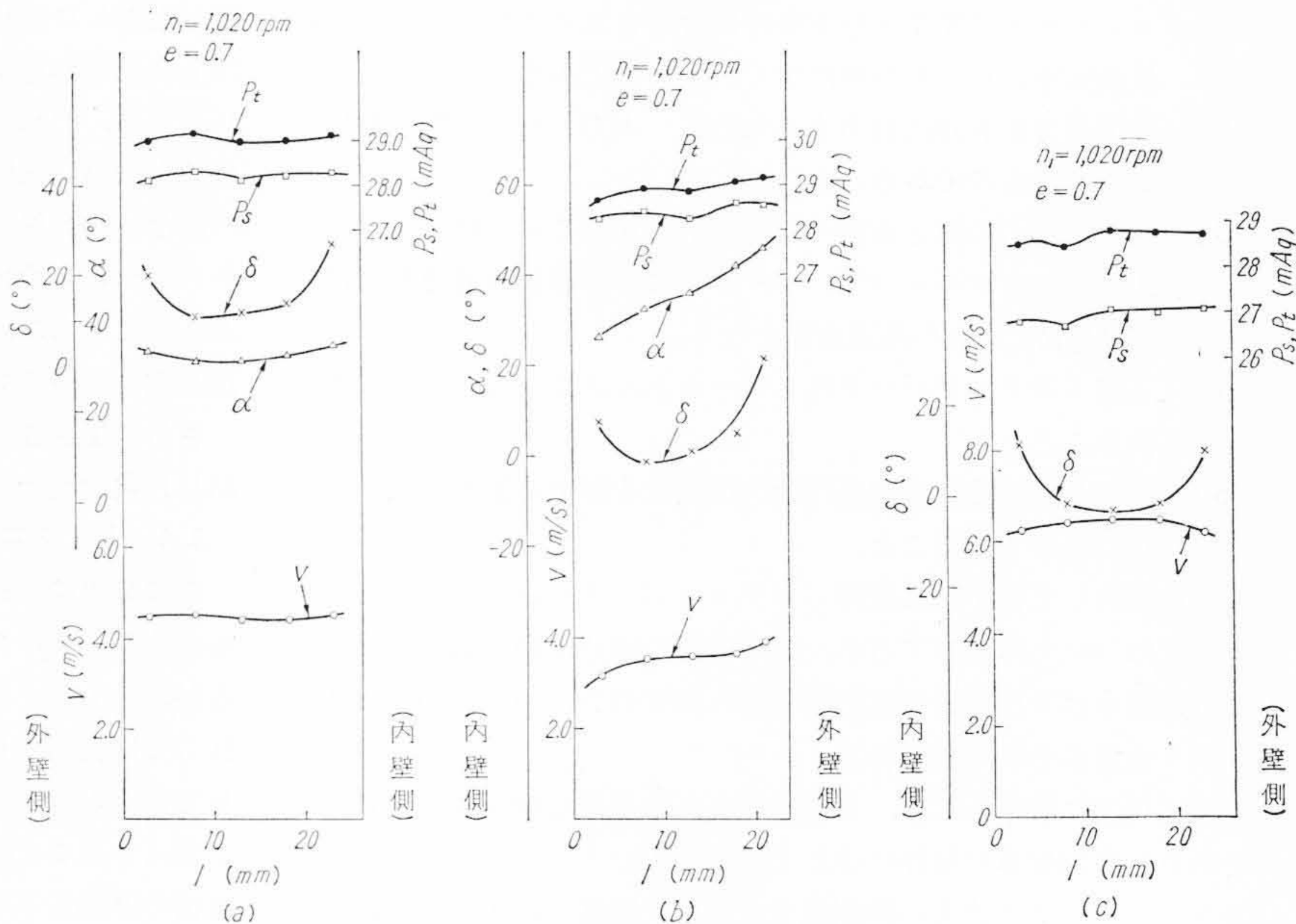
検 出 段	速 度 比	検 出 精 度
1 速→2 速	0.308	±0.008
2 速→1 速	0.275	±0.008
2 速→3 速	0.525	±0.008
3 速→2 速	0.475	±0.008
過 速 標 示 オ ン	0.808	±0.008
過 速 標 示 オ フ	0.775	±0.008

