

# 油 圧 伝 動 装 置 に つ い て

石 原 智 男

## 1. ま え が き

流体を媒体として動力を伝達する場合、その伝達動力は、流体に授受する圧力  $\Delta p$  と流量  $Q$  との積に比例する。そこで、一定の動力を伝達するのに、 $\Delta p$  を大にして  $Q$  を小にする方法と、 $\Delta p$  を小にして  $Q$  を大にする方法とがあり、前者は静水力伝動装置、後者は動水力伝動装置とよばれる。したがって、静水力伝動装置に使用されるポンプやモータは、一般に高圧小流量で性能のよい容積型であり、動水力伝動装置に使用されるポンプやタービンは、一般に低圧大流量で性能のよいターボ型である。両者の性能は種々な点で本質的な差異があり、したがって、その用途も一般に異なって、静水力のものは外部よりの任意な速度調節と比較的低速度で強固な作動を必要とする工作機械、土木機械、荷役機械などの主機または補機の運転装置、航空機、船舶の補機の運転装置などに使用され、動水力のものは、パワー・コンスタントに近い変速作用と比較的高速度で柔軟性のある作動を必要とする内燃機関付の鉄道機関車、同動車、自動車建設機械などに使用される。流体継手やトルクコンバータは後者に属する。最近、産業設備の合理化や各種機械の運転の自動化が進むにつれて、これら流体伝動装置の必要性が著るしく増加し、したがってその性能向上が重要な問題となってきている。

動水力伝動装置については、すでに数多くの研究発表を行ってきたので、ここに静水力伝動装置、特に今後の発展を予想される差動型の伝動装置について詳述することにする。なお静水力伝動装置は、一般に油圧伝動装置と呼ばれるので、以下この用語に従う。

## 2. 油圧伝動装置の性能

油圧伝動装置は、前述のように、一般に容積型のポンプとモータの組合せであって、用途に応じて歯車式、ベーン式、ブランチャ式などが用いられる。また、これらのポンプ、モータの中には、その1回転当りの作用体積が可変のものがあつた、したがって、ポンプおよびモータの型式や配管方式の相違によって数多くの伝動型式が考えられる。いま、ポンプおよびモータ各1個を単純に配置した油圧伝動装置の基礎的な関係式は、

$n$ =入力軸(ポンプ軸)回転速度、 $n'$ =出力軸(モータ軸)回転速度、 $T$ =入力軸トルク、 $T'$ =出力軸トルク、 $L$ =入力、 $L'$ =出力、 $Q$ =ポンプ流量、 $Q'$ =モータ流

量、 $\Delta p$ =ポンプ圧力、 $\Delta p'$ =モータ圧力、 $D$ =ポンプ1回転当りの作用体積、 $D'$ =モータ1回転当りの作用体積、 $\eta_{PV}$ =ポンプ体積効率、 $\eta_{MV}$ =モータ体積効率、 $\eta_{PT}$ =ポンプトルク効率、 $\eta_{MT}$ =モータトルク効率、 $\eta_P = \eta_{PV} \eta_{PT}$ =ポンプ効率、 $\eta_M = \eta_{MV} \eta_{MT}$ =モータ効率、 $\eta_h$ =伝動効率、 $e = n'/n$ =速度比、 $t = T'/T$ =トルク比として、

$$\left. \begin{aligned} L &= 2\pi T n = \Delta p Q / \eta_P, & L' &= 2\pi T' n' = \Delta p' Q' \eta_M \\ \Delta p &= 2\pi T n \eta_P / Q = 2\pi T \eta_{PT} / D = L \eta_P / Q \\ &= L \eta_{PT} / D n \\ \Delta p' &= 2\pi T' n' / Q' \eta_M = 2\pi T' / D' \eta_{MT} = L' / Q' \eta_M \\ &= L' / D' n' \eta_{MT} \\ D &= Q / n \eta_{PV}, & D' &= Q' \eta_{MV} / n' \\ t &= (\Delta p' / \Delta p) (D' / D) \eta_{PT} \eta_{MT} \\ e &= (Q' / Q) (D / D') \eta_{PV} \eta_{MV} \\ \eta_h &= t e = (\Delta p' / \Delta p) (Q' / Q) \eta_P \eta_M \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

