

# トルクコンバータの性能改善 II

(多要素1段多相型)

福田 昭三\*

## Improvement of Characteristics for Hydraulic Torque Converter II (Multi-Elements 1 Stage Multi-Phases Type)

Shozo FUKUDA

### Synopsis

In the previous report the author introduced the design methods and the calculation results on the characteristics of the hydraulic torque converter (3 Elements 1 Stage 2 Phases) which is used principally for car automatic transmission and declared the effects of design parameters.

Under the condition of the lock-up mechanism used popularly, the conclusion of discussion indicate the selection of the design point of low speed ratio range is useful for the improvement of power transmission overall efficiency.

In this report declared the design methods and calculation results for the characteristics of the multi-elements 1 stage multi-phases type hydraulic torque converter is expected more effective on the car acceleration and the overall transmission efficiency compared with the ordinary type.

### 1. 緒言

著者は前報告 I<sup>(1)</sup>で流体式トルクコンバータ(以下T/Cと略称)で、現在多用されている3要素1段2相型の設計法及び性能計算式を紹介し、設計パラメータが性能に及ぼす影響を明らかにした。更に国産のT/C例の性能を求め、それと類似の性能を有するT/Cの設計諸元を求めた。

従来のT/Cは速度比1.0近傍での伝達効率を重視した結果、失速点におけるトルク比は低くなり、且つ速度比の低い運転域では効率も低くせざるをえない。これに対し、まだ発展の過程にはあるがロックアップ装置が装着されれば、速度比1.0近傍での伝達効率はT/Cには無関係となり、その近傍の効率を重視する必要性が薄れて、低速度比における性能に重点を移すことが合理的となる。

しかし低速度比に設計の基準点を移した場合、流体継手として運転するまでの中間速度比域で効率の落ち込み

が生じ、意図した燃費向上が得られない懸念がある。

この対策としてステータ入口部の衝突損失を更にきめ細かく軽減する目的でステータを2分割し、それぞれに一方クラッチを装着して運転する4要素1段3相型T/Cが考えられる。

また、低速度比における効率改善対策として、ポンプを2分割し、その間に一方クラッチを装着して部分負荷時の衝突損失を軽減する5要素1段4相型T/Cがかって採用された実績がある。<sup>(5)</sup>

構造的には複雑さを増すが性能向上が充分期待できればエネルギー・環境対策上復活させるだけの意味があると思われるので、その効果を検討することとした。

### 2. 多要素1段多相型T/Cの性能

#### 2.1 性能計算式

1段型T/Cでは、ポンプとステータをそれぞれ2分割した5要素型が実績もあり、構造的にも限界と考えられ

\*交通機械工学科

平成5年9月27日受理

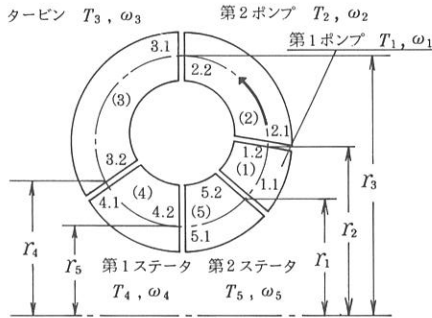


図1 5要素1段4相型の記号

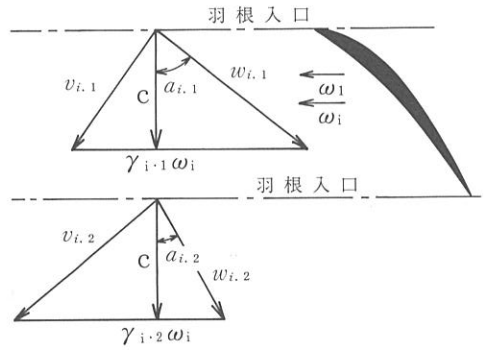


図2 速度三角形

るので、このような多要素型にも適用出来る性能計算法を検討する。

4要素、3要素型については、計算条件を配慮することにより、同一の計算式が適用出来るよう、予め考慮しておくことにより、計算プログラムの簡略化を計ることとする。

図1に5要素1段4相型T/Cの軸断面の上半分の流路の模型と、図2に羽根入口・出口の速度三角形を示す。また関係諸元の記号を表1に示す。

報告1<sup>(4)</sup>の一般式より、トルク係数の式(7)式とエネルギー式(8)式において  $i = 1$  (第1ポンプ),  $i = 2$  (第2ポンプ),  $i = 3$  (タービン),  $i = 4$  (第1ステータ),  $i = 5$  (第2ステータ) として整理する。

