

# 乗用車用油圧式 CVT の研究

Research of Hydrostatic CVT for Passenger Vehicles

飯 野 尚 史\*  
Takashi IINO  
高 野 幹 広\*  
Mikihiro TAKANO  
田 中 正 志\*  
Masashi TANAKA

奥 田 昭 仁\*  
Akihito OKUDA  
浅 野 哲 史\*  
Tetsushi ASANO

酒 井 和 明\*  
Kazuaki SAKAI  
伏 見 宏 一\*  
Koichi FUSHIMI

## 要 旨

大排気量乗用車用 CVT として伝達容量が大きく産業機械用として実績がある油圧式 CVT に関して、特に産業機械用に比べて乗用車用として要求が高い燃費性能、高速性能、静粛性について研究を行った。高速走行燃費に影響の大きいクルーズ効率を向上するため、油圧 CVT の中でも効率の高い HMT (Hydro Mechanical Transmission) を採用した。更にロックアップブレーキ機構と油圧ポンプおよびモータ部のかくはん低減の改良を加え、50mph クルーズで 6% の効率向上が得られた。高速走行時に油圧モータが高回転となるが、遠心力の影響が少ないわん形スリッパの採用と冷却手法の改良により耐久性の見通しが得られた。騒音と相関がある斜板モーメント変動に着目し、騒音低減手法を導いた。

## ABSTRACT

Hydraulic CVT have a large capacity for power transmission and have achieved proven results in industrial machines. Research was conducted on hydraulic CVT as CVT for use in passenger cars with large engine displacement, particularly in the areas of fuel economy performance, high-speed performance and quietness where passenger cars have higher demands compared to industrial machines. An HMT (Hydro Mechanical Transmission), which has the highest efficiency of all hydraulic CVT, was adopted to improve efficiency at cruising which greatly affects fuel economy when cruising at high speeds. In addition, the lock-up brake mechanism and the hydraulic pump and motor portions were improved to reduce agitation, resulting in a 6% improvement in efficiency when cruising at 50 mph. The hydraulic motor rotates at high speed during high-speed cruising, but centrifugal force has little effect and prospects for durability were obtained by adopting a bowl type slipper and improving the cooling method. A method for reducing noise was also derived by focusing on fluctuations of swash plate movement which are correlated with noise.

## 1. はじめに

CVT は有力な燃費向上技術として注目されていて、Honda でも 1995 年よりシビック用に量産を開始して以来、多くの車種に適用拡大されつつある。この CVT の構造は金属ベルトと二つのプーリにより無段変速を行う形式であるが、現在のところ伝達トルク容量に限界があり、大排気量エンジンには適用が難しい。

一方、産業機械用に広く使用されている油圧ポンプおよび

モータを用いた油圧式 CVT は大トルクの伝達が可能であるが、効率が低い、高回転の耐久性がない、および騒音が大きいという課題があるため乗用車用としては実用化されていない。

Honda は古くからこの課題克服に取り組んで油圧式 CVT の開発を行っており、既に二輪等では商品化している。1962 年にスクータ・ジュノオ号、1989 年に芝刈機<sup>(1)</sup>、最近では 2000 年に ATVs (All Terrain Vehicle) 用<sup>(2)</sup>に開発した実績がある。今回これらの技術を基にして、乗用車用油圧式 CVT の研究を行った。

\*栃木研究所

## 2. 研究のねらい

本研究は大排気量乗用車への適用を目的とした。従って、近年の乗用車の主力であるエンジン横置きの前輪駆動車への搭載を前提に構造を検討した。また、排気量が大いほど燃費性能に加え、高速性能、静粛性の要求が高くなるので、以下の技術に重点を置いて研究を行った。

- (1) 高効率技術
- (2) 高回転技術
- (3) 低騒音技術

## 3. 高効率技術

従来、CVTは有段自動変速機(AT)に比べて燃費が良いといわれてきた。すなわち無段変速でレシオレンジの広いCVTは、加減速が多く車速の低い市街地ではエンジンを熱効率の高い領域で運転できること、および加減速が少なく車速の高い郊外や高速道路ではトップレシオが小さく低いエンジン回転速度で運転できることから燃費が良くなる。しかしながら、最近ではATの多段化が進み、特に大排気量車では6速ATも一部の車に搭載されるようになり、CVTはエンジンを熱効率の高い領域で運転できる利点は残るもののレシオレンジでの優位性が少なくなってきた。従って、高速走行燃費を向上するためには、トップレシオでのクルーズ効率の向上が重要となる。

### 3.1. HMT

産業機械用の油圧式 CVT としては、エンジンからの動力を全て油圧に変換して伝達する HST (Hydro Static Transmission) が操作性、搭載性等から一般的であり、Honda の芝刈機はこの形式である<sup>(1)</sup>。しかしながら、HST は動力伝達効率が低く乗用車用には適さない。

油圧式 CVT の効率を向上する手段として、Fig. 1 に示すエンジンからの動力を効率の良い機械動力と、効率は悪いが無段変速のできる油圧動力に分割して伝達し、再度二つの動力を合成して出力することにより高効率で無段変速のできるHMTがある。前述のスクータ・ジュノオ号やATVsも高効率を得るため HMT を採用した<sup>(2)</sup>。

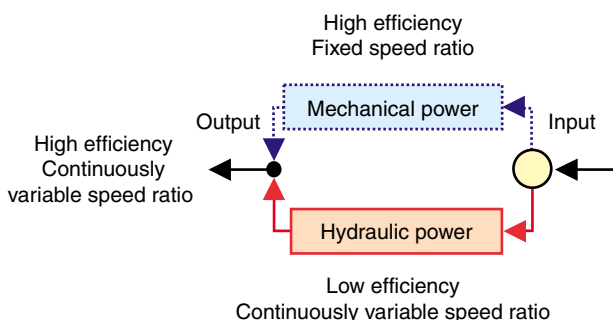


Fig. 1 Concept of HMT

### 3.1.1. 構造

本研究でも乗用車に求められる高い燃費性能から高効率の HMT を採用した。HMT の構造には様々な形式があるが、エンジン横置きの前輪駆動車への搭載性を考慮して Fig. 2 に示す油圧ポンプおよびモータ並列配置とした。油圧ポンプおよびモータはアキシアル斜板式ピストンポンプおよびモータを用い、いずれも可変容量式で斜板の角度を変えることにより吸入・吐出容量を変えることができる。動力分割機構には、レシオの自由度が高いダブルサンプリングナトリギヤを採用した。