となる。ここに  $\Delta p' / \Delta p$  は配管内の流れのエネルギー損失を表わし、 $Q' / Q$  はバイパス弁などよりの流量損失を表わす。したがって、これらが理想的に無損失であるとすれば、 $\eta_h = \eta_P \eta_M$  となる。しかし、 $Q' / Q = 1$  に保つてしかも変速作用をさせるためには、 $e = (D / D') \eta_{PV} \eta_{MV}$  より、ポンプかモータのいずれかに可変体積型のものを使用せねばならない。ポンプ、モータともに一定体積型を使用する限りは、変速は絞り弁やバイパス弁などを用いて  $Q' / Q$  を1以下に変化させて行つた必要があり、効率の低下は避けられない。可変体積型を使用する場合、それをポンプに選ぶかモータに選ぶかで、伝動装置としての性能は大幅に異なり、一般にはポンプを可変体積型にするのが望ましい。いずれにしても、伝動効率を  $\eta_P \eta_M$  以上にすることはできず、現在のところ、この最大値を80%以上にとることは容易でない。したがって、このような単純な油圧伝動装置を、経済性を重視するような動力機械の主機の伝動に使用することはあまり得策とはいえない。そこで、油圧伝動の利点である任意に調節可能な変速性能を活かし、しかも高効率化するために、機械式変速装置と油圧伝動装置とを組み合わせることが考えられる。これが差動型油圧伝動装置である。

差動型油圧伝動装置について述べる前に、前記諸式中の各水力効率について考察してみる。容積型のポンプおよびモータの体積効率は、理論流量  $Q_0 = Dn$  または  $Q'_0$ 、

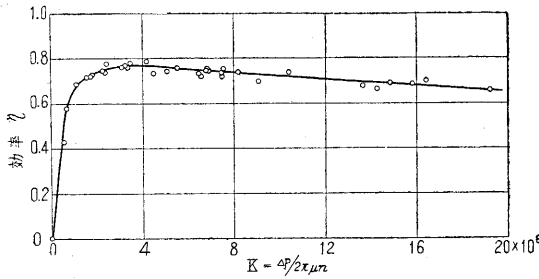
$=D'n'$  と、隙間よりの漏洩量  $\Delta Q$  または  $\Delta Q'$  との関係で定められ、隙間流れを層流と仮定すれば、 $\Delta Q, \Delta Q' \propto \Delta p \delta^3 / \mu, \Delta p' \delta'^3 / \mu$  となる。ここに  $\delta, \delta'$  は隙間(最大隙間が効く)、 $\mu$  は使用油の粘性係数である。したがって

$$\left. \begin{aligned} \eta_{PV} &= (Q_0 - \Delta Q) / Q_0 = 1 - C_1 (\Delta p / 2\pi \mu n) \\ \eta_{MV} &= Q_0' / (Q_0' + \Delta Q') \\ &= 1 / (1 + C_1' (\Delta p' / 2\pi \mu n')) \end{aligned} \right\} \dots(2)$$

となる。一方トルク効率は、理論トルク  $T_0 = \Delta p D / 2\pi$  または  $T_0' = \Delta p' D' / 2\pi$  と、隙間における層流抵抗  $\Delta T_1$  または  $\Delta T_1'$  およびトルクによる機械抵抗  $\Delta T_2$  または  $\Delta T_2'$  との関係で定められる。一般に  $\Delta T_1, \Delta T_1' \propto \mu n D / \delta, \mu n' D' / \delta'$ ;  $\Delta T_2, \Delta T_2' \propto \Delta p D / 2\pi, \Delta p' D' / 2\pi$  となる。ここに  $\delta, \delta'$  としては前記の  $\delta, \delta'$  に対して最小隙間が効く。したがって

$$\left. \begin{aligned} \eta_{PT} &= T_0 / (T_0 + \Delta T_1 + \Delta T_2) \\ &= 1 / (1 + C_2 (2\pi \mu / \Delta p) + C_3) \\ \eta_{MT} &= (T_0' - \Delta T_1' - \Delta T_2') / T_0' \\ &= 1 - C_2' (2\pi \mu n' / \Delta p') - C_3' \end{aligned} \right\} \dots(3)$$

