

# 数式モデルによる自動変速機用油圧ポンプの 各種効率に関する解析

## Mathematical Analysis of Efficiencies in Hydraulic Pumps for Automatic Transmissions

吉田尚仁 N. YOSHIDA 稲熊義治 Y. INAGUMA

This paper deals with a mathematical analysis of pump efficiencies in internal gear pumps and balanced vane pumps for automatic transmissions, including continuously variable transmissions. For these pumps, the influence of pump operating conditions (including pump operating pressures, pump speeds, and oil temperatures) is clarified by using mathematical models which are constructed on the basis of actual measured flow and torque data under various pump operating conditions. For fuel economy in a vehicle, it is very important to understand the relationship between the pump efficiencies and the pump operating conditions, since the pump should be operated under conditions to obtain higher pump efficiencies. This paper reveals that the mathematical models accurately representing the characteristics of leakage flow and friction torque are helpful in investigating pump efficiencies as well as flow and torque performance under various pump operating conditions. The results show that the overall efficiency of internal gear and balanced vane pumps decreases at low and high oil temperature, and overall higher efficiency is achieved with an oil temperature of around 80°C.

**Key Words:** fluid power system, hydraulic pump, leakage flow, friction torque, pump efficiency, mathematical model

### 1. はじめに

自動車の自動変速機 (Automatic Transmission, 以下AT) や無段変速機 (Continuously Variable Transmission, 以下CVT) には、従来から内接ギヤポンプ<sup>1)</sup>が広く使用されている。さらに近年、5MPa程度の圧力が要求されるCVTには容積効率の良さから<sup>2)</sup>、固定容量の圧力平衡形ベーンポンプ<sup>3)</sup>も使用されるようになった。ポンプのエネルギー消費量低減はトランスミッションの効率向上のためには重要である<sup>1, 4)</sup>。これらの装置で油圧ポンプは広い範囲の回転速度、圧力および油温条件で運転される。当然ながら、ポンプの各種効率は運転条件によって大きく影響を受けるために、運転条件がポンプの性能や効率に対してどのように影響するかを知ることは重要である。

自動車のATやCVTに使用されている種々のポンプに対して、流量特性やトルク特性、また容積効率、機械効率および全効率については調べられているが<sup>5)</sup>、十分解析されていない。Wilsonが油圧ポンプおよび油圧モータの流量特性やトルク特性に対する数式モデルを構

築して以来<sup>6)</sup>、それを基にしたモデルがSchlösser<sup>7)</sup>やThoma<sup>8)</sup>によってそれぞれ提案されている。しかしながら、彼らのモデルはすべて概念的であり、実際のポンプの流量やトルク特性を精度よく表すには不十分であった。その後、ポンプの回転速度に対する摩擦トルクの非線形変化に対応したモデルが日比、市川<sup>9)</sup>によって提案され、さらにそのモデルを基に油温変化による影響も加味した数式モデルが著者によって提案された<sup>10)</sup>。

一方、Wilson<sup>6)</sup>、Schlösser<sup>7)</sup>やThoma<sup>8)</sup>によって提案されたポンプ流量特性の数式モデルでは、実際の油圧ポンプでの流量特性を精確には表現できない。そこで著者は、すきまが圧力によって変化することを考慮したポンプの漏れ流量特性の数式モデルを提案した<sup>11)</sup>。これらの数式モデルにより、種々のポンプの流量特性を精度よく表すことができることを明らかにした。これらのモデルは各種ポンプ効率に及ぼす運転条件の影響を数式的に解析可能にする。自動車の低燃費化の要求に応え、トランスミッションの高効率化を図るには、効率のよい運転条件でポンプを駆動させることも一つの方策となる。

そこで、数式モデルを使ってポンプの各種効率を数学的に解析し、実測したポンプの流量とトルクから求めた各種効率と比較した結果、数式モデルでの解析が有効であることが分かった<sup>12)</sup>。本報では、この解析結果に基づき油圧ポンプにおける種々の効率が運転条件、特に油温によってどのように変化するかを報告する。

## 2. 供試ポンプ

本研究には二種類の油圧ポンプ (A, B) を使用した。図 1 に示すポンプ A はトランスミッション用のポンプとしては現在、最も一般的に使われている内接ギヤポンプである。ポンプは外歯をもつインナロータと、その歯にかみあう内歯をもつアウトギヤ、両ロータを収納するボディとカバー、およびインナロータをすべり軸受を介して保持するステータシャフトから構成されている。図 2 に本実験に使用したポンプ A の諸元を示す。

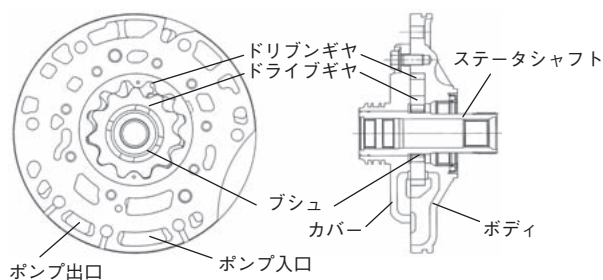


図 1 供試ポンプ A の構造  
Cross-sectional view of test pump A

ドリンギヤ	歯底直径 $D_{e1}$ (mm)	69.8	
	歯先直径 $D_{i1}$ (mm)	57.2	
	歯数 $z_1$	11	
ドライブギヤ	歯底直径 $D_{e2}$ (mm)	63.7	
	歯先直径 $D_{i2}$ (mm)	76.3	
	歯数 $z_2$	12	
	外径 $D_o$ (mm)	85.2	
ギヤ幅 $b$ (mm)	11.0		
ドリンギヤ内 ブシュの内径 $D_b$ (mm)	31.5		
ポンプ理論 押しのけ容積 $V_{th}$ (cm <sup>3</sup> /rev)	13.0		

図 2 供試ポンプ A のギヤ諸元  
Gear dimensions of test pump A

図 3 に示すポンプ B は固定押しりのけ容積の圧力平衡形ベーンポンプであり、だ円形の内孔を有するカムリングと複数のベーンを半径方向に収納したロータ、およびロータの両側に配置された 2 枚の側板 (1 枚はカバーと一体) とシャフトで構成されている。図 4 にポンプ B の諸元を示す。