ポンプ及びステータは多要素型では分割されるが、運転条件によっては一体となって運転され、それより少な

い要素の場合と同一条件となるので、これらの異なった条件に対しても損失計算について性能カーブの連続性と他要素型との整合性を保つための条件を求める。

ポンプを分割した場合を例にとれば、ここで問題になるのは摩擦損失のみであるので

ポンプ一体型の摩擦損失は

$$h_{f1} = (c^2/2g)\lambda_1[1 + (x_{1,1}^2 + x_{1,2}^2)/2] \quad (1)$$

ポンプ分割型の摩擦損失は、'をつけて区別すれば

$$h'_{f1} + h'_{f2} = (c^2/2g)[\lambda'_1\{1 + (x_{1,1}^2 + x_{1,2}^2)/2\} + \lambda'_2\{1 + (x_{2,1}^2 + x_{2,2}^2)/2\}] \quad (2)$$

同一設計のポンプ羽根を適当な位置で分割し、一体となって運転されたときに分割箇所ですりかた形状とするためには

$$\left. \begin{aligned} x_{1,1} &= x'_{1,1} \\ x_{1,2} &= x'_{2,1} \\ x_{1,2} &= x'_{2,2} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

表1 5要素1段4相T/Cの記号

	ポンプ		タービン	ステータ	
	第1ポ $i = 1$	第2ポ $i = 2$		第1ス $i = 4$	第2ス $i = 5$
回転角速度	$\omega_1$	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$	$\omega_5$
流体へのトルク	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$
羽根車入口半径	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_5$
羽根車出口半径	$r_2$	$r_3$	$r_4$	$r_4$	$r_1$
速度比	$e_1 = 1$	$e_2$	$e_3$	$e_4$	$e_5$
無次元トルク	$\tau_1$	$\tau_2$	$\tau_3$	$\tau_4$	$\tau_5$
入口半径比	$\rho_1 = \rho_{1,1}$	$\rho_2 = \rho_{2,1}$	$\rho_3 = \rho_{3,1}$	$\rho_4 = \rho_{4,1}$	$\rho_5 = \rho_{5,1}$
出口半径比	$\rho_2 = \rho_{1,2}$	$\rho_3 = \rho_{2,2}$	$\rho_4 = \rho_{3,2}$	$\rho_5 = \rho_{4,2}$	$\rho_1 = \rho_{5,2}$

また

$$\lambda_1 = \lambda_2 \quad (4)$$

ここで

$h_{f1} = h'_{f1} + h'_{f2}$  とするには

$$\begin{aligned} & \lambda_1 \{1 + (x_{1.1}^2 + x_{1.2}^2)/2\} \\ & = \lambda_1 \{2 + (x_{1.1}^2 + x_{1.2}^2)/2 + x_{1.2}^2\} \end{aligned} \quad (5)$$

ここで  $\lambda_1 = 2\lambda_1'$  と仮定すれば

$$x_{1.2}^2 = (x_{1.1}^2 + x_{1.2}^2)/2 \quad (6)$$

とすれば良い。

ステータの場合も同様に考え、報告 I<sup>(1)</sup> のエネルギー式

(8)式は

ポンプに対しては

$$x_{1.2}^2 = x_{2.1}^2 = (x_{1.1}^2 + x_{2.2}^2)/2 \quad (7)$$

ステータに対しては

$$x_{4.2}^2 = x_{5.1}^2 = (x_{4.1}^2 + x_{5.2}^2)/2 \quad (8)$$

と置き換えて計算式を整理することとする。

$$\tau_1 = \beta \{(\rho_2 e_1 - \beta x_{1.2}) \rho_2 - (\rho_1 e_5 - \beta x_{5.2}) \rho_1\}$$

$$\tau_2 = \beta \{(\rho_3 e_2 - \beta x_{2.2}) \rho_3 - (\rho_2 e_1 - \beta x_{1.2}) \rho_2\}$$

$$\tau_3 = \beta \{(\rho_4 e_3 - \beta x_{3.2}) \rho_4 - (\rho_3 e_2 - \beta x_{2.2}) \rho_3\} \quad (9)$$

$$\tau_4 = \beta \{(\rho_5 e_4 - \beta x_{4.2}) \rho_5 - (\rho_4 e_3 - \beta x_{3.2}) \rho_4\}$$

$$\tau_5 = \beta \{(\rho_1 e_5 - \beta x_{5.2}) \rho_1 - (\rho_5 e_4 - \beta x_{4.2}) \rho_5\}$$

$$\begin{aligned} & \beta^2 (A_0) - 2\beta (L_1 e_1 + L_2 e_2 + L_3 e_3 + L_4 e_4 + L_5 e_5) \\ & - (M_1 e_1^2 + M_2 e_2^2 + M_3 e_3^2 + M_4 e_4^2 + M_5 e_5^2) = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