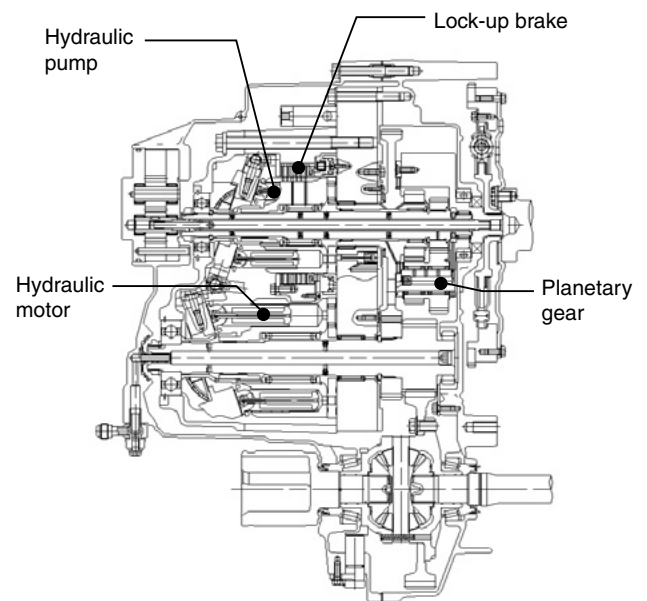


Fig. 2 Section of HMT

### 3.1.2. 動力の伝達経路

HMT の動力伝達経路を Fig. 3 に示す。エンジンからの動力はプラネタリギヤのキャリアに入力され、二組のピニオンギヤとサンギヤを介して油圧動力と機械動力に分割される。各々の伝達経路を以下に示す。

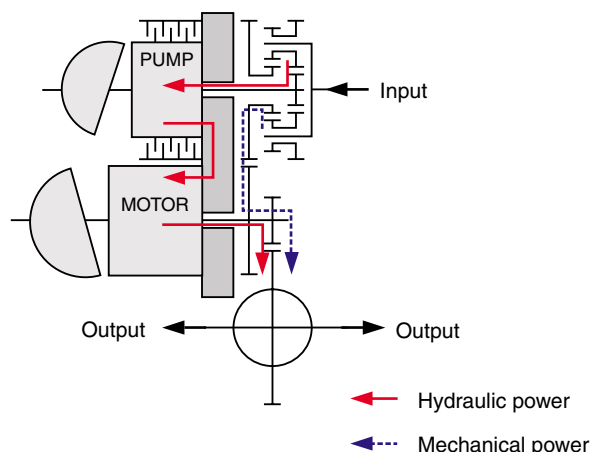


Fig. 3 Power transfer path of HMT

(1) 油圧動力 動力はラージピニオンギヤとスモールサンギヤを通して油圧ポンプに伝わる。ここで油圧に変換されて油路を通して油圧モータへ伝わり、最終的にモータシャフトに伝達される。

(2) 機械動力 動力はスモールピニオンギヤとラージサンギヤおよび一對のギヤを通してモータシャフトに伝達される。

従って、分割された二つの動力はモータシャフト上で一つに合成され、ディファレンシャルギヤから車輪へと出力される。

### 3.1.3. 作動原理

HMTの入出力回転速度比に対するポンプおよびモータの斜板角度比の関係を Fig. 4 に、ポンプおよびモータの回転速度比の関係を Fig. 5 に示す。ここで斜板角度比とは各々の最大斜板角度で無次元化した値、ポンプおよびモータの回転速度比とはポンプについては入出力回転速度比0の回転速度、モータについては最大回転速度で無次元化した値と定義する。Fig. 5 は HMT の入力回転速度が一定の場合を示す。Fig. 4, Fig. 5 を用いて HMT の作動原理を車両の動きに合わせて説明する。

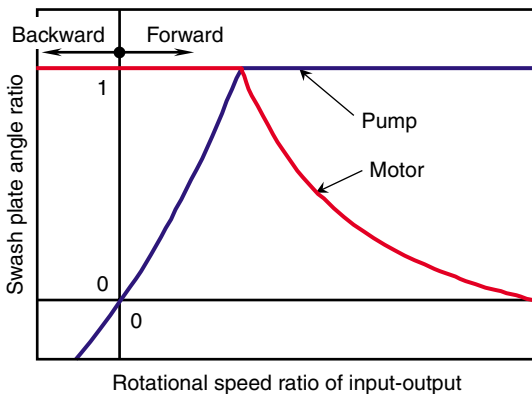


Fig. 4 Swash plate angle ratio of pump and motor

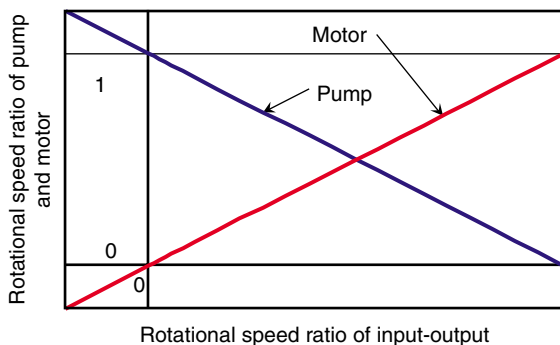


Fig. 5 Rotational speed ratio of pump and motor

(1) 車両停止 入出力回転速度比が0のとき、モータ斜板角度は最大で吸入量が最大となる、一方ポンプ斜板角度は0 deg となり吐出量が0である。従って、ポンプが回転しても吐出が無いためモータは回転せず、モータにつながる車輪は回転しない。

(2) 前進 入出力回転速度比が0から増加するにつれて、モータは斜板角度が最大のままで、ポンプの斜板角度が0 deg から増加するとオイルを吐出し始める。このオイルがモータを回転させることにより車輪が回転し、車両が動き出す。このときポンプ回転速度は減少し始める。ポンプの斜板角度が最大になると次にモータの斜板角度が減少し、ポンプ回転速度が更に減少すると共にモータ回転速度が増加し、車両速度が増える。入出力回転速度比が最大になると、モータの斜板角度が0degになりモータの吸入量が0となるため、ポンプはオイルを送り出すことができずポンプの回転が停止する。このとき、油圧動力は零で機械動力のみの伝達となる。

(3) 後進 入出力回転速度比が0から減少するにつれて、モータは斜板角度が最大のままで、ポンプの斜板角度が0 deg から前進と逆の方向に傾く。このときオイルの吐出方向が前進と逆になるためモータが逆回転し、車両が後進する。

### 3.2. ロックアップブレーキ

入出力回転速度比が最大の状態(すなわちトURREシオ)は、乗用車で最も頻繁に使用するので、この効率が燃費に大きく影響する。本システムでは前述したようにポンプの回転が停止して機械動力のみの伝達になるのでHSTに対して高い効率が得られる。しかしながら、このときはポンプが停止していてオイルの流れは無いが圧力が発生しているため、回転しているモータのしゅう動部(スリッパ~斜板間、シリンダ~弁板間等)においてオイルの漏れや摩擦損失が多い。従って、本システムでは更なる効率向上のため Fig. 2 に示すロックアップブレーキを採用した。