となる。ここに  $C_1, C_2, C_3, C_1', C_2', C_3'$  は各ポンプおよびモータに固有な係数であって、一般に  $C_1 \ll C_2, C_1' \ll C_2'$  である。なぜならば、 $C_1 \propto (\delta^3 \max / D), C_2 \propto (D^{1/3} / \delta \min)$  となるからである。上記諸式より、ポンプおよびモータの性能は、一応一種の無次元量  $\Delta p / 2\pi \mu n, \Delta p' / 2\pi \mu n'$  によって表わしうることがわかる。第1図はバーン式ポンプの一実験性能を上記無次元量で整理した結果を示す。これより近似的に上記無次元量の妥当性が肯かれよう。



第 1 図

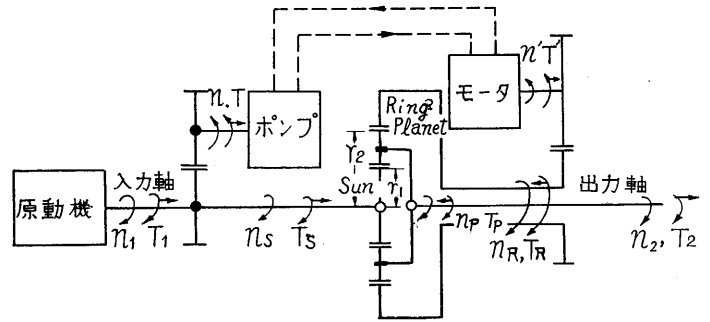
3. 差動型油圧伝動装置の性能

(1) 構造と基礎関係式 差動歯車機構と油圧伝動装置とを組み合わせ、動力の一部を効率の良い機械伝動によって伝え、残りを変速性能の良い油圧伝動によって伝える無段変速装置は、差動型油圧伝動装置と呼ばれて古くから一部に実用されている。しかし、その性能解析はあまり行われておらず、したがってその組合せと性能との関係は明白にされていないようである。ここに一般的な傾向を調べるため、最も簡単な単式(Sun, Planet, Ring 各 1 個の歯車より組立てられた)差動歯車機構との組合

せについて考える。この場合、入力軸、出力軸を差動歯車のいずれの歯車に結合するかによって、第1表に示す6

第 1 表 差動型油圧伝動装置の型式

Case	軸 結 合 方 式			基準速度比 $e_c$
	入力軸 (ポンプ軸)	出力軸	モータ軸	
1	Planet	Sun	Ring	$(1+\rho)/\rho$
2	Planet	Ring	Sun	$1+\rho$
3	Sun	Ring	Planet	$-\rho$
4	Sun	Planet	Ring	$\rho/(1+\rho)$
5	Ring	Planet	Sun	$1/(1+\rho)$
6	Ring	Sun	Planet	$-1/\rho$



第 2 図

個の型に分けられる。第2図は、例として第1表の Case 4 の組合せを示したもので、簡単のため、矢印のように回転速度およびトルクに方向をもたせて考える。遊星歯車の半径比を  $\rho = r_1 / r_2$  とすれば、差動歯車機構の関係式は

$$\left. \begin{aligned} T_R / T_S &= 1/\rho, \quad T_S / T_P = -\rho / (1+\rho), \\ T_P / T_R &= -(1+\rho) \end{aligned} \right\} \dots(4)$$

$$(1+\rho)n_p = \rho n_s + n_r \dots(5)$$

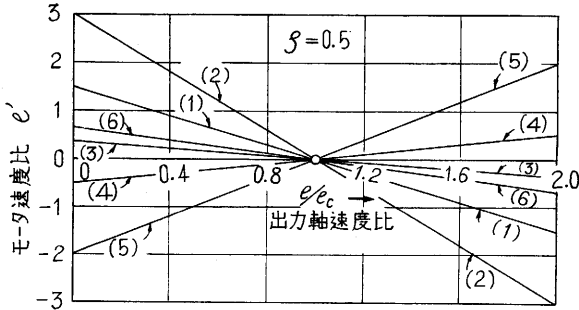
で表わされる。(5)式は、出力軸速度比を  $e = n_2 / n_1$ 、モータ速度比を  $e' = n' / n$  とし、さらに便宜的に  $n_1 = n_s = n, n_2 = n_p, n' = n_r$  とおくことにより、Case 4 では

$$e = \rho / (1+\rho) + e' / (1+\rho) \text{ または } e' = -\rho + (1+\rho)e$$

となる。この関係は各 Case によって異なるが、一般的には

$$e' = (e - e_c) / (1 - e_c) \dots(6)$$

で表わすことができる。ここに  $e_c$  は基準速度比ともいふべきもので、第1表にその値を示す。これより、ポンプとモータ間の変速作用によって、出力軸速度比を任意に変えうることがわかる。第3図は  $\rho = 0.5$  としたときのその模様を示す。つぎに機械伝達動力と油圧伝達動力との割合を求めるため、たとえば Case 4 で、油圧出力  $= L' = 2\pi T' n'$ 、機械出力  $= L_M = 2\pi T_S n_S$  (機械効率 100% とする)、全出力  $= L_2 = 2\pi T_2 n_2 = L' + L_M$  とし、油圧出力比  $\xi$  を