但し

$$\begin{aligned} A_0 = & \lambda_1 \{ [1 + \{x_{1.1}^2 + (x_{1.1}^2 + x_{2.2}^2)/2\}/2] + (x_{1.1} - x_{5.2})^2 \\ & + \lambda_2 \{ [1 + \{(x_{1.1}^2 + x_{2.2}^2)/2 + x_{2.2}^2\}/2] + (x_{2.1} - x_{1.2})^2 \\ & + \lambda_3 \{ [1 + \{x_{3.1}^2 + x_{3.2}^2\}/2] + (x_{3.1} - x_{2.2})^2 \\ & + \lambda_4 \{ [1 + \{x_{4.1}^2 + (x_{4.1}^2 + x_{5.2}^2)/2\}/2] + (x_{4.1} - x_{3.2})^2 \\ & + \lambda_5 \{ [1 + \{(x_{4.1}^2 + x_{5.2}^2)/2 + x_{5.2}^2\}/2] + (x_{5.1} - x_{4.2})^2 \} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= \rho_1 x_{1.1} - \rho_2 x_{2.1} \\ L_2 &= \rho_2 x_{2.1} - \rho_3 x_{3.1} \\ L_3 &= \rho_3 x_{3.1} - \rho_4 x_{4.1} \\ L_4 &= \rho_4 x_{4.1} - \rho_5 x_{5.1} \\ L_5 &= \rho_5 x_{5.1} - \rho_1 x_{1.1} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \rho_2^2 - \rho_1^2 \\ M_2 &= \rho_3^2 - \rho_2^2 \\ M_3 &= \rho_4^2 - \rho_3^2 \\ M_4 &= \rho_5^2 - \rho_4^2 \\ M_5 &= \rho_1^2 - \rho_5^2 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

トルク比  $t = -\tau_3 / (\tau_1 + \tau_2)$  (14)

効率  $\eta = t e_3$  (15)

2. 1. 1 第1ステータのみが自由回転する場合  
ステータが自由回転するのは高速度域であり、この領

域では第1・第2ポンプは一体となって回転していると  
してよい。

$$e_5 = 0$$

$e_1 = e_2$  の条件より

$$\begin{aligned} & \beta^2 (A_0) - 2\beta \{(L_1 + L_2) e_2 + L_3 e_3 + L_4 e_4\} \\ & - \{(M_1 + M_2) e_2^2 + M_3 e_3^2 + M_4 e_4^2\} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\beta = (\rho_5^2 e_4 - \rho_4^2 e_3) / N_1 \quad (17)$$

但し

$$N_1 = \rho_5 x_{4.2} - \rho_4 x_{3.2} \quad (18)$$

(17)式より

$$e_4 = (\rho_4^2 e_3 + \beta N_1) / \rho_5^2 \quad (19)$$

(19)式を(16)式に代入し、整理すれば

$$\beta^2 A_1 - 2\beta B_1 - C_1 = 0 \quad (20)$$

但し

$$A_1 = A_0 - 2L_4 N_1 / \rho_5^2 - M_4 N_1^2 / \rho_5^4$$

$$\begin{aligned} B_1 = & (L_1 + L_2) e_2 + L_3 e_3 + L_4 e_3 \rho_4^2 / \rho_5^2 \\ & + M_4 N_1 e_3 \rho_4^2 / \rho_5^4 \end{aligned} \quad (21)$$

$$C_1 = (M_1 + M_2) e_2^2 + M_3 e_3^2 + M_4 e_3^2 \rho_4^2 / \rho_5^4$$

$$\beta = \{B_1 \pm (B_1^2 + A_1 C_1)^{0.5}\} / A_1 \quad (22)$$

但し  $\beta > 0$ ,  $e_4 > 0$  の解のみが物理的意味がある。(22)式の  
結果を(9), (14), (15)式に代入すれば T/C の諸性能が求めら  
れる。このことは以下の場合も同様である。