入出力回転速度比が最大でポンプが停止したときに、ロックアップブレーキを作動させてポンプシリンダとケースを固定することにより、ポンプシャフトに作用するトルクをケースが受けるのでオイルに圧力は発生せず、効率が更に向上する。Fig. 6 に入力回転速度が2000rpmの例を示す。ロックアップブレーキの効果は入力トルクが大きいほど多く、最大で8%にも達した。

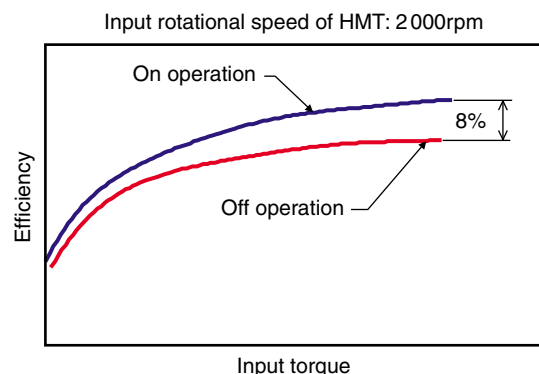


Fig. 6 Effect of lock-up brake

### 3.3. 部分給油

一般の油圧ポンプおよびモータは、潤滑や冷却のためオイルで充てんされたケース内で運転される。しかしながら、この方法ではオイルのかくはんによる損失が大きいので、必要な部分のみにオイルを供給する手法を開発した。ポンプおよびモータ共に同じ構造であり、Fig. 7 に示すようにシャフト内から各しゅう動部(スリッパ～斜板間、シリンダ～弁板間)に直接オイルを供給した。

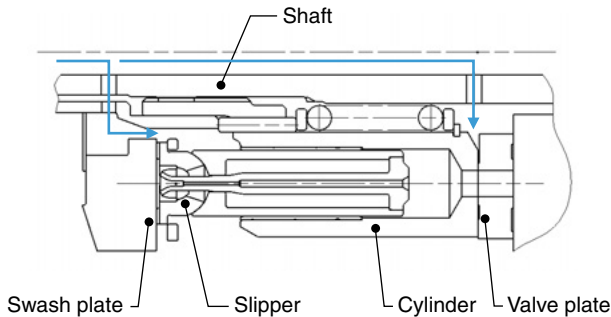


Fig. 7 Part lubrication

部分給油のオイルかくはん損失に対するモータ単体での効果を Fig. 8 に示すが、回転速度が大きくなるほど、効果が多くなっている。

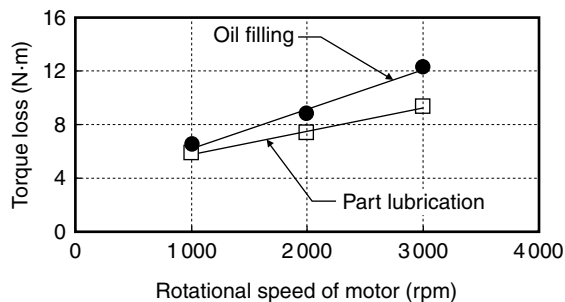


Fig. 8 Agitation loss

### 3.4. クルーズ効率

ロックアップブレーキと部分給油のクルーズ効率における効果を Fig. 9 に示す。50mph クルーズ時の HMT 効率が両者を合わせて 6% 向上した。

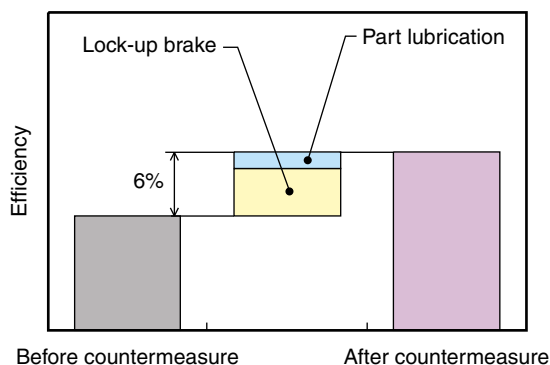


Fig. 9 Efficiency when cruising (50mph)

## 4. 高回転技術

アクセルペダル全開時のポンプとモータの回転速度を Fig. 10 に示す。ポンプの回転速度は車速の増加につれて一度増加し、最大値を取った後に減少するが、モータの回転速度は車速に比例し、最高車速のときに最大となる。実際の最大回転速度は HMT を搭載するエンジンと車両により異なる。本研究の例では、ポンプの最大回転速度は産業機械用と同等の 3500rpm であったが、モータは 7000rpm に達するので高回転に対応する技術が必要となる。

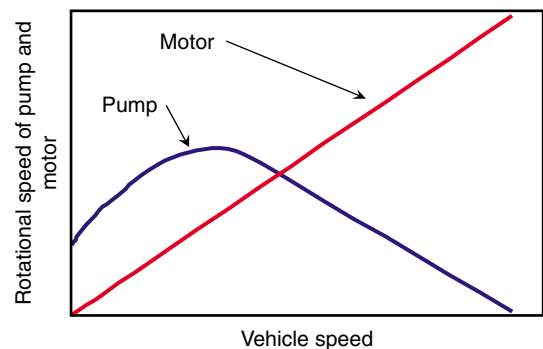


Fig. 10 Rotational speed of pump and motor

### 4.1. わん形スリッパ

アキシアル形斜板式ピストンポンプおよびモータのピストン先端には、スリッパと呼ばれる静圧軸受けが付いていて斜板に追従するため球継手構造で連結されている。様々な形式がある<sup>(3)</sup>が、Fig. 11 に示すかしめ式や球付が一般的である。

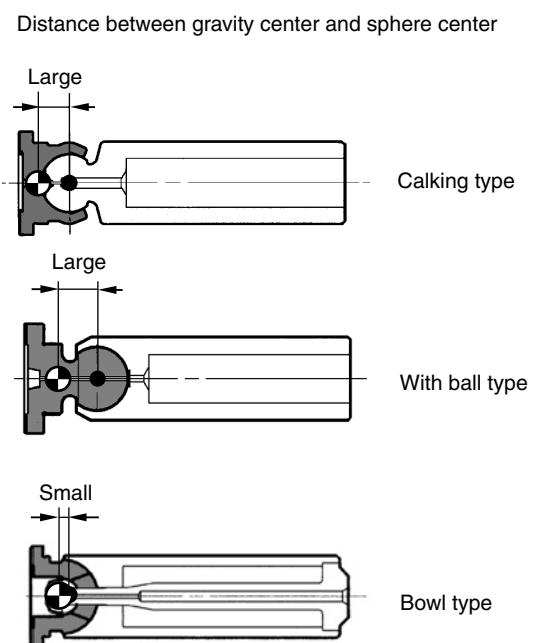


Fig. 11 Type of slipper

しかしながら、これらの形式はスリッパの重心と継手の球心が離れているためモータが高速で回転すると、重心に作用する遠心力で球心周りに大きなモーメントが発生する。このモーメントにより斜板に対してスリッパしゅう動面に傾くため、Fig. 12に示す従来式スリッパのようにある回転速度から急激に漏れ量が増加する。スリッパが傾くことの影響は漏れ量だけでなく、しゅう動部の接触が不均一となり摩耗や焼付きを発生させて耐久性が著しく低下する。