注： 過速とは 3 速公称上限速度を示す。
速度比は正転軸/1.2 速コンバータ軸を示す。

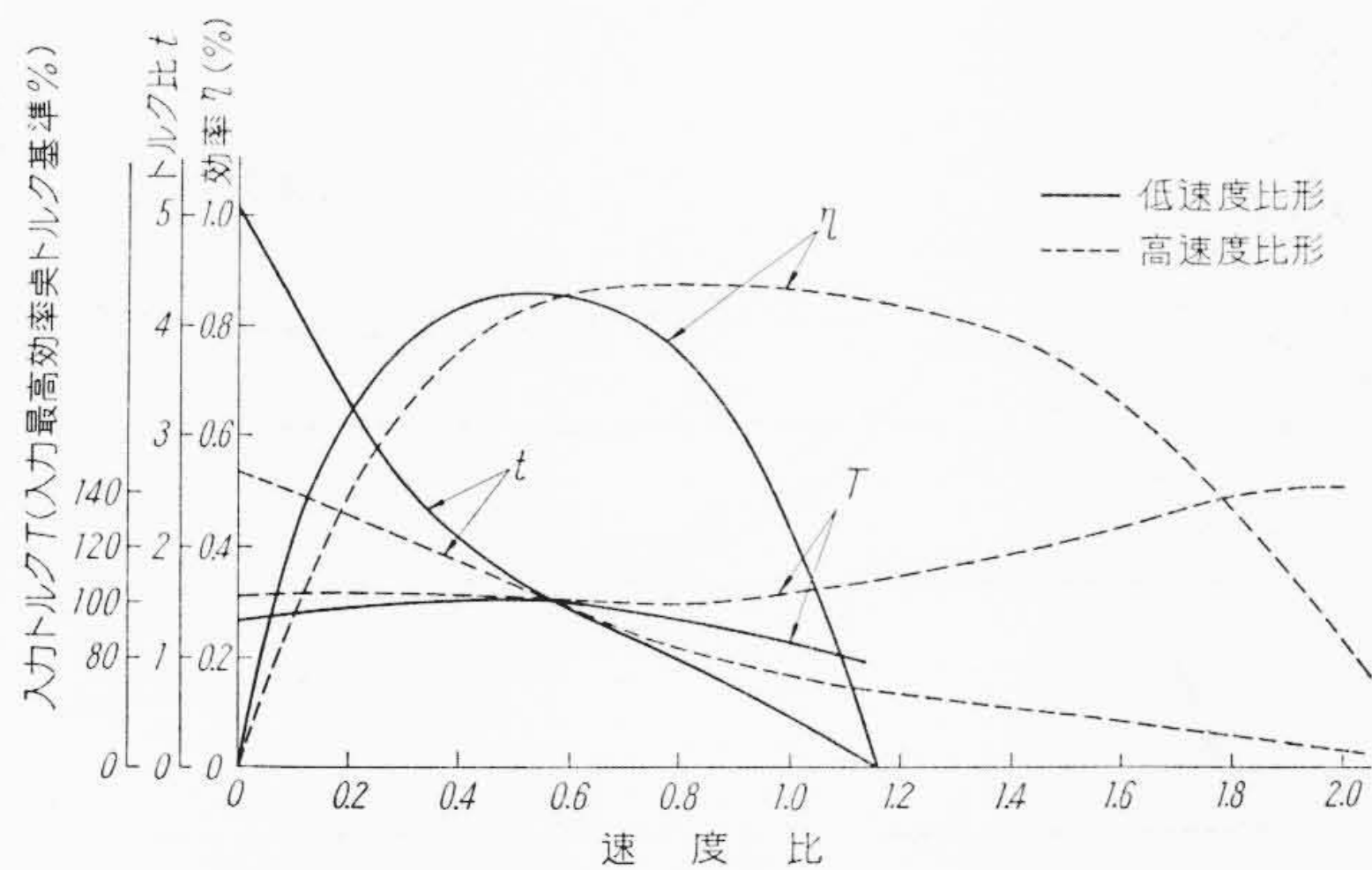
は多くの条件が課せられている。1 段幅流形トルクコンバータは主として欧州で発達した形式であり、わが国においては比較的なじみの薄いものであった。このトルクコンバータは第 6 図に示すように、羽根が短く自由通路が長いので、流れは通路流れとしては扱えず、その性能向上には翼列概念の導入と適正な回路形状、および羽根角度の設定が必要である。

特にタービン、ステータ翼への流入角は、タービン回転数に応じて大幅に変化し、比較的好条件の 2、3 速トルクコンバータにおいてもその変化は 30 度以上に達する。したがって性能——特に利用率——を向上せしめるためには、流入角の大幅な変化に対しても性能の安定な翼形を開発する必要がある。