第 3 図 ( )内は Case 番号を示す

$$\xi = L'/L_2 \dots \dots \dots (7)$$

と定義すれば, (4)式から

$$\xi = -(T_R/T_P)(e'/e) = \{1/(1+\rho)\}(e'/e)$$

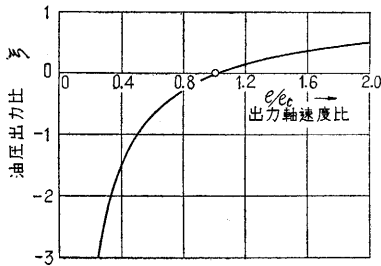
となる。したがって, Case 4 では

$$\xi = 1 - \{\rho/(1+\rho)\}/e$$

となる。この関係式は各 Case によって異なるが, 一般的には

$$\xi = 1 - e_c/e \dots \dots \dots (8)$$

で表わすことができる (第 4 図)。ここに  $\xi > 0$  は油圧出力が正であることを,  $\xi < 0$  は油圧出力が負であることを示す。

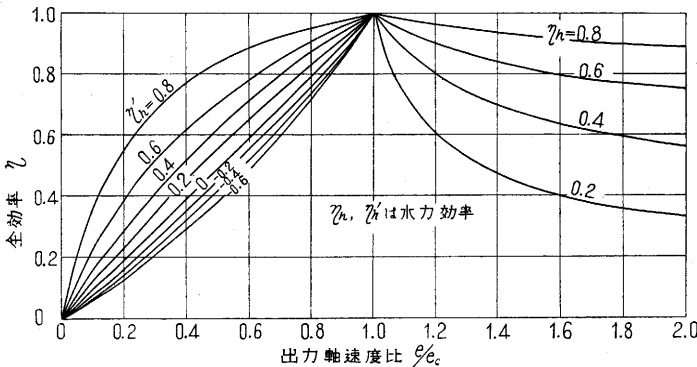


第 4 図

油圧出力が負の状態とは, 全出力よりも機械出力が大であって, その余分の機械出力がモータを駆動して油圧動力を入力軸に返還していることである。したがって, 差動型油圧伝動装置では, モータがポンプ作用を, ポンプがモータ作用をする場合もありうることになる。全効率  $\eta$  は, 油圧伝動の水力効率を  $\eta_h$  として,  $\xi > 0$  の場合

$$\eta = \eta_h / \{\eta_h + (1 - \eta_h)\xi\} \dots \dots \dots (9)$$

で表わされる。 $\xi < 0$  の場合は, モータ→ポンプの順の



第 5 図

逆油圧伝動となるので, そのときの水力効率を  $\eta_h'$  として

$$\eta = 1 / \{1 - (1 - \eta_h')\xi\} \dots \dots \dots (10)$$

となる。一般的には, 必ずしも  $\eta_h = 1/\eta_h'$  とならない。(9), (10)式を图示したのが第 5 図である。 $\eta_h, \eta_h'$  の値であるが, ポンプがポンプ作用を, モータがモータ作用をする場合には ( $\xi > 0$ ), (2), (3)式より無次元量  $\Delta p/2\pi\mu n$  を  $K$  として

$$\eta_h = \eta_{PV}\eta_{PT}\eta_{MV}\eta_{MT} = \frac{(1 - C_1K)(1 - C_2'|e'|/K - C_3')}{(1 + C_1'K/|e'|)(1 + C_2K/C_3)} \dots \dots (11)$$

となる。逆に  $\xi < 0$  の場合には, ポンプがモータ作用を, モータがポンプ作用をするが, いま簡単にこのような逆作用をする場合にも (2), (3)式同様の関係が成立し, しかも各係数は変らないものとすれば