2. 1. 2 第1ステータ・第2ステータが自由回転  
する場合

$\tau_4 = 0$  の条件より

$$(17), (18), (19) \text{ 式の関係はそのまま成立する。}$$

更に  $\tau_5 = 0$  の条件より(9)式より

$$\beta = (\rho_1^2 e_5 - \rho_5^2 e_4) / N_2 \quad (23)$$

但し

$$N_2 = \rho_1 x_{5.2} - \rho_5 x_{4.2} \quad (24)$$

$$e_5 = (\rho_5^2 e_4 + \beta N_2) / \rho_1^2 \quad (25)$$

(19), (25)式を(11)式に代入して整理すれば

$$\beta^2 A_2 - 2\beta B_2 - C_2 = 0 \quad (26)$$

但し

$$A_2 = A_0 - 2L_4 N_1 / \rho_5^2 - 2L_5 (N_1 + N_2) / \rho_1^2$$

$$- M_4 N_1^2 / \rho_5^4 - M_5 N_2^2 / \rho_1^4$$

$$- 2M_5 N_1 N_2 / \rho_1^4 - M_5 N_2^2 / \rho_1^4$$

$$B_2 = L_1 e_1 + L_2 e_2 + L_3 e_3 + L_4 e_3 \rho_4^2 / \rho_5^2$$

$$+ L_5 e_3 \rho_4^2 / \rho_1^2 + M_4 N_1 e_3 \rho_4^2 / \rho_5^4$$

$$+ M_5 N_1 e_3 \rho_4^2 / \rho_1^4 + M_5 N_2 e_3 \rho_4^2 / \rho_1^4$$

$$C_2 = M_1 e_1^2 + M_2 e_2^2 + M_3 e_3^2 + M_4 e_3^2 \rho_4^2 / \rho_5^4$$

$$+ M_5 e_3^2 \rho_4^2 / \rho_1^4 \quad (27)$$

$$\beta = \{B_2 \pm (B_2^2 + A_2 C_2)^{0.5}\} / A_2 \quad (28)$$

(28)式で  $\beta > 0, e_4 > 0, e_5 > 0$  の場合の解のみが物理的意味がある。

2. 1. 3 第1ポンプが自由回転する場合

第1ポンプが自由回転するのは低速度比域で、第2ポンプより早く回転することにより、衝突損失を軽減出来る。この領域ではステータはいずれも停止しており、一体型のステータとして取り扱って良い。

(9)式に

$$\begin{aligned} \tau_1 = 0, e_5 = 0 \text{ の条件を入れて整理すれば} \\ e_1 = N_3 \beta \end{aligned} \tag{29}$$

但し

$$N_3 = x_{1,2} / \rho_2 - x_{5,2} \rho_1 / \rho_2^2 \tag{30}$$

(10)式に(29)式と  $e_4 = 0, e_5 = 0$  の条件を入れて整理すれば

$$\beta^2 A_3 - 2\beta B_3 - C_3 = 0 \tag{31}$$

但し

$$\left. \begin{aligned} A_3 &= A_0 - 2L_1 N_3 - M_1 N_3^2 \\ B_3 &= L_2 e_2 + L_3 e_3 \\ C_3 &= M_2 e_2^2 + M_3 e_3^2 \end{aligned} \right\} \tag{32}$$

$$\beta = \{B_3 \pm (B_3^2 + A_3 C_3)^{0.5}\} / A_3 \tag{33}$$

(33)式で  $\beta > 0, e_1 > 1$  の場合の解のみが物理的意味がある。

2. 2 多要素型の計算式を3・4要素型に適用する

ための条件

2. 1で5要素型T/Cを対象とした性能計算式を求めたが、これらの式を3・4要素型T/Cに適用するための条件を示す。

これには例えばステータが2分割されている場合の計算式に対し、第2ステータが流体力に作用しないような数値 ( $x_{4,2} = x_{5,1} = x_{5,2}, \rho_5 = \rho_1$ ) をインプットすればあたかも第2ステータが存在しないかのような結果となり、無分割ステータの性能が求められる。

これは第1ステータに流体力が作用せず、第2ステータのみを対象とした同様な計算法でもよい。またポンプが分割されていない場合も同様である。

但し、分割羽根の場合摩擦損失係数  $\lambda$  は無分割羽根の場合の半分とする必要があるが、2. 1. 1で示す如き修正を加えることにより、流体力を無視した羽根についても摩擦損失については見掛け上その羽根があたかも存在するが如く計算され、相互に矛盾が生ずることはない。

多要素型T/Cの計算式を3・4・5要素型のそれぞれの運転条件に適用するための計算条件の例を表2に示す。

2. 3 性能計算結果

2. 3. 1 従来型トルクコンバータの性能

性能比較の対象として、報告I<sup>(1)</sup>では4. 2に国産中型

表2 多要素型の計算式の適用条件

要素数	3要素		4要素			5要素				
	1相	2相	1相	2相	3相	1相	2相	3相	4相	
相番	1相	2相	1相	2相	3相	1相	2相	3相	4相	
計算式	(33)	(28)	(33)	(22)	(28)	(33)	(33)	(22)	(28)	
ポンプ	第1ポ	一体	一体	一体	一体	一体	自由回 回転	一体	一体	一体
	第2ポ	回転	回転	回転	回転	回転		回転	回転	回転
ステータ	第1ス	一体	一体	一体	自由回	自由回	一体 停止	一体	自由回	自由回
	第2ス	停止	自由 回転	停止	停止	自由回		停止	停止	自由回
回転数比	$e_1$	1	1	1	1	1	$e_1$	1	1	1
	$e_2$	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	$e_4$	0	$e_4$	0	$e_4$	$e_4$	0	0	$e_4$	$e_4$
	$e_5$	0	$e_4$	0	0	$e_5$	0	0	0	$e_5$
羽根角度	$\kappa_{1,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{1,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$
	$\kappa_{2,1}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,1}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$	$\kappa_{2,2}$
	$\kappa_{4,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{4,2}$	$\kappa_{4,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{4,2}$	$\kappa_{4,2}$
	$\kappa_{5,1}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,1}$	$\kappa_{5,1}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,2}$	$\kappa_{5,1}$	$\kappa_{5,1}$
半径比	$\rho_2$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_2$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_1$
	$\rho_5$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_5$	$\rho_5$	$\rho_1$	$\rho_1$	$\rho_5$	$\rho_5$