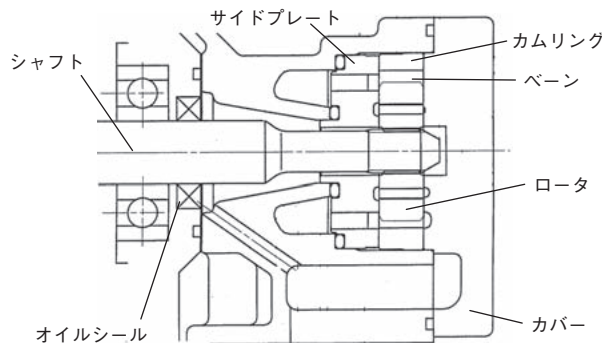


図 3 供試ポンプ B の構造  
Cross-sectional view of test pump B

カムリング小径 $R_1$ (mm)	18.85	
カムリング大径 $R_2$ (mm)	22.32	
ロータ半径 $R_r$ (mm)	18.55	
ロータ幅 $b$ (mm)	12.0	
ベーン板厚 $w$ (mm)	1.40	
ベーン数 $z$	10	
理論押しりのけ容積 $V_{th}$ (cm <sup>3</sup> /rev)	9.44	

図 4 供試ポンプ B のギヤ諸元  
Gear dimensions of test pump B

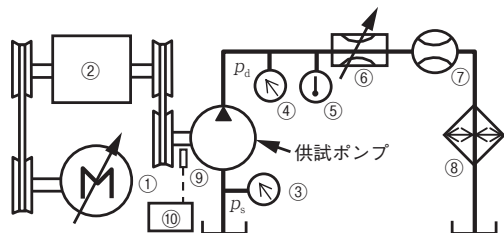
## 3. 試験装置

供試ポンプは可変速度の電動モータにより駆動される。ポンプ吐出流量はギヤ式の流量計で測定し、吸入圧力  $p_s$  と吐出圧力  $p_d$  はそれぞれ供試ポンプの吸入部と出口直後で測定した。油温  $\theta$  はポンプ出口側で測定した。油圧回路において  $p_d$  は絞り弁を用いて制御される。まずポンプ回転速度  $N$  と油温  $\theta$  をそれぞれの測定条件に設定し、ポンプ駆動トルクおよびポンプ吐出流量を吐出圧力  $p_d$  の低いところから順次高くしながら測定し、その後、逆に両者を  $p_d$  の高いところから順次低くしながら測定した。同一のポンプ回転速度  $N$ 、圧力差  $\Delta p$ 、油温  $\theta$  の運転条件で 2 回測定したトルクと、流量の値の平均値をポンプ駆動トルク  $T$  と吐出流量  $Q$  として採用した。図 5 に試験装置の概要を示す。実験に使用した作

動油は CVT 用の市販鉱物油で、その物性値を表 1 に示す。

表 1 作動油物性値  
Properties of hydraulic oil

油温 $\theta$ (°C)	20	40	60	80	100	120	140
密度 $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	843	834	822	810	798	786	774
粘度 $\mu$ (Pa·s)	0.0550	0.0254	0.0140	0.0085	0.0056	0.0040	0.0029



① DC モータ 22kW
② 磁歪式トルクメータ max : 50N·m, 精度 : ± 0.14N·m
③ 圧力計 - 0.1 ~ 0MPa, 精度 : ± 0.005MPa
④ 圧力計 0 ~ 10MPa, 精度 : ± 0.01MPa
⑤ 温度計 精度 : ± 0.1°C
⑥ 絞り弁
⑦ 流量計 1 ~ 300L/min, 精度 : 4cm <sup>3</sup> /パルス
⑧ 油温コントローラ (ヒータ&クーラ)
⑨ 回転検出用電磁ピックアップ
⑩ カウンタ

図 5 試験装置  
Experimental system

## 4. 実験結果および考察

### 4.1 流量特性とその数式モデル

まず、この研究に用いたポンプ A および B の種々の回転速度  $N$  と油温  $\theta$  における圧力-流量特性について調べた結果を図 6 に示す。両ポンプとも  $Q$  は  $\Delta p$  の増加に伴い低下していき、また油温  $\theta$  が高くなるほど  $\Delta p$  の増加に対する  $Q$  の低下は大きくなっている。ここで二つのポンプの特性を比較すると、図 6 (b) に示したポンプ B は  $\Delta p$  に対する  $Q$  の変化は直線的であるが、図 6 (a) に示したポンプ A の場合は直線的ではない。

これをもう少し明確にするために、図 7 に示す漏れ流量の特性により説明する。漏れ流量  $\Delta Q$  は理論流量  $Q_{th}$

から実際のポンプの吐出流量  $Q$  を差し引いたものであり、次式で表される。

$$\Delta Q = Q_{th} - Q \tag{1}$$

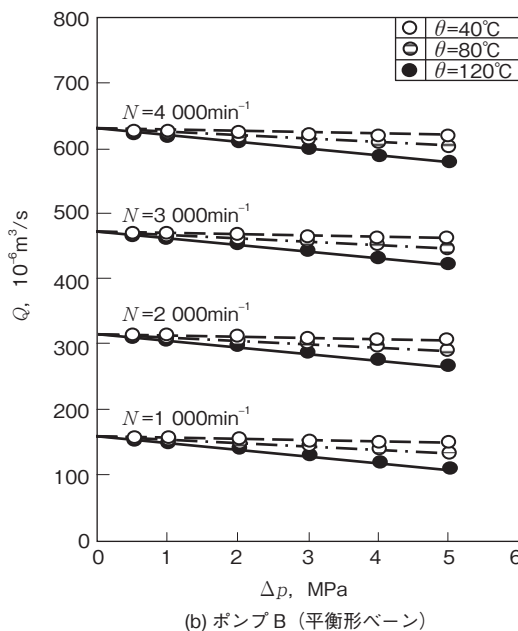
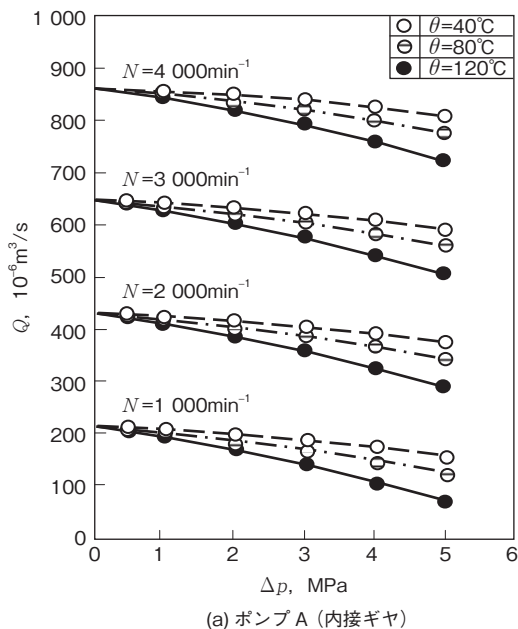
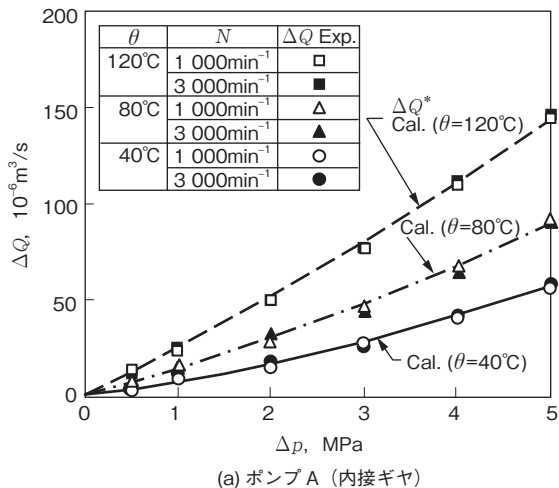
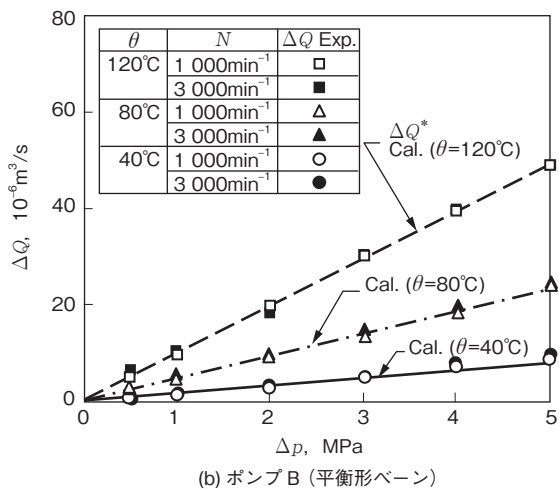