各羽根車間の流れの受け継ぎの良否は、トルクコンバータの性能に大きな影響を及ぼす。特にこの形式のように自由流路の長いものでは、適正な羽根角度と流路形状の選定が必要である。第 9 図はピトー管による流れの測定結果の一例であり、(a)(b)(c)はそれぞ



第 9 図 回路内の流れ



第10図 トルクコンバータ単体性能

れ第6図(A)(B)(C)位置の状況を示す。

ここで v : 絶対流速 (m/s)

α : ピトー管軸に直角な面内における流れと、測定点を通りポンプ回転方向を向いた周方向接線のなす角 (度)

δ : 絶対流速とピトー管軸に直角な面のなす角 (第6図参照) (度)

P_s : ピトー管静圧 (mAq)

P_t : ピトー管全圧 (mAq)

e : 速度比

ポンプ、水車などでは比較回転度によってその形状が分類されるが、トルクコンバータにおいても同様のことがいえる⁽⁵⁾。本形式のものはポンプでいえば高比較回転度形に属する。したがって面あさ、翼精度を上げて摩擦損失やく離を極力おさえ、流れやすくしてやるのがたいせつである。

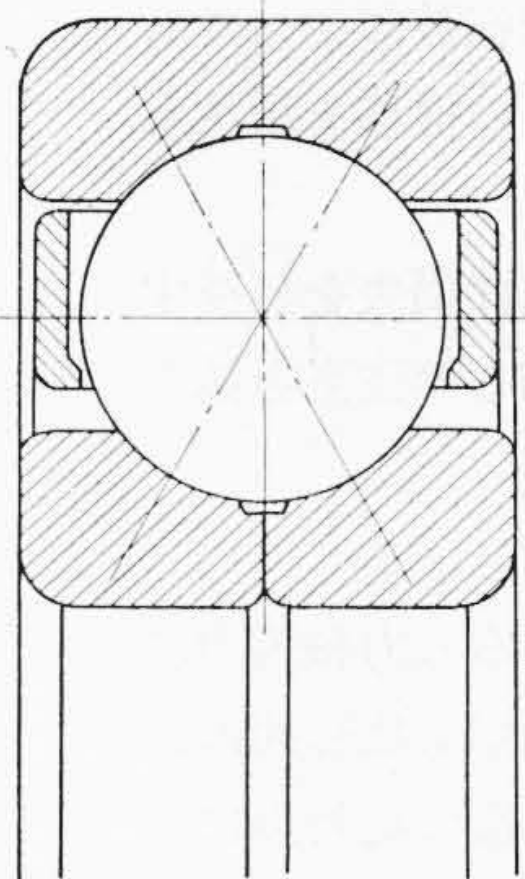
第10図はその単体性能を示すが、3.3項の諸条件を十分満していることがわかる。とくに高速度比形の利用率が4以上に達していることは注目値する。

4.2 軸 受

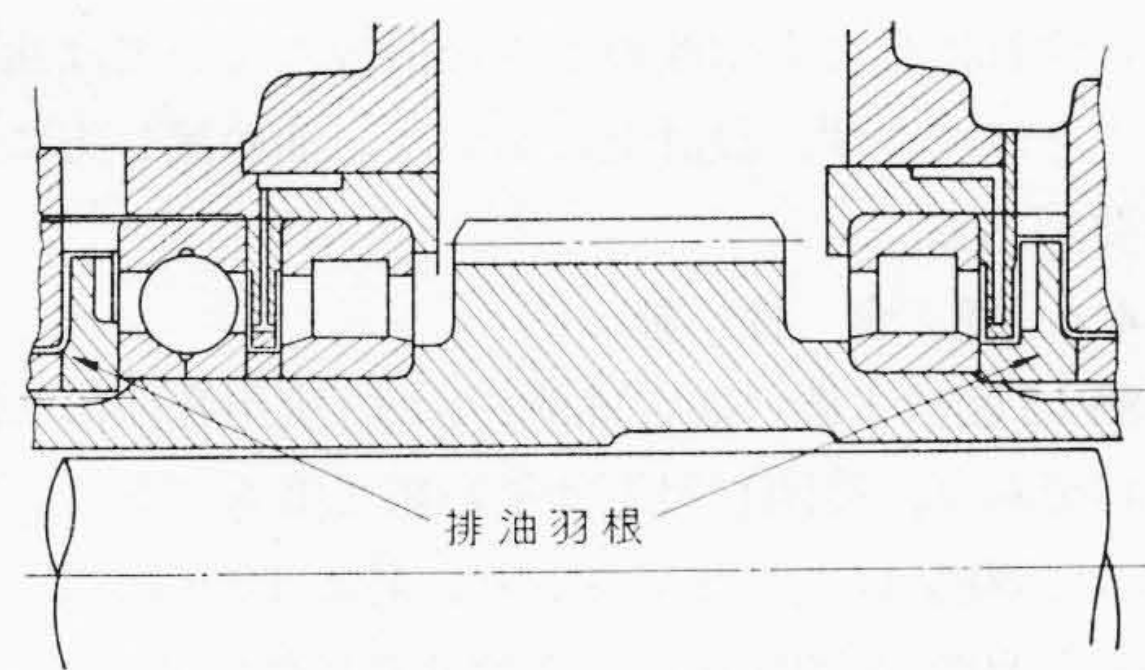
本機はその小形化を図るために、各軸の回転数を上げているため、使用しうるところが軸受の種類が限定される。半径方向荷重は円筒コロ軸受、推力は球軸受で受けているが、球軸受は通常の深みぞ形では負荷容量が不足し、またアンギュラ形では容積の増大や調整の必要を生じつづごうである。このため推力負荷容量の高い特殊球軸受が必要となった。第11図はその軸受形状を示すが、その特長は内輪を二つ割りとし、かつ外輪転走面形状もかえ左右いずれの推力に対してもアンギュラ形と同一負荷容量を持つことである。この場合推力が小さく、かつ軸受が高速回転する状態における球自転性の良否に多少の懸念が残されたが、これも後述の試験および実績によって全く問題ないことが確認された。この軸受の採用により、軸受配置は非常に簡潔化された。