表3 日産RE4R01A型T/C 実測値

ポンプ入口平均半径		65.4mm	半径比	0.554	
タービン入口平均半径		118.0mm	半径比	1	
ステータ入口平均半径		65.9mm	半径比	0.558	
羽根角度	ポンプ	入口	33.4°	出口	-32°
	タービン	入口	-33.7°	出口	48.6°
	ステータ	入口	6.8°	出口	-61.4°

車T/Cの主要諸元の一例を示し、4.3に報告I<sup>(1)</sup>の設計法によるそれと類似の性能を有すると見られるT/Cの設計諸元と推定性能を示した。

その後、更に国産普通車に装備されている比較的新しいT/Cについても同様な調査を行ったのでそれを主な比較の対象とした。

表3にこのT/Cの各部諸元の測定値を示す。

メーカーの整備要領書<sup>(12)</sup>によれば、本T/Cではそれ以前の製品に比し次の改善を行っている。

- (1) 偏平型トラスを採用し、小型軽量化を計り、慣性力を低減し回転応答性を向上させた。
- (2) ポンプ、タービンの羽根形状を最適化し、低回転ではトルク伝達力を低減し、発進時のエンジン回転を素早く上昇させて高トルク域とし、発進加速性能向上を実現させた。
- (3) 従来は定吐出量ギヤポンプを使用していたのに対し、可変容量型ベーンポンプに変更し、オイル吐出量を必要最小限となるよう制御する構造とし、ポンプの駆動トルクの低減を計った。
- (4) ロックアップ装置を装備し、規定の車速と速度比以上ではこれを作動させ、T/Cを経由せずに動力伝達を可能とし、燃料消費量の低減を計った。
- (5) 変速機等を電子制御化し、エンジンを含めきめの細かい最適制御を可能とした。

表3に示した測定値に基づき性能推定を行ったところ整備要領書に発表された失速時トルク比との間に差があることが判明した。この原因は報告I<sup>(1)</sup>でも指摘したことから羽根角度の測定精度を上げる事が困難であり、測定値のばらつきの範囲で性能推定を行った結果、性能にもかなりの差を生ずることから、現状の測定法では正確な性能推定は困難なことが判明した。

そこで報告I<sup>(1)</sup>で示した設計法により、発表された失速時のトルク $\tau_s$ とトルク比 $t_s$ を発生するような3要素型T/Cを設計し、その性能をもって従来型T/Cの性能

とし、比較の対象とすることとした。

このT/Cの設計基準点は試行錯誤の計算を繰り返した結果

( $e_0=0.81, \beta_0=0.20$ ) (従来型と称す)

が上の条件を満足することが判明した。失速時トルク比 $t_s$ を整備要領書<sup>(12)</sup>の1.9に対し、2.0としたのはT/Cや歯車装置内の機械的損失が不明確なため、機械効率を0.95と仮定したことによる。

### 2.3.2 改善型T/Cの性能

従来型T/Cと失速時のトルク $\tau_s$ が殆ど同一で、比較的低速度域で高効率を示すような設計基準点を報告I<sup>(1)</sup>の図4より次の3種を選定し、それぞれ略称を付して比較の対象とした。

( $e_0=0.60, \beta_0=0.32$ ) (改-1型)

( $e_0=0.63, \beta_0=0.30$ ) (改-2型)

( $e_0=0.66, \beta_0=0.28$ ) (改-3型)

これらはT/Cの入力特性が在来形と殆ど同一なのでエンジンとのマッチングの他、T/Cの細部の設計でも同一の設計が可能となり、容易に従来型と換装出来ることとなる。

#### (1) ポンプ及びステータの分割の位置

5要素型T/Cを設計する際に3要素1段2相型で設計されたポンプ及びステータを2分割し、第1・第2ポンプ、第1・2ステータとしたが、この分割の位置には最適の位置がある。