図 6 供試ポンプの圧力-流量特性  
Flow characteristics of test pumps



(a) ポンプ A (内接ギヤ)



(b) ポンプ B (平衡形ベーン)

図7 供試ポンプの漏れ流量特性

Leakage flow characteristics of test pumps

図7から分かるように、漏れ流量  $\Delta Q$  はポンプ回転速度  $N$  には依存せず、油温  $\theta$  (油の粘度  $\mu$ ) と圧力差  $\Delta p$  によってのみ変化する。ただし、ポンプ A の場合では  $\Delta p$  の増加とともに  $\Delta Q$  の増加する割合が大きくなっていくのに対し、ポンプ B の場合では  $\Delta Q$  は一定の割合で増加する。これらの実験データを基に、漏れ流量特性に対する数式モデルを導入する。

Schlösser<sup>7)</sup> は漏れ流量  $\Delta Q^*$  の数式モデルを次式で表している。

$$\Delta Q^* = \frac{C_1}{\mu} \Delta p + \frac{C_2}{\sqrt{p}} \Delta p^{1/2} \quad (2)$$

本研究ではキャビテーションによる流量低下は考慮していないので、Schlösser の式からこの項は除いてある。この式から右辺の第 2 項の  $\Delta p^{1/2}$  に比例する項を削除すれば Wilson<sup>6)</sup> または Thoma<sup>8)</sup> のモデルになる。Wilson や Thoma の数式モデルでは漏れ流量は  $\Delta p$  に比例する項のみで考えられているため、ポンプ A の場

合のような非線形の  $\Delta p - \Delta Q$  の特性を彼らのモデルで説明することはできない。また、Schlösser のモデルには、流量が  $\Delta p^{1/2}$  に比例するオリフィス流れの漏れも加味されているが、これではこの  $\Delta p$  の増加に対して  $\Delta Q$  の増加する割合が増えていく特性を表すことができない。

そこで著者は、ポンプ内部で漏れが生じているすきまの大きさが  $\Delta p$  によって変化すると仮定したモデルを検討した結果、種々のポンプの漏れ流量特性を模擬できることを確認した。そのとき、使用した漏れ流量の数式モデルは以下の通りである<sup>11)</sup>。

$$\Delta Q^* = \frac{C_a}{\mu} \Delta p + \frac{C_b}{\mu} \Delta p^2 + \frac{C_c}{\sqrt{p}} \Delta p^{1/2} + \frac{C_d}{\sqrt{p}} \Delta p^{3/2} \quad (3)$$

ここで、 $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_a$ 、 $C_b$ 、 $C_c$  および  $C_d$  はポンプの漏れ流量特性に関するポンプ定数であり、 $\mu$  は油の粘度、 $\rho$  は油の密度である。式(3)の由来は参考文献 [11] を参照されたい。ここで、式(3)の右辺における左からの各項の意味は、**第 1 項** ( $\Delta p$  に比例)：平行円板または平板のような箇所の初期すきままでの粘性漏れ流量、**第 2 項** ( $\Delta p^2$  に比例)：平行円板または平板のような箇所のすきま変化による粘性漏れ流量の変化分、**第 3 項** ( $\Delta p^{1/2}$  に比例)：初期すきままでのオリフィス流れの漏れ、および**第 4 項** ( $\Delta p^{3/2}$  に比例)：すきま変化によるオリフィス流れの漏れの変化分である。

表2のポンプ定数は、供試ポンプ A および B の実測流量の特性から求めたものである。表2に示した  $C_a \sim C_d$  の値を式(3)に入れることによって、種々の油温  $\theta$  における  $\Delta p$  に対する  $\Delta Q$  の変化を計算することができる。実測した漏れ流量  $\Delta Q$  に対して、数式モデルで計算した漏れ流量を  $\Delta Q^*$  として表わすこととする。

表2 各供試ポンプでの漏れ流量特性に対するポンプ定数の値  
Values of pump constants for leakage flow of test pumps

	$C_a$ (m <sup>3</sup> )	$C_b$ (m <sup>5</sup> /N)	$C_c$ (m <sup>2</sup> )	$C_d$ (m <sup>2</sup> /N)
ポンプ A (内接ギヤ)	$8.73 \times 10^{-14}$	0	$2.73 \times 10^{-9}$	$1.03 \times 10^{-13}$
ポンプ B (平衡形ベーン)	$3.93 \times 10^{-14}$	0	0	0

図7に3種類の油温条件における、 $\Delta p - \Delta Q$  特性の実測値と数式モデルからの計算値の比較を示したが、式(3)によってポンプ A の場合のように非線形でも精度よく  $\Delta Q$  を表せることがわかる。