前述のように1, 2速タービンは3速最高速時 6,000 rpm 以上で空転する。このためその支持軸受の $D_m N$ 値は百万に達するので、潤滑方式、潤滑量、排油方法を適正にして安全な作動を保証しなければならない。第12図はこの部分の具体的形状を示す。各軸受はそれぞれ専用のジェット潤滑口を有しており、そのジェット速度を上げて高速回転における潤滑油貫通率の低下を防いでいる。また排油の改善とトルクコンバータ側から汜過不十分な油が浸入するのを防ぐために排油羽根をつけている。

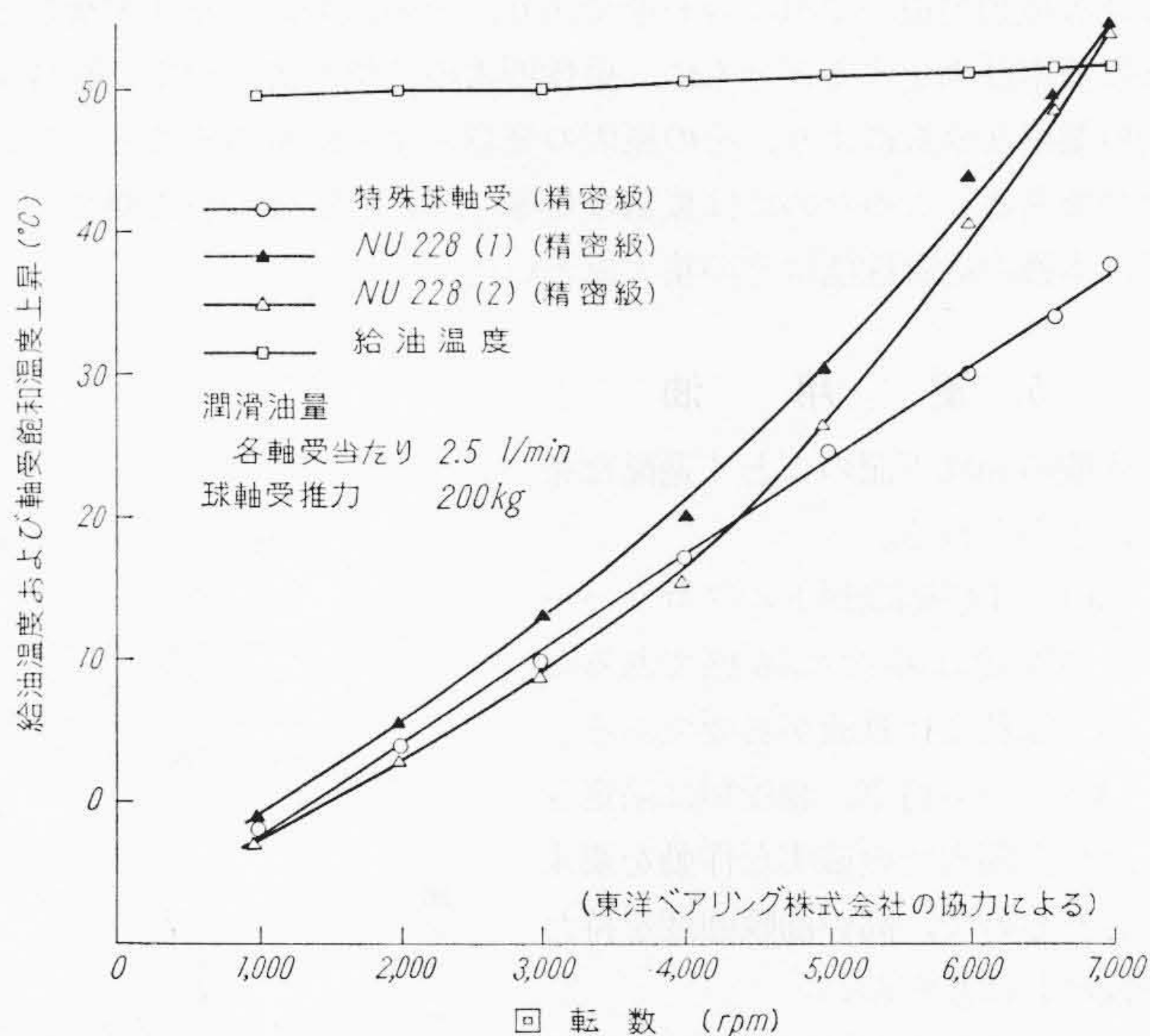
第13図は類似構造の実験装置による試験結果の一例であるが、潤滑が適正であれば 7,000 rpm においても異常は認められない。また 6,000 rpm で約 250 時間運転後軸受分解検査を行なったが、寸法、精度の異常はまったく見られなかった。