モータが大容量になるほど、回転中心とスリッパの距離が離れ、スリッパの重量も増えるので遠心力の影響が多くなり、耐久性が厳しくなる。本研究ではこの問題を、重心と球心をほぼ一致させることのできるわん形スリッパを採用することにより解決した。

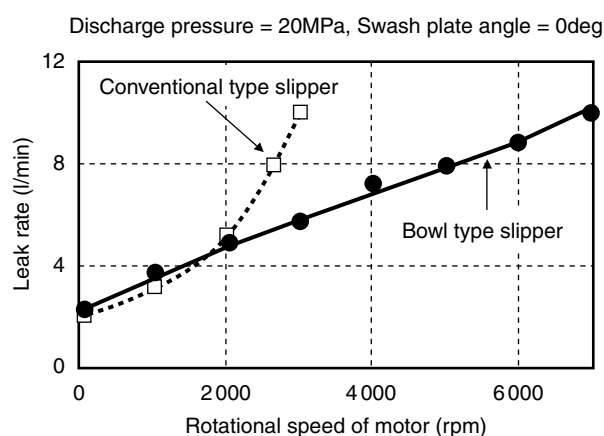


Fig. 12 Leak rate of motor

#### 4.2. 部分給油の改良

3.3. で述べたオイルのかくはん損失低減に対する部分給油を、高回転耐久性向上のため更に改良した。Fig. 13に示すように斜板のしゅう動部を別体のしゅう動部品で構成し、オイルを(図示していない)斜板側から導入してしゅう動部品の裏側を冷却した後スリッパ側へ導いた。このしゅう動部品とスリッパ間を常にオイルで満たすためにオイルガイドを設けて油だまりを形成した。同様にシリンダ～弁板間にも油だまりを形成するためのオイルガイドを設けた。

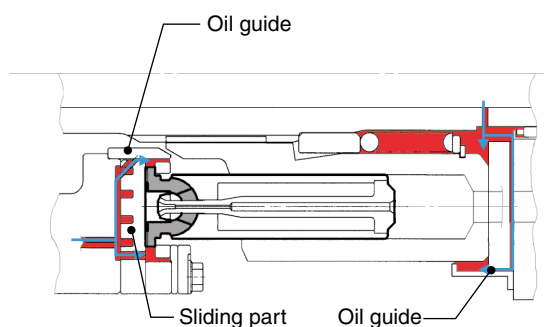


Fig. 13 Improvement of part lubrication

#### 4.3. 耐久結果

前述の高回転技術により、押しのけ容積160cc/revのモータで7000rpm(斜板角度=0deg)の耐久性が得られた。この結果により、乗用車用 4L クラスのエンジンへの適用見通しがついた。

### 5. 低騒音技術

ピストンポンプおよびモータによる騒音問題は油圧式CVTの課題の一つである。ピストンポンプの低騒音化の研究は古くから精力的に行われてきた<sup>(4)</sup>。斜板に作用するピストンの軸方向の推力により発生する斜板振動がポンプおよびモータの騒音レベルに大きく影響することが報告されている<sup>(5)</sup>。我々の実験においてもポンプおよびモータの斜板振動の車室内への伝播が、騒音の主要因であることが明らかになっている。しかし、ポンプのポンピング作用に起因する予測しづらい圧力や流量変動がこれまで騒音の低減を困難としてきた。そこで我々は、まず設計段階で斜板振動レベルを予測し、次にこの結果を利用して斜板振動を低減できる仕様を考案し、確認の実験を行った。

#### 5.1. 騒音の発生メカニズム

斜板振動の主要因は、ポンピング作用により発生するポンプおよびモータシリンダ内の急激な圧力変化により、斜板にモーメント変動およびスラスト荷重変動が発生し、この変動が振動を発生させるものである。そして Fig. 14 に示すように振動がケース→マウント→フレームを経由し車室内に至る伝達系振動として騒音を伝播する。

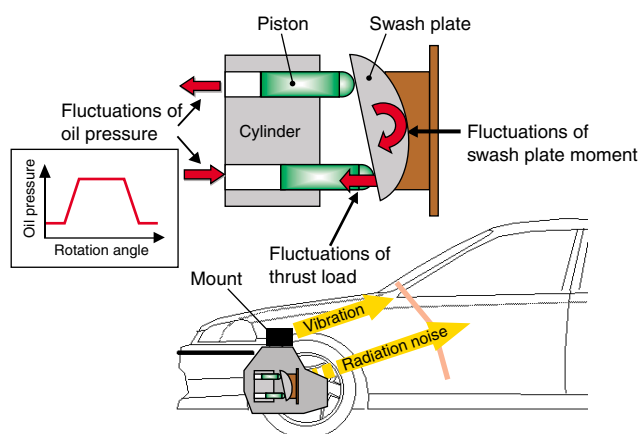


Fig. 14 Mechanism of noise

従来からミッションマウント取付点(以下 Mt 点)の変位を小さくすることにより車室内騒音が低減できることが一般的に知られている。今回、Mt点変位と斜板モーメント変動を調べたところ Fig. 15 に示すような相関が得られた。以上より本研究においては斜板モーメント変動を低減することを目標として展開した。

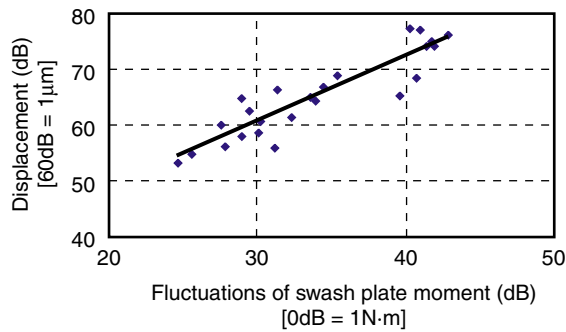


Fig. 15 Relation between fluctuations of swash plate moment and displacement mounting point