### 4.2 トルク特性とその数式モデル

次にポンプのトルク特性について考える。図8は二つの供試ポンプのポンプ駆動トルク特性を示したものであるが、トルク特性の場合は流量特性の場合と異なり、回転速度  $N$ 、圧力差  $\Delta p$  および油温  $\theta$  などの運転条件による変化形態が複雑である。このトルクの変化形態については、摩擦トルク  $\Delta T$  で示した方が明確となると思われるので、回転速度  $N$  と摩擦トルク  $\Delta T$  の関係で説明する。摩擦トルク  $\Delta T$  は次式で表されるように、ポンプの実駆動トルク  $T$  から理論トルク  $T_{th}$  を差し引くことによって求められる。

$$\Delta T = T - T_{th} \tag{4}$$

図9は、供試ポンプ A および B での回転速度  $N$  と摩擦トルク  $\Delta T$  の関係を 3 種類の圧力差  $\Delta p$  と 3 種類の油温  $\theta$  の条件で調べたものである。高い  $\Delta p$  の場合 ( $\Delta p=5\text{MPa}$ ) に複雑な変化の  $N - T$  特性を示すが、いずれの  $\theta$  の場合でも  $\Delta p$  が大きくなるほど  $\Delta T$  は高くなる。ポンプ A の図9(a)を見ると、 $\Delta p$  が低い場合には、いずれの  $\theta$  に対しても  $\Delta T$  は  $N$  の増加とともに直線的に単調に増加していく。しかしながら、 $\Delta p$  が高くなった場合には、いずれの  $\theta$  においても  $N$  の増加に対して  $\Delta T$  は、始めに減少した後、増加していく。この変化は  $\theta$  が高くなるほど顕著である。ポンプ B についても同様の結果である。

このポンプの摩擦トルク  $\Delta T^*$  に対する数式モデルは、もともと Wilson によって次式のように提案されている<sup>6)</sup>。

$$\Delta T^* = C_f V_{th} \Delta p + C_n \mu V_{th} \omega + T_c \tag{5}$$

ここで、 $C_f$ 、 $C_n$ 、 $T_c$  は  $\omega (=2\pi N/60)$ 、 $\Delta p$ 、油温  $\theta$  などの運転条件に関係しないポンプ固有の定数である。Wilson は以下の三つの摩擦トルク成分を考慮してモデルを構築した。(1)圧力に比例する摩擦に依存する成分、(2)ポンプ回転速度と油の粘度に関係する油のせん断摩擦に依存する成分、(3)運転条件には依存しない一定成分である。しかしながら、このモデルでは図9に示した  $N$  と  $\Delta T$  の間の非線形特性を表すことができない。Schlösser は、この Wilson のモデルに回転速度の二乗と油の密度の積に比例する項を加えたモデルを提案しているが<sup>7)</sup>、これも上述した  $N$  と  $\Delta T$  の間の非線形特性を表すことができない。さらに日比・市川は、Wilson

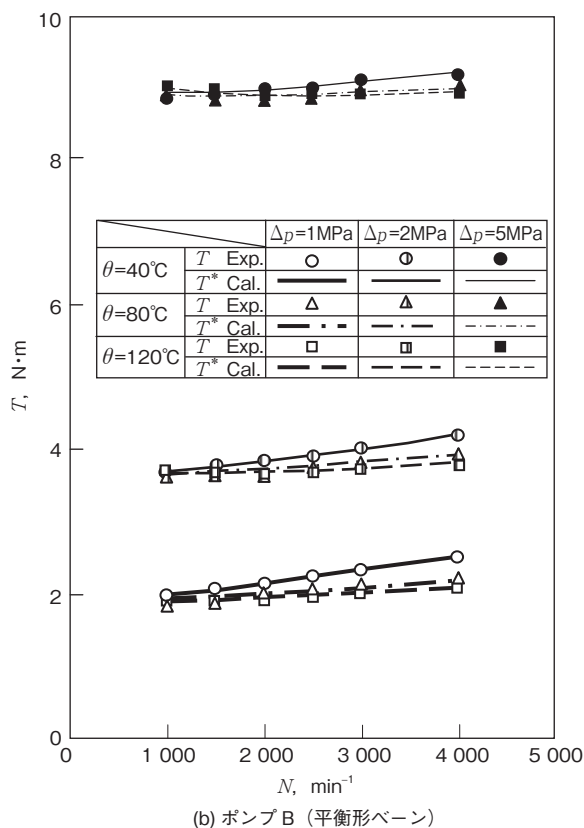
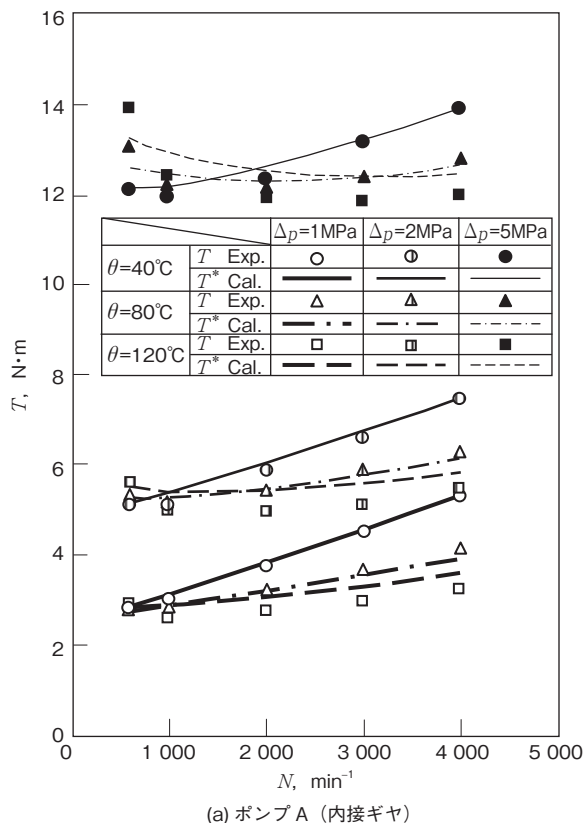