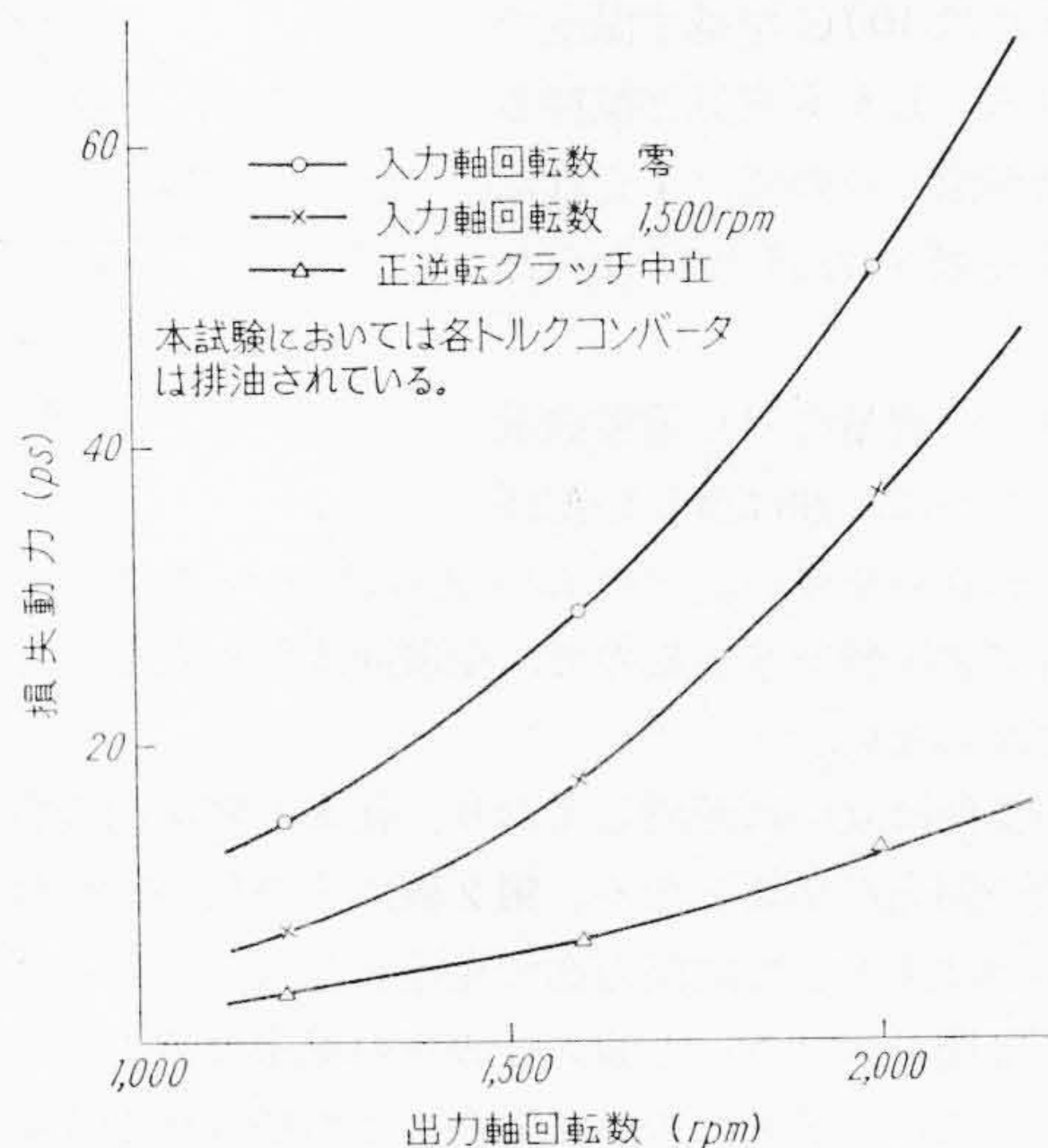
第11図 特殊球軸受の断面



第12図 軸受組込状況



第13図 軸受温度上昇



第14図 二次側回転損失

この事実は昭和35年度より稼働している日立 LAZ 10R 液体変速機の稼働実績からも十分裏付けされている。

4.3 油攪拌(かくはん)損失

車両用変速機はその宿命として限られた空間内に多数の軸受と歯車を收容しなければならず、潤滑上ある程度の攪拌損失はまぬがれない。しかし回転数が高くなるにつれ、その度合は急増する傾向にあり、高速回転機械では放任できない問題となる。第14図は二次側の補機動力も含んだ損失の測定例である。クラッチの着脱により損失動力が大幅に変化しており、回転する歯車、軸受の数によって

損失が左右されることを示している。また入力軸回転数によっても損失が変動することはトルクコンバータの空転損失の推移を示すものとして興味深い。

いずれにしても本機のような機械においては油攪拌損失を無視することはできず、設計上において、油の流し方に細心の注意を払う必要がある。

4.4 総合性能

第 15 図に本機の総合性能を示す。実用範囲における入力軸馬力は平坦であり、機関利用率はきわめて優秀である。効率も広範囲にわたって 80% 以上となっており、特に 1, 2 速, 2, 3 速の切替点においても 80% を切らないことは注目に値する。

総合性能は上述のトルクコンバータ単体性能、各種補機動力、および各種動力損失の組み合わせであり、その向上にはまず平衡のとれた基本計画をするとともに、単体要素の性能改善、および総合損失の細密な分析により、その原因の発見と除去に努めることがたいせつである。このためには豊富な経験と着実な努力が必要であるが、本機の総合性能はその集大成といえよう。

5. 使用油

本機の油は下記のごとく過酷な条件にさらされる。

(a) 1 段輻流形トルクコンバータの性能は粘度に敏感であるため、低粘度作動油が必要である。

(b) 一方歯車、軸受類は限定された空間内での確実な作動を要求されるので、高い油膜強度を持たなければならない。

(c) 冷却水温度自体が 70°C を越しており、作動油は常時 80°C 以上、ときには 100°C を越す温度で使用される。しかも空気と攪拌される度合が激しいので、すぐれた熱安定性を持たなければならない。