モータ作用をするポンプについて ( $\Delta p < 0$ )

$$\eta_{PV}' = 1 / (1 - C_1K), \quad \eta_{PT}' = 1 + C_2K - C_3$$

ポンプ作用をするモータについて ( $\Delta p < 0$ )

$$\eta_{MV}' = 1 + C_1'K/|e'|, \quad \eta_{MT}' = 1 / (1 - C_2'|e'|/K + C_3')$$

より

$$\eta_h' = \eta_{PV}'\eta_{PT}'\eta_{MV}'\eta_{MT}' = \frac{(1 + C_1'K/|e'|)(1 + C_2K - C_3)}{(1 - C_1K)(1 - C_2'|e'|/K + C_3')} \dots \dots (12)$$

となる。上記諸式では, ポンプ, モータ間の流量損失および出力損失はこれを無視しており, したがって

$$K = \Delta p / 2\pi\mu n \dots \dots \dots (14)$$

である。 $\eta_h, \eta_h'$  と  $K$  との関係は定性的に第 6 図のようになる。

(2) 性能計算式と例題 ポンプおよびモータの特性係数  $C_1, C_2, C_3, C_1', C_2', C_3'$  が既知であれば, 上記基礎関係式によって差動型油圧伝動装置の性能を具体的に求めることができる。いま簡単のため,  $C_3 = C_3' = 0$  と仮定すれば,  $\xi \geq 0$  によらずに一つの計算式にまとめることができ便利である。すなわち, (11), (13) 式は  $\eta_h = 1/\eta_h'$  によってまとめられるので, これと (9), (10)式および

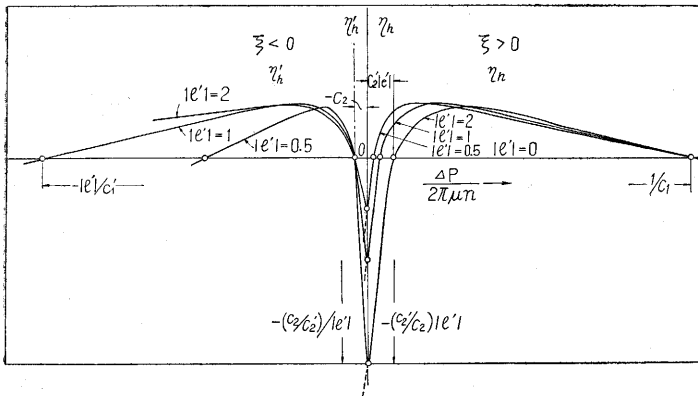
$$\Delta p = (L_1\xi\eta) / (Dn_1\eta_{PV}\eta_{MV}\eta_{MT}) \dots \dots (15)$$

または  $\Delta p = (L_1\xi\eta) / (D'n_1|e'|/\eta_{MT}) \dots \dots (15)$

より (ここに  $L_1 = 2\pi T_1 n_1$  は入力である), 一定体積型ポンプ (CDP) と可変体積型モータ (VDM) との組合せの場合

$$D = \text{const.}, \quad D' = D(1 - C_1K) / (|e'| + C_1'K), \quad K^2 \{ (C_1' + C_1|e'|)\xi - C_1|e'| \} + K \{ (C_1'C_2 - C_1C_2'|e'| - AC_1')\xi + (1 + C_1C_2'|e'|)|e'| \} + \{ (C_2 + C_2'|e'| - A)|e'| \xi - C_2'e'^2 \} = 0 \dots \dots (16)$$