図8 供試ポンプの駆動トルク特性  
Pump driving torque characteristics of test pumps

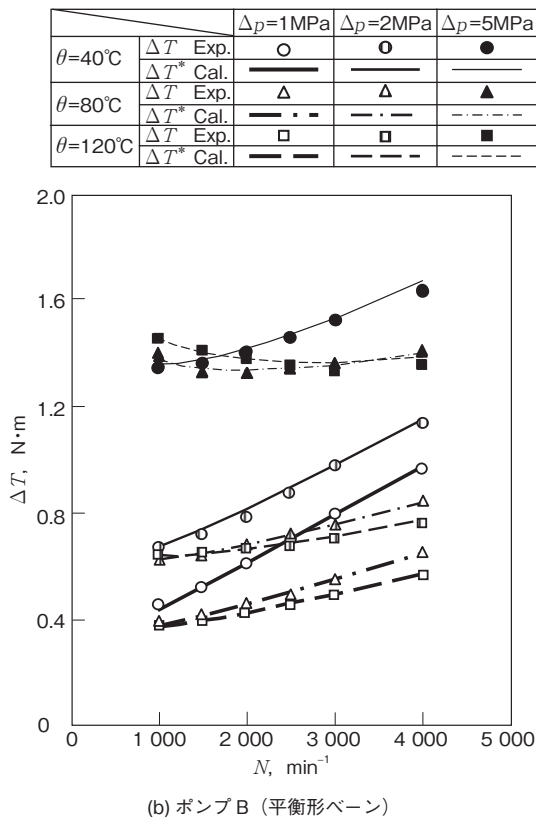
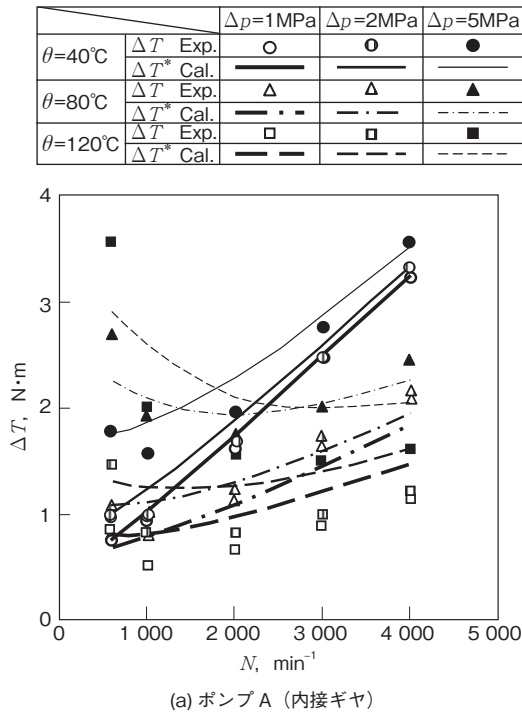


図9 供試ポンプの摩擦トルク特性  
Friction torque characteristics of test pumps

表3 各供試ポンプでの摩擦トルク特性に対するポンプ定数の値  
Values of pump constants for friction torque in test pumps

	$C_{f0}$	$\omega_0$ (rad/s)	$\alpha$	$C_\theta$	$\theta_0$ (°C)	$C_g$	$C_h$ (Pa·s)	$T_c$ (N·m)
ポンプ A (内接ギヤ)	0.2376	170.3	1.413	0.7202	80	0.1016	$1.093 \times 10^{-3}$	0.015
ポンプ B (平衡形ベーン)	0.2669	329.6	0.456	0.1682	80	0.0326	$4.410 \times 10^{-4}$	0.004

のモデルにおける  $C_f$  を一定値ではなく、ポンプ回転速度に対応する  $\omega$  の関数として取り扱ったモデルを提案している<sup>9)</sup>。このモデルは  $N$  と  $\Delta T$  の間の非線形特性を表すことができるが、油温  $\theta$  に関する考慮がまだ十分ではない。

著者は日比・市川のモデルを基に、 $\Delta p$  に依存する項に油温の影響を付加し、さらに  $\omega$  に依存する項に粘度以外にもう一つのファクターを加味した次式のモデルを提案した<sup>10)</sup>。

$$\Delta T^* = \frac{C_{f0} V_{th}}{1 + (\omega/\omega_0)^\alpha} \left[ 1 + C_\theta \frac{\theta - \theta_0}{\theta_0} \right] \Delta p + (C_g \mu + C_h) V_{th} \omega + T_c \quad (6)$$

ここで、 $C_{f0}$ 、 $\omega_0$ 、 $\Delta p$ 、 $\alpha$ 、 $C_\theta$ 、 $\theta_0$ 、 $C_g$ 、 $C_h$ 、 $T_c$  は運転条件 ( $\omega = 2\pi N/60$ 、 $\theta$ 、 $\Delta p$ 、 $\mu$ ) に依存しないポンプ固有の定数であり、ポンプ駆動トルクの実測値から求めることができる。二つの供試ポンプに対して求めた摩擦トルク特性に関するそれぞれのポンプ定数を表3に示した。図8および10に、表3で示したポンプ定数を使って式(6)で計算した摩擦トルクの値、さらに理論トルク値を加えたポンプ駆動トルク値の変化を種々の線で表した。図9の摩擦トルク特性ではポンプ回転速度の低い領域で計算値が実験値を十分に表せない部分が見られるが、図8のトルク特性として見れば、数式モデルにより各運転条件での実際のポンプ駆動トルクをほぼ表示できることがわかる。

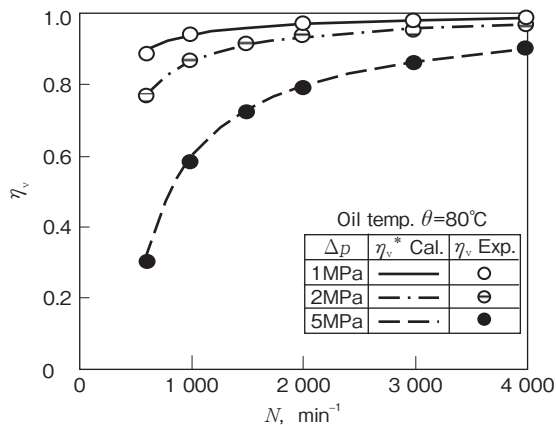
## 5. ポンプの各種効率に及ぼす油温の影響

### 5.1 容積効率

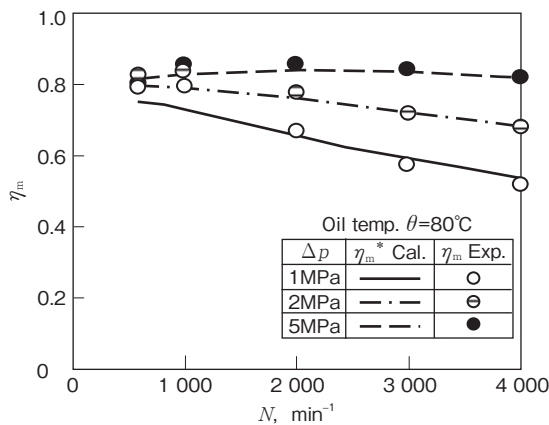
容積効率については、ポンプの実測流量  $Q$  から求めた容積効率  $\eta_v$  と式(3)の数式モデルから計算した漏れ流量  $\Delta Q^*$  を使って求めた  $\eta_v^*$  を次式のように定義する。