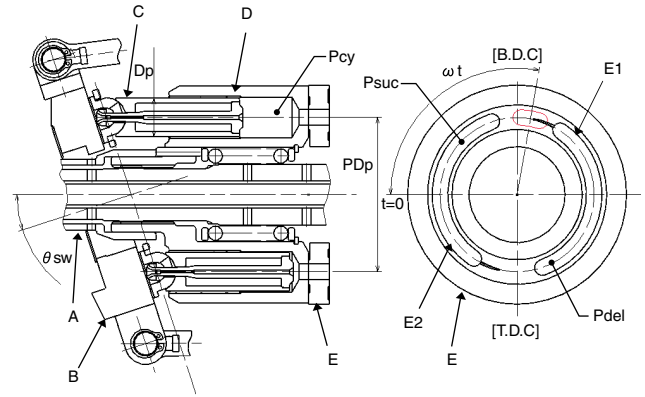


Fig. 16 Pump structure

## 5.2. シリンダ内圧力と斜板モーメントの算出

可変容量ポンプは入力トルクが一定でも吐出容量の変化と共に発生圧力が変化するために、発生圧力が変化しないモータに比べて、どの作動状態に対しても有効な騒音低減手法を得ることが難しい課題であった。そこで、ポンプの仕様からシリンダ内圧力、斜板モーメントを算出する方法が従来から報告されている<sup>(6)</sup>。次にその算出手法を具体的に説明する。

### 5.2.1. 記号と構成

Fig. 16にポンプの構成を示す。これは軸Aが回転する際に斜板Bが傾倒することによりピストンCのシリンダDに対する往復動が発生しポンピング作用が生じ、オイルを吐出するものである。弁板Eは吐出側ポートE1と吸入側ポートE2から構成されており、ポンプの吐出工程では吐出側ポートE1にシリンダのポートがつながり吸入工程では吸入側ポートE2がつながる。

次に主な記号を以下に示す。

$P_{cy}$  : シリンダ内圧力

$P_{del}$  : 吐出側圧力

$P_{suc}$  : 吸入側圧力

$V$  : シリンダ内オイル体積

$V_0$  :  $t=0$  時のシリンダ内オイル体積

$V_1$  : ピストンストロークによるオイル体積変化

$V_2$  : 吐出側ポートからシリンダ内に供給されるオイル体積

$V_3$  : 吸入側ポートからシリンダ内に供給されるオイル体積

$V_4$  : シリンダ内から外部へ洩れるオイル体積

$D_p$  : ピストン直径

$PD_p$  : ピストンピッチ円直径

$\theta_{sw}$  : 斜板角度

$C_{del}$  : 吐出側ポートとシリンダ内間連通油路の流量係数

$C_{suc}$  : 吸入側ポートとシリンダ内間連通油路の流量係数

$A_{del}$  : 吐出側ポートとシリンダ内間連通油路の絞り面積

$A_{suc}$  : 吸入側ポートとシリンダ内間連通油路の絞り面積

$g$  : 重力加速度

$\gamma$  : オイルの比重

$\beta$  : オイルの圧縮率

$\omega$  : ピストン角速度

$t$  : 時間

$F_{cyk}$  :  $k$  番目のピストンの推力

$\alpha_k$  :  $k$  番目のピストンの公転角度位置

$P_{cyk}$  :  $k$  番目のピストンのシリンダ内圧力

$\alpha_0$  :  $t=0$  での1番ピストン公転角度位置

$n$  : ピストン本数

### 5.2.2. 計算式

シリンダ内の圧力変化  $dP_{cy}$  は以下の式より求まる。

$$dP_{cy} = \frac{1}{V\beta} (-dV_1 + dV_2 + dV_3 - dV_4)$$

$$dV_1 = - \frac{D_p^2 \pi \cdot PD_p \cdot \omega \cdot \tan \theta_{sw} \cdot \cos \omega t}{8} dt$$

$$dV_2 = \pm C_{del} \cdot A_{del} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} |P_{del} - P_{cy}|} \cdot dt$$

$$(P_{del} \geq P_{cy} \text{ のとき} +, P_{del} < P_{cy} \text{ のとき} -)$$

$$dV_3 = \pm C_{suc} \cdot A_{suc} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} |P_{suc} - P_{cy}|} \cdot dt$$

$$(P_{suc} \geq P_{cy} \text{ のとき} +, P_{suc} < P_{cy} \text{ のとき} -)$$

$$V = V_0 + \frac{D_p^2 \cdot \pi \cdot PD_p \cdot \tan \theta_{sw} \cdot \sin \omega t}{8}$$

次に斜板の傾転軸回りの斜板モーメント(M)は以下の式より求まる。

$$M = \sum_{k=1}^n \frac{F_{cyk} \cdot PD_p \cdot \sin \alpha_k \cdot \sec^2 \theta_{sw}}{2}$$

$$F_{cyk} = \frac{PD_p^2 \cdot \pi \cdot P_{cyk}}{4}$$

$$\alpha_k = \frac{2\pi(k-1)}{n} + \alpha_k \cdot t + \alpha_0$$

Fig. 17は基本仕様のポンプにおけるシリンダ内圧力の計算値と実測値の比較を示しており、よく一致していることがわかる。またこのシリンダの内圧変化は圧力の上昇が終了するまでのシリンダ回転角度 $\theta 1$ と圧力の下降が終了するまでのシリンダ回転角度 $\theta 2$ を持ちながら変化するものである。また Fig. 18 にシリンダ内圧力の計算結果を利用して算出した斜板モーメント変動と実測値の比較を示す。各次数のピークはよく一致しており、ポンプ改良時のポンプ騒音レベルを予測できるようになった。

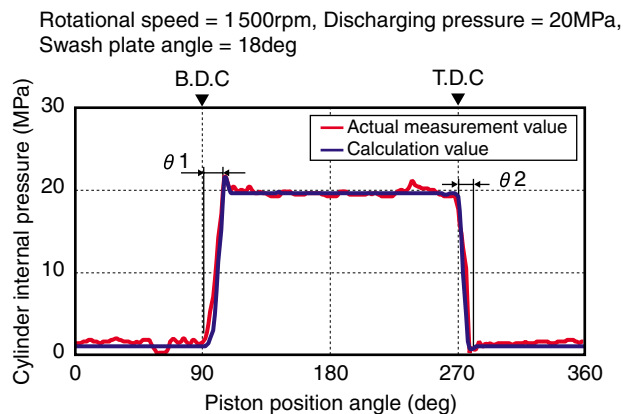


Fig. 17 Cylinder internal pressure

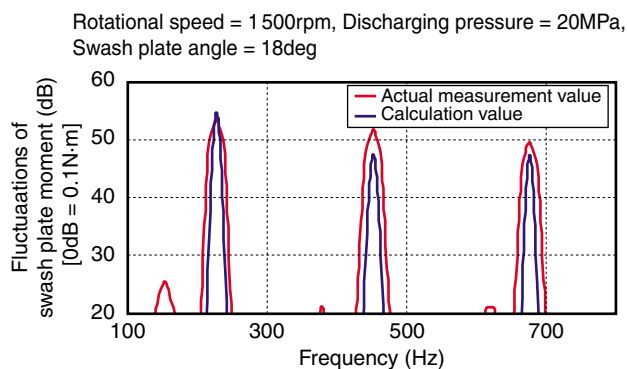


Fig. 18 Fluctuations of swash plate moment

### 5.3. 騒音低減手法

先に説明した計算式を利用してポンプ騒音を低減する手法を考案し、実験した結果を紹介する。Fig. 19に実験装置を示す。シリンダ内圧力は、シリンダに取り付けた圧力センサにて測定する。斜板モーメントは、両ピストンロッドにかかる荷重を測定し、モーメントに変換している。