T/Cの各相の運転域での積算された効率が高くなるべく高いことと、2相目から4相目にスムーズに移行させることが判断の規準になるが、この効果を高めるため試行錯誤的に最適な分割の位置を求めたところ、第1ポンプの流出角 $x_{1,2}$ と第2ポンプの流入角 $x_{2,1}$ は

$$x_{1,2} = x_{2,1} = x_{1,1} - 1/5(x_{1,1} - x_{2,2}) \tag{34}$$

第1ステータの流出角 $x_{4,2}$ と第2ステータの流入角 $x_{5,1}$ は

$$x_{4,2} = x_{5,1} = x_{4,1} - 1/3(x_{4,1} - x_{5,2}) \tag{35}$$

を満足する位置あたりが効率改善の効果が高い事が判明した。これは第1ポンプが元のポンプの周方向速度変化分の1/5を、第1ステータが元のステータの周方向速度変化分の1/3を分担することを意味する。

従来型と、改善型の代表として改-1型の性能を比較して示したのが図3である。同図では従来型と改善型の無次元トルク $\tau$ が殆ど同一線上なので後者のみを図示している。

改-1・2・3型間の性能比較をしたのが図4である。

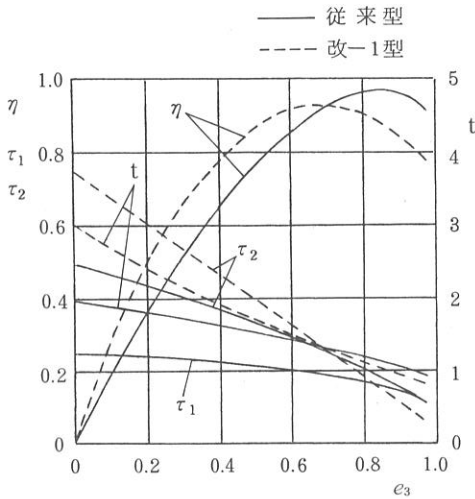


図3 従来型と改一型の性能比較

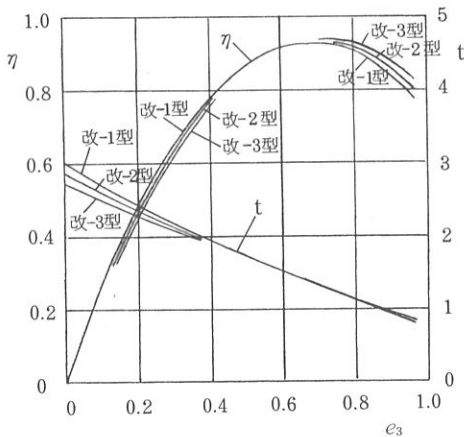


図4 改一～3型 T/C の性能比較

失速点トルク比を一定としているため、それぞれの性能に大差はないが、改一型より改三型に移行するに従い、設計規準点を高速度比としているので、性能もそのように変化している。

(2) ポンプ分割の効果

図5はポンプを分割させ、低速度比域で第1ポンプを第2ポンプに対し、更に増速する方向のみ自由回転させることにより、衝突損失の軽減を計った場合の効率改善とトルク比の増大分を、より判り易く示したものである。従来型では速度比が約0.6以下で第1ポンプの自由回

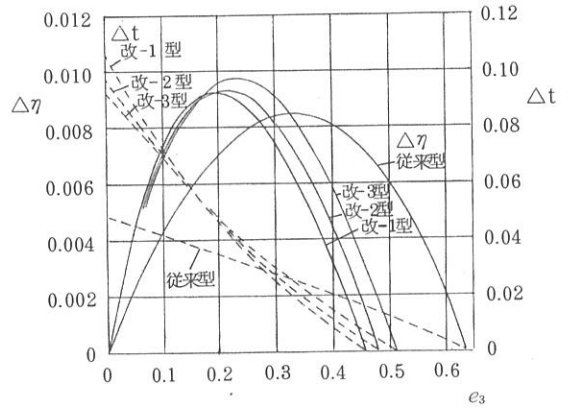


図5 ポンプ分割による性能に及ぼす効果

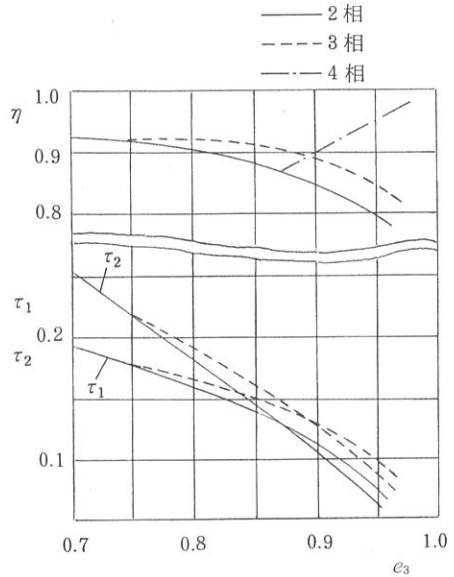


図6 ステータ分割による性能への効果 (改一型)