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_{th}} \quad (7)$$

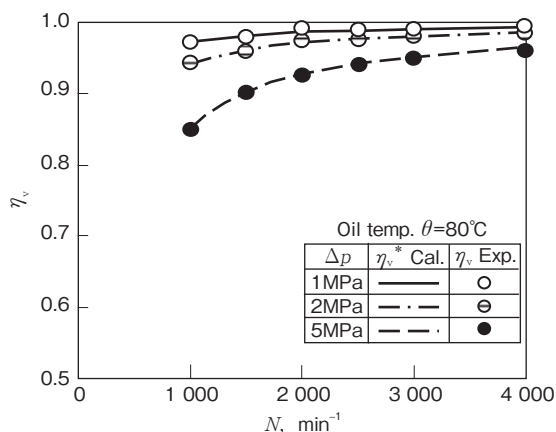
$$\eta_v^* = \frac{Q_{th} - \Delta Q^*}{Q_{th}} \quad (8)$$



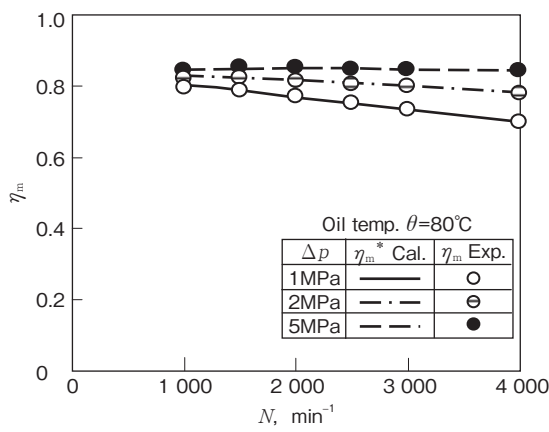
(a) ポンプ A (内接ギヤ)



(a) ポンプ A (内接ギヤ)



(b) ポンプ B (平衡形ベーン)



(b) ポンプ B (平衡形ベーン)

図 10 供試ポンプの容積効率変化

Changes in volumetric efficiency of test pumps

図 11 供試ポンプの機械効率変化

Changes in mechanical efficiency of test pumps

図10は油温 80°C における  $N$  と  $\eta_v$  の関係を、 $\Delta p$  が 1MPa、2MPa および 5MPa の場合について調べたものである。図10(b)のポンプ B の方が容積効率はよいが、どちらのポンプも  $\eta_v^*$  と  $\eta_v$  はよく一致している。

### 5.2 機械効率

機械効率については、実測ポンプ駆動トルク  $T$  から求めた機械効率  $\eta_m$  と、式(6)の数式モデルから計算した摩擦トルク  $\Delta T^*$  を使って求めた  $\eta_m^*$  を以下のように定義する。

$$\eta_m = \frac{T_{th}}{T} \tag{9}$$

$$\eta_m^* = \frac{T_{th}}{T_{th} + \Delta T^*} \tag{10}$$

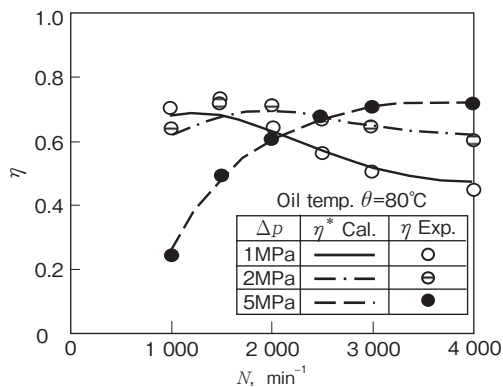
図11は図10と同じ三種類の圧力条件で両供試ポンプに対して油温  $\theta = 80^{\circ}\text{C}$  のときの回転速度  $N$  の変化に対する機械効率の変化を調べたものである。この場合でも、式(6)で計算した  $\Delta T^*$  から求められる  $\eta_m^*$  は実測トルク  $T$  から求められる  $\eta_m$  とよく一致している。

### 5.3 全効率

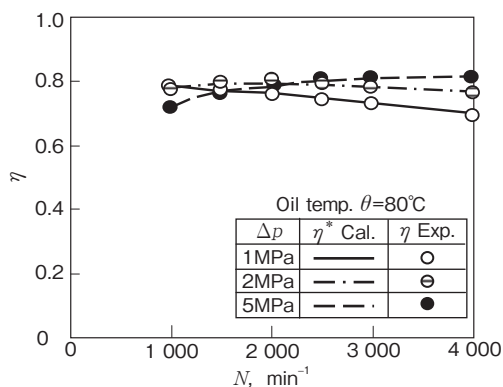
最後に全効率についても、実測した吐出流量  $Q$  および駆動トルク  $T$  から求めた  $\eta_v$  と  $\eta_m$  を使って計算した全効率を  $\eta$ 、数式モデルで計算した  $\Delta Q^*$  および  $\Delta T^*$  から求めた  $\eta_v^*$  と  $\eta_m^*$  を使って計算した全効率を  $\eta^*$  と定義する。

$$\eta = \eta_v \eta_m \tag{11}$$

$$\eta^* = \eta_v^* \eta_m^* \tag{12}$$



(a) ポンプ A (内接ギヤ)



(b) ポンプ B (平衡形ベーン)

図 12 供試ポンプの全効率変化  
Changes in overall efficiency of test pumps

図12に油温 80°C における三種類の圧力差  $\Delta p$  でのポンプ回転速度  $N$  に対する全効率  $\eta$  の変化を示す。図 12(a) に示すポンプ A の場合では  $\Delta p$  とともに  $N$  による  $\eta$  の変化が大きい、図 12(b) に示すポンプ B の場合では  $N$  に対する  $\eta$  の変化は小さく、 $\Delta p$  の違いによる  $\eta$  の差も小さい。両ポンプにおいて、 $\eta^*$  と  $\eta$  は極めてよく一致している。

図13は三種類の圧力条件において、四種類のポンプ回転速度  $N$  の条件での全効率が油温  $\theta$  によってどのように変化するかを調べたものである。どちらのポンプも同じ傾向が見られる。20 ~ 140°C の油温範囲で  $\Delta p$  が 1MPa と低い場合では回転速度  $N$  が低くなるほど全効率は高くなり、 $\Delta p$  が 5MPa と高い場合では全効率は低くなる。 $\Delta p$  によって全効率がよくなる油温が異なるが、 $\Delta p = 2MPa$  では 80°C 付近は  $N$  によらず、全効率がよい。この場合でも  $\eta^*$  は  $\eta$  の変化をよく表している。