#### 5.3.1. シリンダ内圧力の最適化

Fig. 20にピストン本数が9本の場合におけるシリンダ内圧力の $\theta$  ( $\theta 1 = \theta 2$ )と斜板モーメント変動の関係を示す。この図より $\theta$ を20degもしくは40degになるように設定すると斜板モーメント変動が小さくなることがわかる。この結果から斜板モーメント変動が小さくなる特定の $\theta 1$ ,  $\theta 2$ があることがわかる。斜板モーメント変動のこのような傾向に着目して $\theta 1$ ,  $\theta 2$ の最適化を行った。

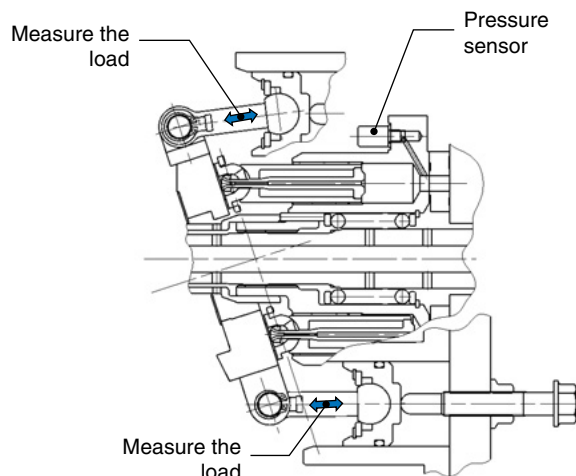


Fig. 19 Experimental equipment

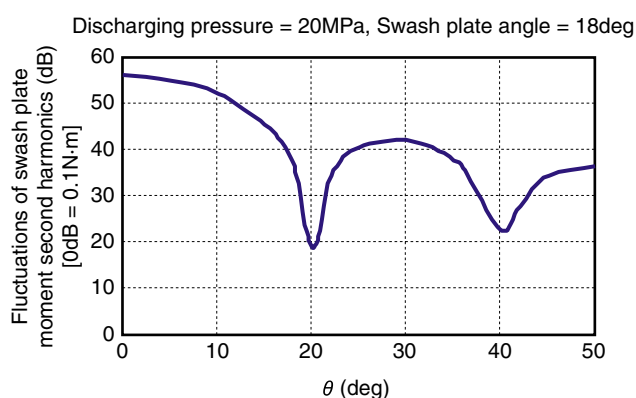
Fig. 20 Relation between  $\theta$  and swash plate moment

Fig. 21に基本仕様(ピストン9本)の弁板に対してポートタイミングを変更することにより $\theta 1$ ,  $\theta 2$ が20deg近傍になるように改良した弁板を示す。シリンダポートがB.D.C (Bottom Dead Center)前20degにきたとき吐出ポートと連通させ、シリンダ内容積が増加している工程において吐出ポートの高圧をシリンダ内に導入することにより、なだらかな圧力の変化をつくっている。また、シリンダポートがT.D.C(Top Dead Center)前20degにきたとき吸入ポートと

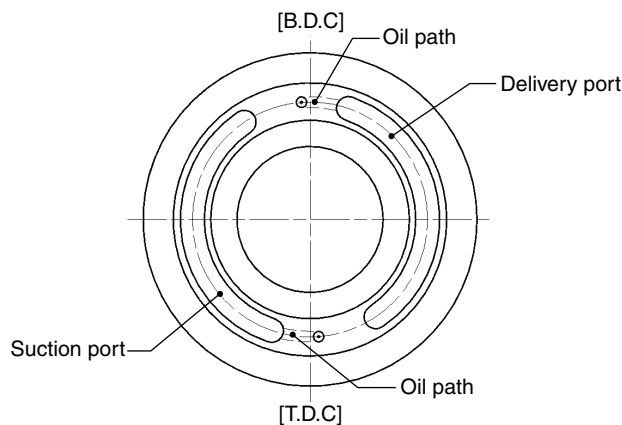


Fig. 21 Port timing change valve plate

連通させ、シリンダ内容積が減少している工程においてシリンダ内圧力を吸入ポートへ導くことにより、なだらかな圧力の変化をつくっている。

Fig. 22 にシリンダ内圧力、Fig. 23 に斜板モーメント変動の実験結果を示す。ポートタイミングを変更した弁板仕様はシリンダ内圧力の $\theta 1$ 、 $\theta 2$ 共にほぼ20degにコントロールできている。また基本仕様に対して斜板モーメント変動は低減されており、シリンダ内圧力の $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を20degにすることによる効果を示すものである。

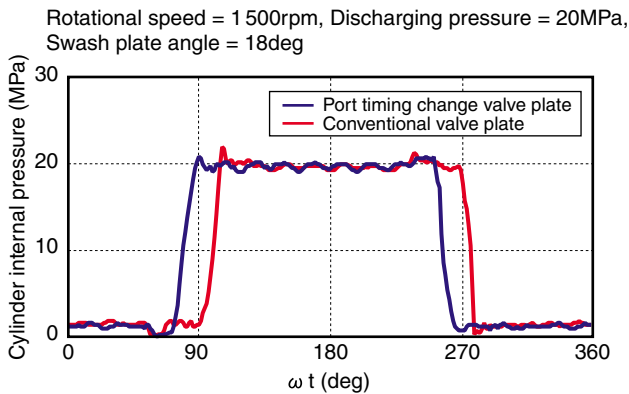


Fig. 22 Cylinder internal pressure with port timing change valve plate

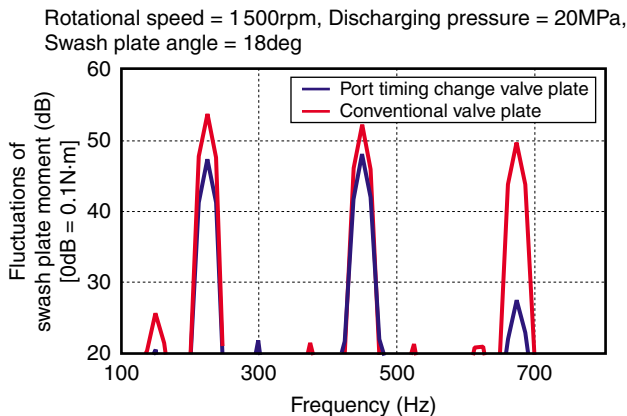


Fig. 23 Fluctuations of swash plate moment with port timing change valve plate

### 5.3.2. ピストン本数

ピストン本数の増加による騒音低減について述べる。Fig. 24 はピストン本数違いによるシリンダ内圧力の $\theta$  ( $\theta 1 = \theta 2$ )と斜板モーメント変動の関係を示したものである。 $\theta$ が同じ場合にピストンを11本にすることにより9本のときに比べ斜板モーメント変動を小さくできる。