ここに  $A = L_1/2\pi\mu D n_1^2$

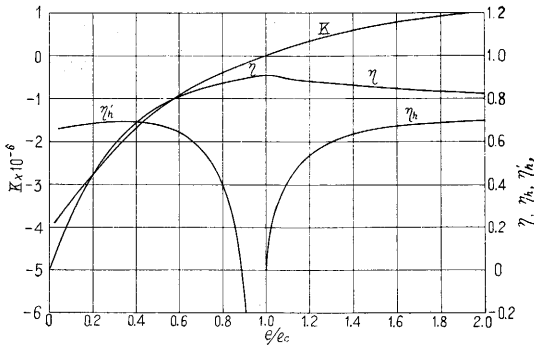


第 6 図

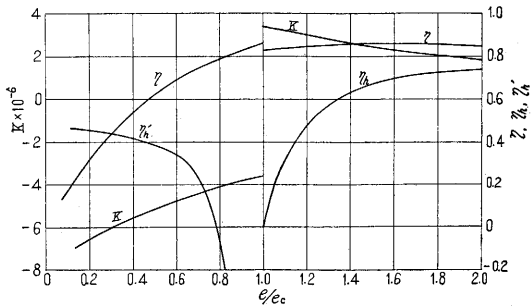
可変体積型ポンプ(VDP)と一定体積型モータ(CDM)との組合せの場合

$$\left. \begin{aligned}
 D' &= \text{const.}, \\
 D &= D'(|e'| + C_1/K)/(1 - C_1K), \\
 K^2[(C_1' + C_1|e'|)\xi - C_1|e'|] \\
 + K[(C_1'C_2 - C_1C_2'e'^2 + A'C_1)\xi \\
 + (1 + C_1C_2|e'|)|e'|] \\
 + [(C_2|e'| + C_2'e'^2 - A')\xi - C_2'e'^2] &= 0
 \end{aligned} \right\} \dots (17)$$

ここに  $A' = L_1/2\pi\mu D'n_1^2$



第 7 図 CDP+VDM



第 8 図 VDP+CDM

したがって、(6), (8)式より  $e$  の関数として  $e'$ ,  $\xi$  を求め、(16)または(17)式より  $K$  を求めれば、(11)式より  $\eta_h$  が、さらに(9)式より  $\eta$  が計算される。 $L_1=60\text{PS}$ ,  $n_1=2000$  rpm,  $\mu=1.54 \times 10^{-3}$  kg·s/m<sup>2</sup>,  $D=0.2$  ltr/rev (または  $D'=0.2$  ltr/rev),  $C_1=C_1'=2.7 \times 10^{-8}$ ,  $C_2=C_2'=$

$0.2 \times 10^8$ ,  $e_c=1/8$  の場合について計算した結果を第 7, 8 図に示す。第 7 図は一定体積型ポンプと可変体積型モータの組合せを第 8 図は可変体積型ポンプと一定体積型モータの組合せを示したもので、両者の性能には大きな差異が認められる。以上の計算は単なる 1 例に過ぎないので、これでもって一般性を論じることは許されない。しかしこのような計算法に従えば、これまで不明確であった差動型油圧伝動装置の性能を系統的に調べることができるので、今後の研究方針を明確にしうるものと思う。なお  $\xi=0$  となる速度比  $e=e_c$  では、特殊な状態

となるので別個に考えねばならない。すなわち、この点の状態を添字  $C$  をつけて表わせば

一定体積型ポンプ(CDP)と可変体積型モータ(VDM)との組合せの場合

$$\left. \begin{aligned}
 e_c' &\rightarrow 0, \xi_c \rightarrow 0, K_c \rightarrow 0, D_c' \rightarrow \infty \\
 \eta_c &= 1 - (C_2/A) \dots \dots \dots (18)
 \end{aligned} \right\}$$

可変体積型ポンプ(VDP)と一定体積型モータ(CDM)との組合せの場合

$$\left. \begin{aligned}
 e_c' &\rightarrow 0, \xi_c \rightarrow 0 \\
 K_c^2[C_1'|1 - e_c| \mp C_1|e_c|] \\
 + K_c[(C_1'C_2 + A'C_1)|1 - e_c| \pm |e_c|] \\
 - A'|1 - e_c| &= 0 \\
 \eta_c &= 1 / \left[ 1 \pm \frac{C_1'(K_c + C_2)|1 - e_c|}{(1 - C_1K_c)|e_c|} \right] \dots \dots \dots (19)
 \end{aligned} \right\}$$

となる。ここに複号は、上方が  $\xi > 0$  からの限界値、下方が  $\xi < 0$  からの限界値を示す。これより、VDP+CDM の場合には  $e=e_c$  において二種類の値を生じることとなる(第 8 図参照)。

### 4. むすび

今後の発展を予想される差動型油圧伝動装置の性能を理論的に把握するための方法について概略の説明を行った。上記の理論計算には幾つかの仮定が含まれており、より詳細に論じなければならない点が多く残されている。たとえば、 $C_3, C_3' \neq 0$  とすることによる性能変化の検討、可変体積型の効率計算式の再検討、 $\xi=0$  となる基準速度比における特殊状態の検討等のほかに、さらに進んで合理的な設計方法の確立が重要な問題である。最近欧州において、この種の変速装置が自動車用に試作された報告がなされており、わが国においても早急にこの研究を行わねばならないものと思う。(1958. 5. 21)