車両では、ポンプは広範囲の回転速度  $N$  および油温条件で運転される。そのような状況において、実際にポンプがどのような効率で運転されているかを知ることは重要と考える。そこで、前述同様、三種類の  $\Delta p$  の条件(AT や CVT でよく使用される 1MPa の圧力、それぞれの最高使用圧力である 2MPa および 5MPa) に対して、

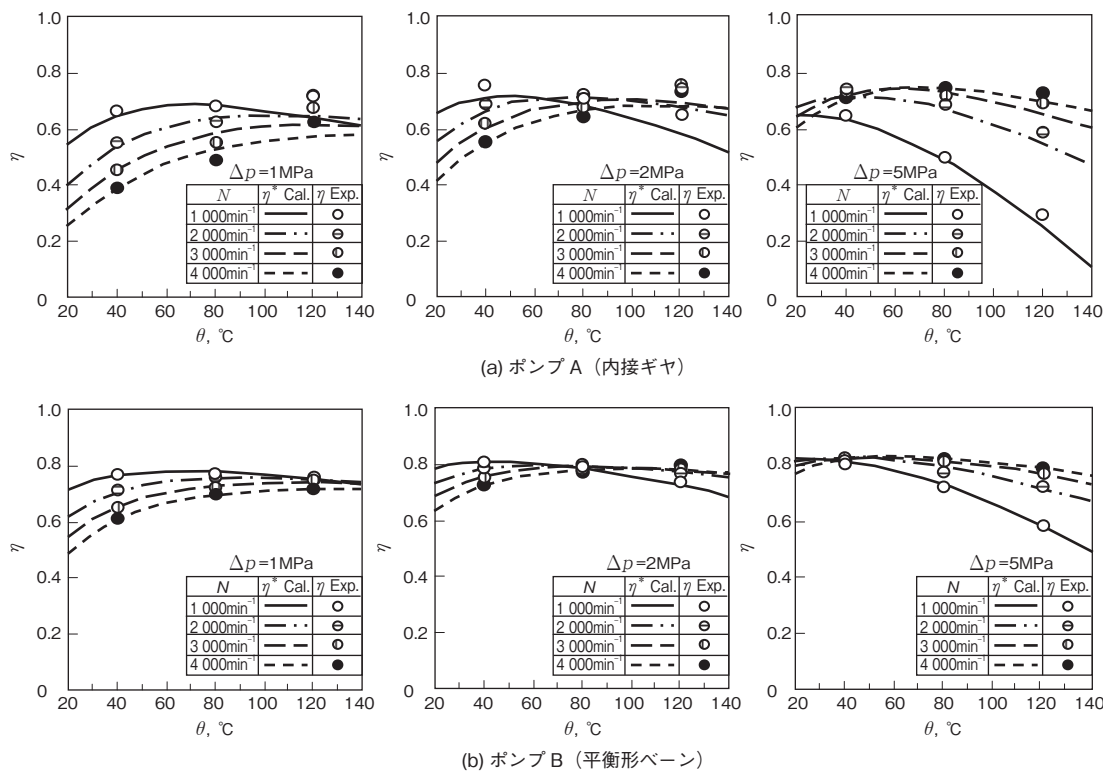


図 13 油温に対するポンプの全効率変化  
Changes in overall pump efficiency regarding oil temperature



数式モデルを使って計算したポンプの全効率が、 $N$  と  $\theta$  の各条件においてどのようにになっているかを調べた。図14にその結果を示すが、いずれの  $\Delta p$  に対しても油温が  $80^{\circ}\text{C}$  付近に高効率点が存在し、それより油温が低くなったり、高くなったりするとポンプ効率が悪くなることわかる。また、高油温の条件では、ポンプを駆動させる回転速度を速くすると高効率状態が維持できる。

くなり、高油温では圧力による摩擦トルクが大きくなるため、機械効率はよくなるという結果を得た。容積効率と機械効率を乗じた全効率で見ても、運転条件によっては油温が  $80^{\circ}\text{C}$  付近に高効率点が存在し、この温度よりも油温が低くなったり、高くなったりするとポンプの効率が悪くなる。また、油温の上昇に対しては、ポンプを駆動させる回転速度を速くすると高効率状態が維持される。

### 6. おわりに

自動車用自動変速機によく使用される内接ギヤポンプと平衡形ベーンポンプに対して漏れ流量特性と摩擦トルク特性の数式モデルを使用して各ポンプの各種効率に及ぼす油温の影響について解析した結果、以下のことがわかった。

数式モデルを使ってポンプの効率のよい運転条件を見つけることが可能となった。油温が上昇すると粘度が急激に低下するために、高油温で急激に容積効率は低下する。一方、低油温では油の粘性せん断摩擦トルクが大き

- $C_a$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 ( $\text{m}^3$ )
- $C_b$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 ( $\text{m}^3/\text{Pa} = \text{m}^5/\text{N}$ )
- $C_c$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 ( $\text{m}^2$ )
- $C_d$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 ( $\text{m}^2/\text{Pa} = \text{m}^4/\text{N}$ )
- $C_{fo}$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 (-)
- $C_g$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 (-)
- $C_h$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )
- $C_{\theta}$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 (-)