転が作動したのに対し、改善型では約0.5以下の範囲に縮小しているが、改善の効果はやや高い。

(3) ステータ分割の効果

図6はステータを分割し、それぞれが正方向のみに自由回転させることにより、衝突損失の軽減を計った場合を代表例として、改一型について効率と入・出力トルクを示したものである。

両ステータが自由回転する4相目については効率のみ示し、入・出力トルクは3相目と殆ど同一なので、省略している。

ステータ無分割型では2相から4相にクラッチ点以降

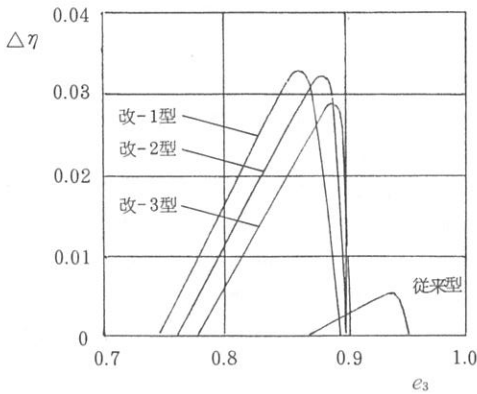


図7 ステータを分割したことによる性能に及ぼす効果

直接移ったのに対し、ステータ分割型にすることにより3相目が中間に入りトルク、効率ともにスムーズに移行できることを示している。

図7は改-1・2・3型での第1ステータが自由回転している速度比領域の効率改善の状況をより判り易くするために示したものである。

従来型ではその効果が殆ど認められないのに対し、改善型では比較的顕著である。

(4) 多要素型としたことによる総合評価

改善型では低速度域のトルク比と効率をかなり向上させているが、高度速域では両者とも低下することは避けられない。これを多要素型とすることにより、低速度域で一層の改善をはかり、高速度域での落ち込みをある程度カバーしていることが読み取れる。

T/Cの今後の趨勢としてロックアップ装置の全面的

な使用が予想されるので、この性能比較においても  $e_3 > 0.95$  の速度域はロックアップ装置にゆだねることとし、比較の対象としないこととする。

速度比0.95以下の全速度比領域に於ける効率の単純平均を各要素毎の運転条件別に従来型と改善型についてを表4に示す。

従来型に比し改善型では平均効率の絶対値は約4.9%の増加であり、従来型の平均効率を基準にすれば約7.5%の向上となる。

改善型だけの3要素型から5要素型にしたことによる平均効率の改善は0.52% (11%) である。そのうちポンプ分割による分が0.30% (6%) であり、残りの0.22% (5%) がステータ分割の効果となる。効率改善に占める割合を ( ) 内に示す。

平均効率や失速点トルク比の改善には、設計規準点を低速度比域に移したことによる効果が圧倒的に大きいことは報告I<sup>(1)</sup>で示した通りであるが、ポンプ分割により、更に低速度域で、ステータ分割で高速度域での改善が計り得ることが判明した。

特に失速時トルク比は従来型の3要素型の1.98に対し、改-1型の5要素型では、3.15に増大し、約59%向上する。このことは車のスタート時の加速性能を大幅に向上出来ることとなり、最近の低速度のエンジントルク確保のためエンジンの排気量を増加させる傾向に対する歯止めとなれば、その面からも燃料消費量節約につながると思われる。

従来型でのステータや改善型での第2ステータが自由回転する領域は、ロックアップ機構が作動する  $e=1$  近傍となるため、殆ど効率の改善は期待できないが、ロ

表4 要素数による平均効率に及ぼす効果

T/C型式		従来型	改-1型	改-2型	改-3型	
		$e_0$	0.81	0.60	0.63	0.66
設計規準点		$\beta_0$	0.20	0.32	0.30	0.28
		要素数				
要素数	3	ステータ停止	0.6448	0.6863	0.6846	0.6817
		ステータ自由回転	0.6454	0.6967	0.6932	0.6885
	4	ステータ分割自由回転	0.6457	0.6992	0.6951	0.6905
	5	ステータ分割・ポンプ分割回転	0.6493	0.7020	0.6981	0.6938
ステータ分割による平均効率上昇分		0.0003	0.0025	0.0019	0.0020	
ポンプ分割による平均効率上昇分		0.0036	0.0028	0.0030	0.0033	
3要素から5要素への平均効率上昇分		0.0039	0.0053	0.0049	0.0053	

クアップ機構作動時にステータがポンプ、タービンと一体となって回転して、流体損失の発生を最小とするため、この自由回転機構は是非必要と考えられる。

### 3. 結 論

報告 I<sup>(4)</sup>では従来型の T/C は稼働率の高いとみられる高速度比で最高効率を発揮させるため、失速時のトルク比は 2.0 程度で、かつ低速度比域での効率も低くせざるをえないことを示した。