(d) タンク容量に対し循環油量が大きいために、油は著しい攪拌を受けあわ立ちやすい。

このあわ立ちはトルクコンバータの性能、潤滑に悪影響を与えるので、循環油はあわ立ちにくいものでなければならない。

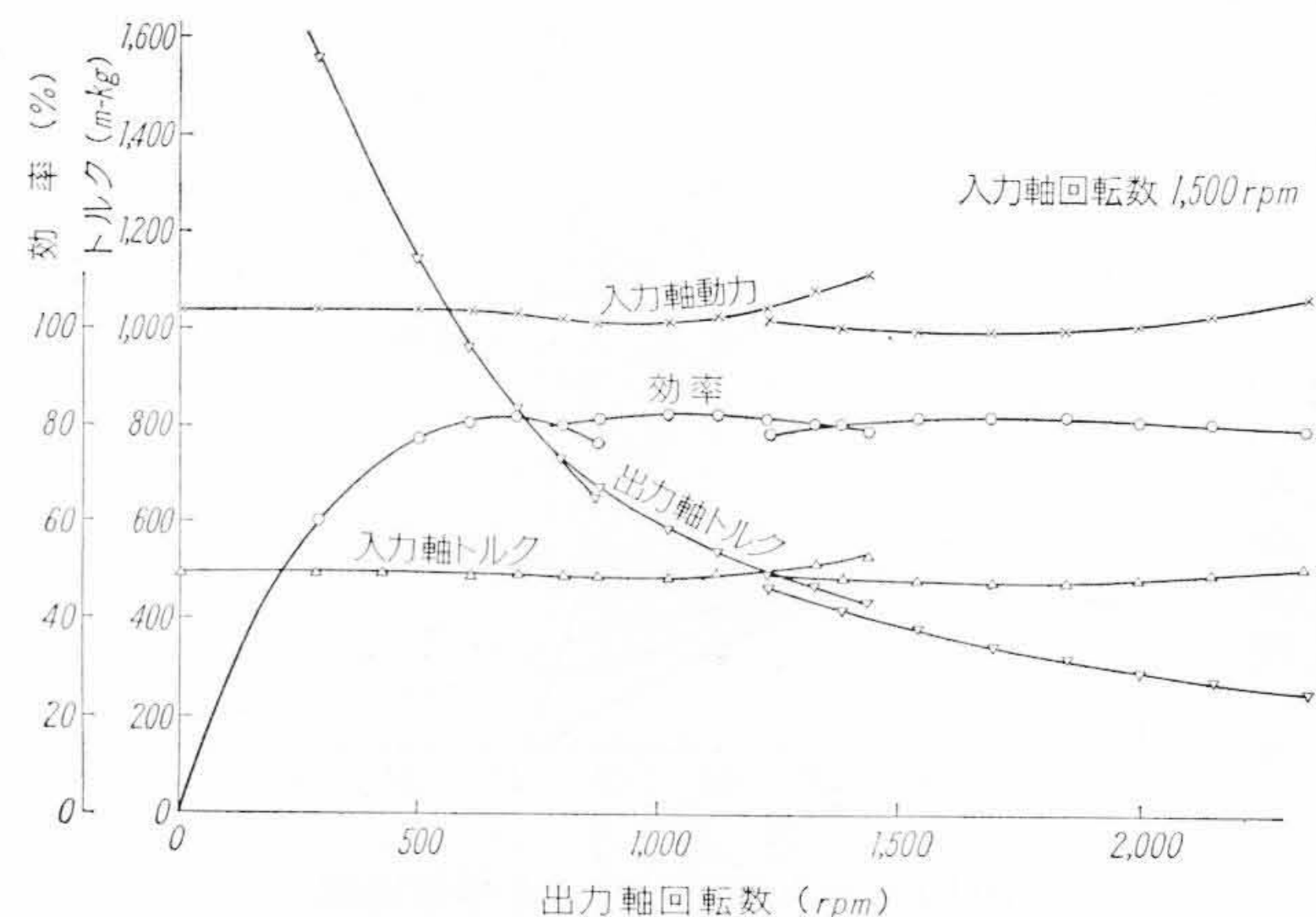
これらの条件は互いに矛盾しており、従来の潤滑油の常識を破った新しい油の開発が必要となる。第 2 表にその代表的仕様を示す。

この種の油は主として欧州方面で発達したものであるが、その過程においては機械メーカーと油メーカーの緊密な協力があったように見受けられる。わが国においても今後この種液体変速機の急激な発展が予想されるので、安全な作動を確保しかつ普及度を高めるために、安価でかつすぐれた国産油の開発が急務となった。このため日本国有鉄道、鉄道技術研究所、日立製作所、国内油メーカー数社によってその開発が進められ、すでに実用化の段階にはいっている。