Fig. 25 は Mt 点変位のテスト結果である。Mt 点変位のピークは低減しておりピストンを11本にしたことによる効果が認めらる。

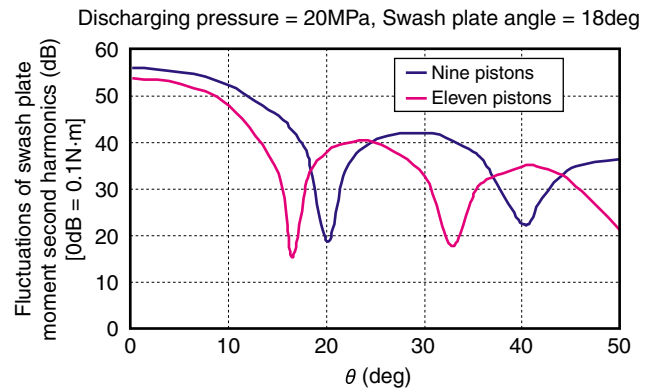


Fig. 24 Relation between number of pistons and fluctuations of swash plate moment

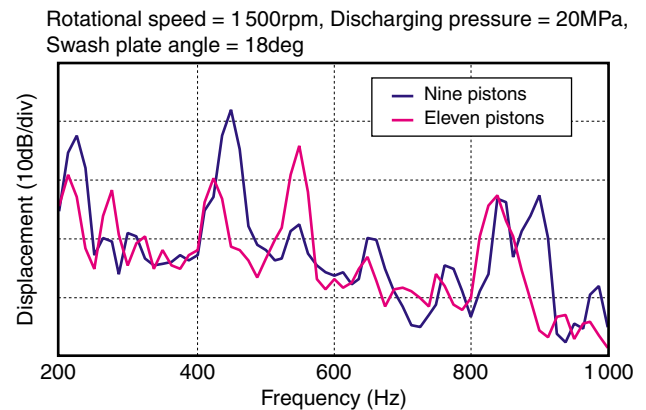


Fig. 25 Relation between number of pistons and displacement of mounting point

### 5.3.3. 可変ポートタイミング機構

Fig. 26 にポンプの様々な運転条件(圧力、斜板角度、回転)で最適のシリンダ内圧力を得るために考案した可変ポートタイミング機構を示す。これはシリンダのポートが弁板の吐出側ポート、吸入側ポートと連通するタイミングを制御することにより、異なる運転条件においてもシリンダ内圧力の $\theta 1$ 、 $\theta 2$ を20deg 近傍にするものである。

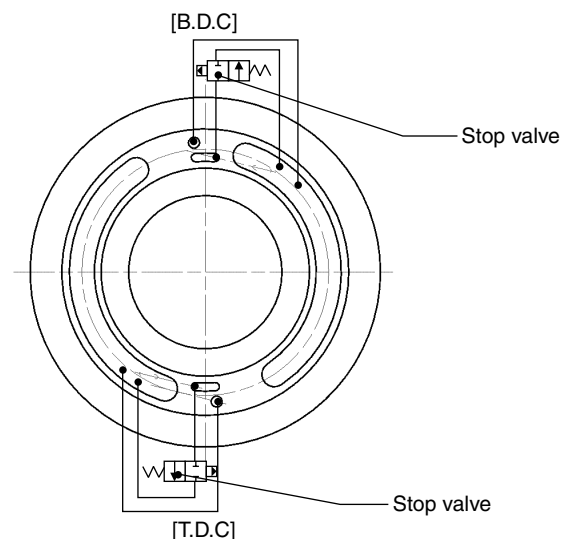


Fig. 26 Variable port timing system

Fig. 27 は車両低速時を想定した斜板角度 6deg, ポンプ回転速度 700rpm, 圧力 10MPa 時の Mt 点変位であり, 可変ポート閉の方が Mt 点変位が小さい。Fig. 28 は車両加速時を想定した斜板角度 18deg, ポンプ回転速度 1500rpm, 圧力 20MPa 時の Mt 点変位であり, 可変ポート開の方が Mt 点変位が小さい。このように可変ポートの開, 閉を選択することにより様々なポンプ運転条件での騒音低減が可能となった。

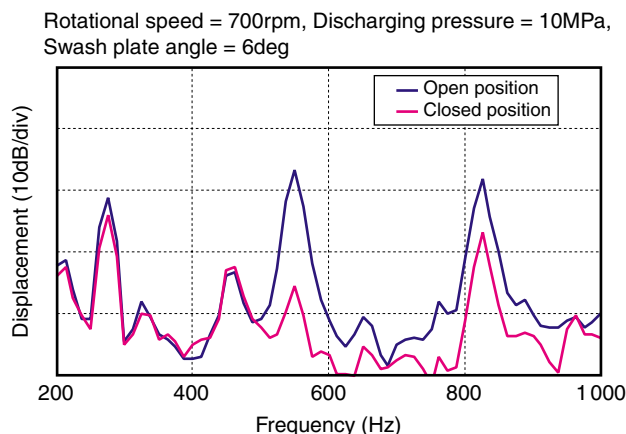


Fig. 27 Displacement of mounting point at low vehicle speed

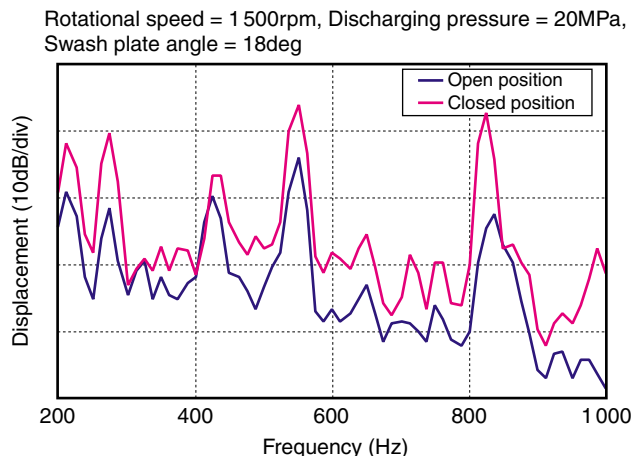


Fig. 28 Displacement of mounting point when accelerating

#### 5.3.4. 不等ピッチポートシリンダ

ポンプの基本次数およびその高周波成分を際立たせないようにする目的で Fig. 29 に示す不等ピッチポートシリンダを採用した。これはピストンの位置は等間隔のままポートの位置を不等ピッチとすることによりシリンダ内圧力の変化タイミングをずらすものである。計算により斜板モーメント変動が大幅に増加せずに特定の周波数の変動が大きくなる仕様を選定した。