ロックアップ装置が全面的に利用されることを前提に自動変速機を見直してみると、従来型の T/C が全速度域をカバーしていた場合と異なり、両者のそれぞれの特徴を生かした組み合わせが考えられる。

T/C が有する自動変速機能を生かして、低速時のトルク比増大や効率向上を目指した場合、避けられない高速域での効率低下を、かつて T/C 開発初期に実用されたポンプやステータの 2 分割方式によりカバー出来ないか検討を行った。

5 要素 1 段 4 相型について性能計算式を導き、これを 3・4 要素型の各運転条件に対しても整合性を持って適用出来る条件を示した。

現在実用されている T/C の代表例として、ロックアップ装置つきで電子制御された新型のものを新たに選定し、発表された性能諸元を参考に報告 I<sup>(4)</sup>で示した設計法に基づき設計諸元を求め、これを従来型とと比較のベースとした。

これと失速点トルクが等しく且つ、低速度比に最高効率点がある T/C 3 種の設計諸元を求め、改-1・2・3 型の原型とし、従来型との性能を比較した。

この 3 要素型でポンプとステータを 2 分割して 5 要素型とし、必要箇所に向方向クラッチを装着して羽根入口の衝突損失の軽減を計ったが、その分割位置としては、第 1 ポンプではポンプ全体の 1/5、第 1 ステータはステータ全体の 1/3 の周方向成分の変化を与えるのが、適当であることを見出した。

その結果、平均効率で約 4.9% の向上が期待出来るが、このうちポンプ分割による効果が占める割合は約 0.30% であり、ステータ分割による分は約 0.22% で、残りの大部分を占めるのは設計規準点を低速度域に移した効果である。

特に、失速時を主体としたトルク比の向上は約 59% に及び、歯車装置の減速比列の見直しを行ってもよいが、スタート時の加速性能の向上は充分期待出来るので、最

近のエンジンの排気量増大の傾向を不必要とすることからの燃料消費量への寄与も考えられる。

多要素型の採用は期待される性能向上と、採用に伴うコスト上昇や、構造複雑化に伴う信頼性の低下を充分検討する必要がある。

改善型では設計規準点の変更により低速度域では大幅な性能向上をしているので、ポンプ分割によるこの領域の改善の必要性が比較的低いと思われる。それに対し、ステータ分割は高速度域の効率の落ち込みをカバーし、トルク特性をスムーズ化する効果が期待出来、構造的にも比較的無理なく適用出来ると見られるので、その実用性は高いと思われる。

自動変速機歯車装置の変速モードや、T/C の各速度比での運転時間が不明確なため、実機装着時の燃料消費量は定量的に明らかに出来ないが、ロックアップ装置の使用速度範囲の拡大と、それにマッチした T/C の開発により、一層の改善は期待出来そうである。

### 文 献

- (1) 福田昭三, トルクコンバータの性能改善 I (3 要素 1 段 2 相型), 久留米工業大学研究報告, 第 16 号 (1992)
- (2) 石原智男, 流体変速機の研究 (第 1 報 一般的性能計算式と正転用 1 段トルクコンバータの性能), 機械学会論文集, 21 巻 101 号 (昭和 30 年), pp. 61
- (3) 石原智男, 流体変速機の研究 (第 2 報 正転用多段トルクコンバータと逆転用 1 段トルクコンバータの性能), 機械学会論文集, 21 巻 101 号 (昭和 30 年), pp. 68
- (4) Tomoo Ishihara, Selected Papers on Automatic Power Transmission, November 1985, pp. 8
- (5) 石原智男監修, 動力伝達装置, 自動車工学全書 9 巻, 山海堂 (昭和 55 年), pp. 152
- (6) 山田正俊, トルクコンバータの開発技術, ターボ協会第 27 回セミナー, 1991 年 11 月 13 日, pp. 31
- (7) 矢田恒二, 駆動系における電子制御の推移, 自動車技術, Vol. 42, No. 8, 1988, pp. 996
- (8) 平松健男他, フィードバック制御式電子制御自動変速機の制御技術, 自動車技術, Vol. 42, No. 8, 1988, pp. 1004
- (9) 山辺 仁, フィードバックコントロールロックアップクラッチ付電子制御自動変速機, 自動車技術, Vol. 42, No. 8, 1988, pp. 1012
- (10) 坊田啓治他, "Hold" モード付電子制御自動変速機, 自動車技術, Vol. 42, No. 8, 1988, pp. 1017



- 
- (1) 大塚邦雄他, 電子制御油圧システムを用いた新自動  
変速機について, 自動車技術, Vol. 42, No. 8,  
1988, pp. 1023
- (2) ニッサン, フルレンジ電子制御オートマチックトラ  
ンスミッション, 整備要領書, RJ4R01A 型, 1989年6  
月