ちなみに第 16 図に国産 A 油と西独連邦鉄道で使用されている B 油の耐荷重能およびあわ立ち性の比較を示す。

6. 結 言

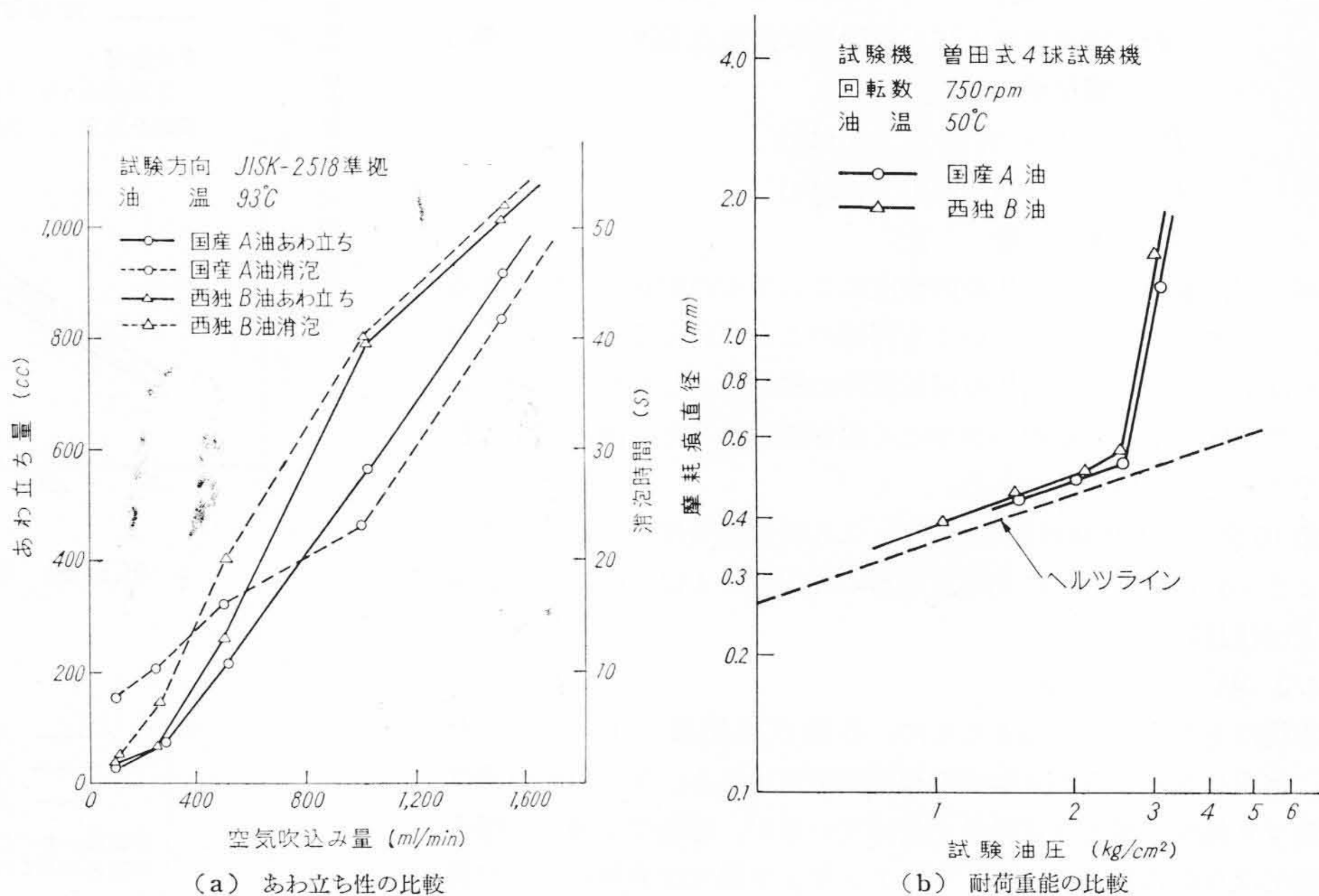
以上 DW 2 A 液体変速機的全貌について紹介を行なったが、その機構、性能とも純国産大形液体変速機の名を恥かしめないものである。



第 15 図 DW 2 A 総合性能

第 2 表 使用油の代表的仕様

比重	0.860 以上	粘度指数	110 以上
引火点 (°C)	160 以上	流動点 (°C)	-30 以下
粘度 210°F (cst)	4.0±0.3		



第 16 図 油 の 比 較

本機の完成により 2,000 PS の液体式ディーゼル機関車の製作が可能となり、大形車両のディーゼル化の促進に資するところ大である。国有鉄道においては、2,000 PS DD 51, 1,000 PS DD 20 両ディーゼル機関車の生産を行っており、これらが各地において活躍する日も近い。

また国産大形液体式変速機の出現は、従来伸び悩んでいたこの機種種の輸出にも好影響を与えるものと考えられ、DW 2 A 完成の意義はきわめて大きい。

終わりにのぞみ本機の完成にご懇切なご指導ご援助をいただいた国有鉄道臨時車両設計事務所近藤次長ならびに同鉄道関係者各位に深甚の謝意を表するとともに、油の研究調査に協力いただいた日立製作所日立研究所、制御回路の開発に努力いただいた日立製作所水戸工場の関係者各位に謹んで謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) Diesel Railway Traction: Avg., 1961, 295
- (2) 渡辺, 石田, 井上: 日立評論別刷 40 号, 35 (昭 36-4)
- (3) 渡辺, 山名: 日立評論 45, 645 (昭 38-4)
- (4) 関: 日立評論 44, 1217 (昭 37-8)
- (5) Black, Dundore: SAE Trans., 66, 200 (1958)