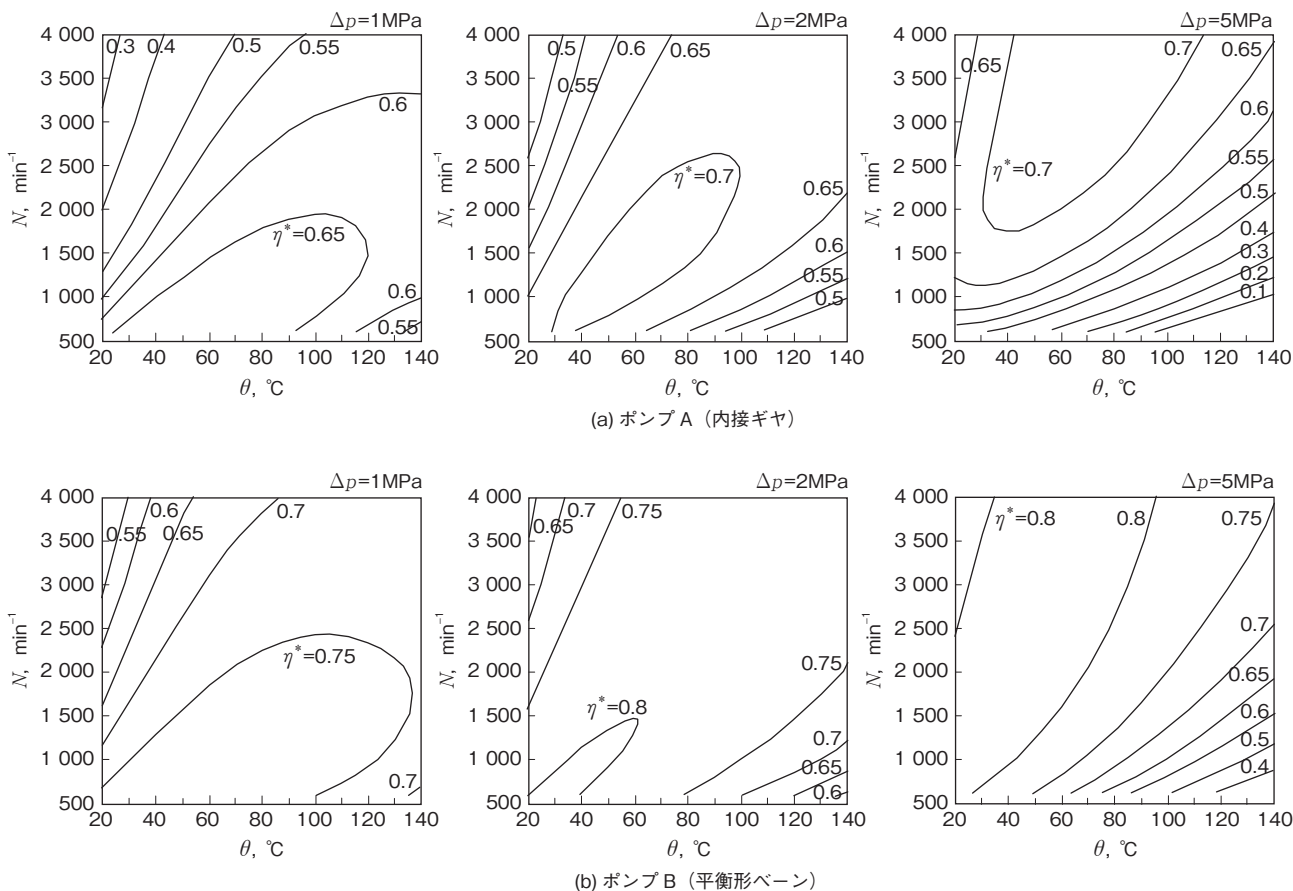


図14 供試ポンプの全効率マップ  
Overall efficiency map of test pumps

- $N$  : ポンプ回転速度 ( $\text{min}^{-1}$ )
- $p_d$  : 吐出圧力 (MPa)
- $p_s$  : 吸入圧力 (MPa)
- $Q$  : 実際のポンプ吐出流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $Q_{th}$  : ポンプの理論流量 ( $= V_{th}N/60$ ) ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $T$  : ポンプ駆動トルク ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )
- $T_c$  :  $\Delta p$  にも  $N$  にも依存しない摩擦トルク ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )
- $T_{th}$  : 理論トルク ( $= V_{th}\Delta p$ ) ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )
- $V_{th}$  : ポンプ 1 回転当たりの理論押しわけ容積 ( $\text{cm}^3/\text{rev.}$ )
- $\alpha$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 (-)
- $\Delta p$  : ポンプ前後の圧力差 ( $= p_d - p_s$ ) (Pa)
- $\Delta Q$  : 漏れ流量 ( $= Q_{th} - Q$ ) ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $\Delta T$  : 摩擦トルク ( $= T - T_{th}$ ) ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )
- $\eta$  : 全効率 ( $= \eta_m \times \eta_v$ ) (-)
- $\eta_m$  : 機械効率 ( $= T_{th}/T$ ) (-)
- $\eta_v$  : 容積効率 ( $= (Q_{th} - \Delta Q)/Q_{th}$ ) (-)
- $\theta$  : 油温 ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $\mu$  : 油の粘度 ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )
- $\omega$  : ポンプ回転角速度 ( $= 2\pi N/60$ ) ( $\text{rad}/\text{s}$ )
- $\omega_0$  : ポンプ運転条件に依存しないポンプ定数 ( $\text{rad}/\text{s}$ )
- $\rho$  : 油の密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

- 6) Wilson, W., E. : Rotary-Pump Theory, Trans. ASME, vol. 68, no. 4 (1946) 371-383.
- 7) Schlösser, W., M., J. : Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren, Oelhydraulik und pneumatik, vol. 5, no. 4 (1961) 122-129.
- 8) Thoma, J., U. : Mathematische Modelle und die effective Leistung hydrostatischer Maschinen und Getriebe, ölhydraulik und pneumatic, vol. 14, no. 6 (1970) 233-237.
- 9) Hibi, A. and Ichikawa, T. : Mathematical Model of the Torque Characteristics for Hydraulic Motors, Bull. JSME, vol. 20, no. 143 (1977) 616-621.
- 10) Inaguma, Y. : Oil temperature influence on friction torque characteristics in hydraulic pumps, Proc. Inst Mech Eng, Part C, J. Mechanical Engineering Science, vol. 226, no. 9 (2012) 2267-2280.
- 11) Inaguma, Y. : A practical approach for analysis of leakage flow characteristics in hydraulic pumps, Proc. Inst Mech Eng, Part C: J. Mechanical Engineering Science, vol. 227, no. 5 (2013) 980-991.
- 12) Inaguma, Y., Yoshida, N. : Mathematical Analysis of Influence of Oil Temperature on Efficiencies in Hydraulic Pumps for Automatic Transmissions, SAE paper 2013-01-0820 (2013).

**参考文献**

- 1) Kanada, T., Iijima, Y., Yasue, H. and Takahashi, T. : Toyota's New Generation "Super ECT" (U-140E) Four-Speed Automatic Transaxle, SAE paper 1999-01-0749 (1999).
- 2) Ozeki, T. and Umeyama, M. : Development of Toyota's Transaxle for Mini-Van Hybrid Vehicles, SAE paper 2002-01-0931 (2002).
- 3) Shimizu, K., Waki, H., Saito, T., Sawayama, M., Nishiyama, H., Kuroda, S. and Oohori, T. : Development of a New-Generation CVT with Medium Torque Capacity for Front-Drive Cars, SAE paper 2006-01-1306 (2006).
- 4) Ide, T. : Effect of Belt Loss and Oil Pump Loss on the Fuel Economy of a Vehicle with a Metal V-Belt CVT, Proceedings of Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, paper no. FA200A131 (2000) 1-6.
- 5) Kluger, M., A., Fussner D., R. and Roethler, B. : A Performance Comparison of Various Automatic Transmission Pumping Systems, SAE paper 960424 (1996).

**筆者**



吉田尚仁\*  
N. YOSHIDA



稲熊義治\*  
Y. INAGUMA

\* 自動車部品事業本部 油圧システム技術部