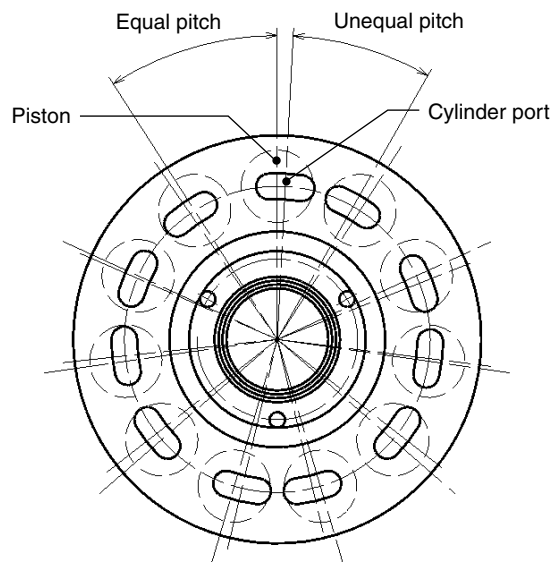


Fig. 29 Unequal pitch cylinder port

Fig. 30 は Mt 点変位を等ピッチのポートシリンダと不等ピッチのポートシリンダで比較したものである。不等ピッチ化により Mt 点変位のピークを低減すると同時に特定の周波数の変位が大きくなる効果が高周波数側で得られている。この効果により音質が耳ざわりでなくなり, 実車室内におけるポンプ騒音はデータから予想される以上に低減した。

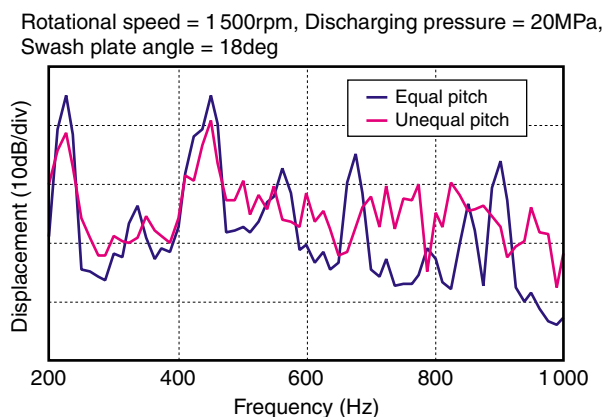


Fig. 30 Displacement of mounting point when unequal pitch cylinder port

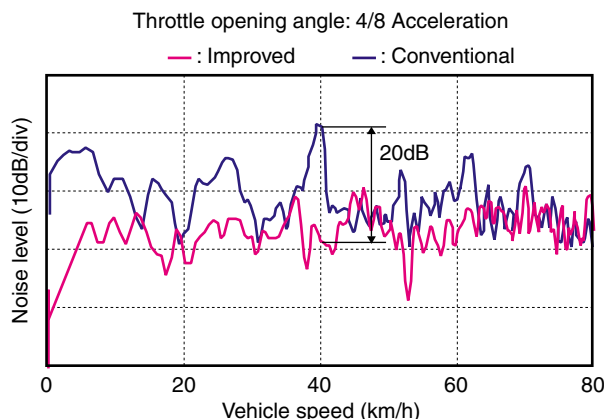


Fig. 31 Pump noise level in the cabin

以上の低減手法を適用することにより Fig. 31 に示すように車室内におけるポンプ騒音レベルを従来に対して最大20dB低減することができた。またこれらの低減手法はモータに対しても有効である。

## 5. まとめ

エンジン横置きの前輪駆動車で大排気量エンジンに適用できる乗用車用油圧式CVTの研究を行い、以下の結果を得た。

- (1) 油圧 CVT として、効率の高い HMT にロックアップブレーキの採用とポンプおよびモータに部分給油を行いオイルのかくはん損失を低減することにより、高いクルーズ効率が得られた。
- (2) モータの回転速度は車両の最高速度時に 7 000rpm に達するが、遠心力の影響が少ないわん形スリッパと斜板のしゅう動部を別体にして冷却することにより、耐久性の見通しが得られた。
- (3) 実車騒音とポンプおよびモータの斜板モーメント変動に相関があることを明らかにし、ポンプを例にして斜板モーメント変動の計算値と実験値が一致することを確認した。更に、運転条件に応じてシリンダ内圧を調整する可変ポートタイミング機構と、ピストン本数を11本に増やすことにより斜板モーメント変動を低減した。また、不等ピッチシリンダにより高周波数側で特定の周波数の変位が大きくなり、音質が耳ざわりでなくなってポンプ騒音が低減した。

## 謝 辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。

## 6. 参考文献

- (1) 西村定徳ほか：小型乗用芝刈機用油圧無段変速機，HONDA R&D Technical Review, Vol.2, p.67-77 (1990)
- (2) 斎藤充：ATV 用電子制御 HMT システムの紹介，日本フルードパワーシステム学会 オータムセミナー 2001, p.43-50 (2001)
- (3) 石原貞夫：ピストンポンプおよびモータの理論と実際，東京，オーム社，1979, p.127-133
- (4) 油圧ポンプの発生騒音とその低減方法 山内一弘，山本次男：三菱重工技報 Vol.12 No.4 p.78-85 (1975.7)
- (5) 可変容量形斜板ポンプの騒音特性の一研究 井上 淳，中里雅一：カヤバ技報 第9号 p.10-17 (1994.10)
- (6) ピストンポンプに作用する加振力 荏原中研 佐野勝志 日本機械学会関西支部第 236 回講演会 講演論文集 p.37-40 (1976.11.5)

## ■ 著 者 ■



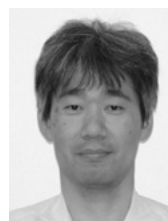
飯野 尚 史



奥田 昭 仁



酒井 和 明



高野 幹 広



浅野 哲 史



伏見 宏 一



田 中 正 志