

電動式エンジンバルブ連続タイミング制御機構の開発*

長屋 幸助*¹, 鈴木 孝明*², 今井 勝仁*³
今井 康博*⁴, 志賀 聖一*¹

Electric Engine Valves Timing Control Mechanism

Kosuke NAGAYA*⁵, Takaaki SUZUKI, Katuhito IMAI,
Yasuhiro IMAI and Seiichi SIGA*⁵ Department of Mechanical Engineering, Gunma University Kiryu, Gunma 376-8515 Japan

An engine valve timing control system is presented. The system consists of a new-type planetary gear mechanism and a control motor. In order to detect a cam rotation angle, this paper also presents a sensor consisting of a permanent magnet chip and a coil. The control motor controls the phase between the inlet valve and the exhaust valve. The control algorithm is presented. To validate the present mechanism and the control system, experimental tests have been carried out for the valve system of a real automobile engine head. It is clarified that the present system has advantages as compared to the control system using oil pressure, which has been used in recent automobiles.

Key Words: Valve Timing, Control, Engine Valve, Valve Overlap, Actuator, Sensor, Planet Gear

1. 緒 言

近年, エンジンの動力性能向上のため, 吸気弁・排気弁の開閉タイミングを変える技術が採用されている。志賀⁽¹⁾らは吸気弁早閉じにより, 熱効率がかなり改善されることを示しており, また福馬ら⁽⁵⁾ Kleinら⁽¹⁰⁾は連続バルブタイミング可変機構を用いて出力, 燃費の向上のみならず NO_x を相当減少させることができることを報告している。したがって, 各回転数での吸気弁の閉じるタイミングが重要である。吸気側への吹き返しを抑えエンジン回転を安定させるために, 最小オーバーラップとし, 中回転では加速などでトルクを急速に得るため, 吸排気のバルブが開いている状態で排気ガスを追い出し, 燃料をすばやく給気させるため, 最大オーバーラップとし, 高回転では体積効率向上のため, オーバーラップを小さくする。これを考慮して実際エンジンに使用するバルブタイミングは, 二つまたは三つの作動カムを回転数に応じて油圧で切替える方

法, ベーン式プリー^{(2)~(5)}やヘリカルギア式プリー^{(6)~(8)}を油圧でコントロールしてカムの位相を変える方法および歯車列を用いたカム制御機構⁽¹⁰⁾などがある。前者の場合では, カムプロフィールのもつバルブリフト量とバルブタイミングを同時に切替えられるが, バルブタイミングを連続的に可変にすることはできない。後者の場合, バルブタイミングを可変にできるのでバルブタイミングを採用しているエンジンの主流となる。しかし, 油圧でコントロールするため, 油圧温度等の条件に左右される。またオイルポンプ, オイルコントロールバルブのような複雑な機構を用いる。さらにエンジン始動時には油圧がかからないので, 始動時に最小オーバーラップ角に戻すためにリターン springsが必要となるので, 駆動時の油圧ピストンがリターン springsより強い力をかけなければならない。またエンジンの定常回転時も一定の位相を保持するために油圧をかけておかなければならないため常時制御エネルギーを必要とするといった難点がある。

このような機構に対しては, 上記のような機械式駆動よりも電気式駆動にするほうが制御しやすくなると思われるが, 著者らの調べた限り電気式のものはいまだ研究されてはいないようである。もしエンジンに連

* 原稿受付 2000年4月25日。

¹ 正員, 群馬大学工学部 (☎ 376-8515 桐生市天神町1-5-1)。² 学生員, 群馬大学大学院。³ 群馬大学大学院。⁴ 群馬大学学生。

E-mail: nagaya@me.gunma-u.ac.jp

動するカムにより弁を開閉し、目標値(目標位相)からのずれのみを制御するような機構を構成する事が出来れば、モータ等でも十分に制御が可能と思われるが、このような機構の開発はいまだなされていない。そこで、本研究では、遊星歯車機構を用いた連続位相可変機構を内蔵するプーリを新たに開発し、遊星歯車機構をモータで制御し、バルブのタイミングを連続的に可変にするシステムを提案する。本機構の特徴は、まず制御系が簡単で安価であることがあげられる。さらに、遊星歯車機構では位相制御用の歯車を回転させるエネルギーが油圧式に比べ小さく、かつ位相制御時だけモータを駆動する電力を消費するが、位相制御を必要としない定常回転時で制御エネルギーを必要としないので、エネルギー効率がよくなるという特徴を有する。

以上の方法の妥当性を検証するため実験を行い、油圧式駆動との比較検討を行う。

2. 機 構

2.1 バルブタイミング制御の概要 図1にバルブタイミング機構のクランク角とバルブリフトの関係の図を示す。図1中EXは排気を、INは吸気を表す。以下排気と吸気の最大リフト位置のクランク角度差を吸・排気の位相差と呼ぶ。エンジンの燃焼においては、吸排気弁の開閉時期が重要となる。すなわち、エンジンの低速回転域では、吸気側への吹き返しを抑えエンジン回転を安定させるために、最小オーバーラップにするのを考慮して、排気と吸気の位相差を 120° とし、中速回転域では、加速などでトルクを急速に得るため、吸排気のバルブが開いている状態で排気ガスを追い出し、燃料をすばやく給気させるため、最大オーバーラップにするのを考慮して、排気と吸気の位相差を 60° とする。また、高回転では体積効率向上のため、オーバーラップを小さくするのを考慮して排気と吸気の位相差を 120° とするのが理想的とされている⁽²⁾。よって最近のバルブタイミング制御機構を内蔵したエンジンでは運転中に 60° 吸・排気の位相が変わる。

これらのエンジンでは、上記の制御を行うのにオイ

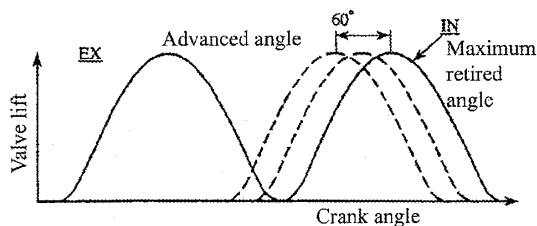


Fig. 1 Valve lift versus crank angle

ルコントロールバルブを用いてカム軸に取り付けられたヘリカルギアを駆動させカムシャフトの位相を変えている。またセンサはレーザ変位計を用いている。

本研究では、図2に示すように吸・排気側のカム軸に通常のプーリとほぼ同サイズの遊星歯車機構を内蔵するプーリを取り付け、吸・排気の弁開閉タイミングを制御する。従来型に対する違いは、第一にヘリカルギアを遊星歯車に変え、第二に油圧駆動からモータ駆動にし、第三にレーザ変位計を磁石とコイルからなる簡便なセンサに変えたところにある。

2.2 バルブタイミング制御機構 図3(a)に本研究で提案する遊星歯車機構を内蔵するプーリを、図3(b)に試作したプーリの写真を示す。また表1に遊星歯車の諸元を示す。なお、図3の入力シャフトの直径は10 mm、出力シャフトのねじ部はM10である。この機構で、エンジンよりの回転はプーリと一体になった内歯車に伝達され、内蔵車にかみあう遊星歯車B

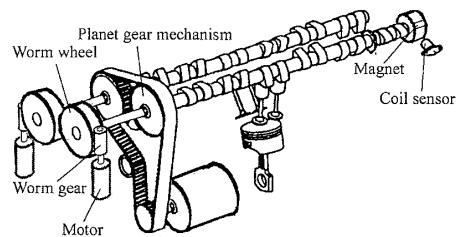
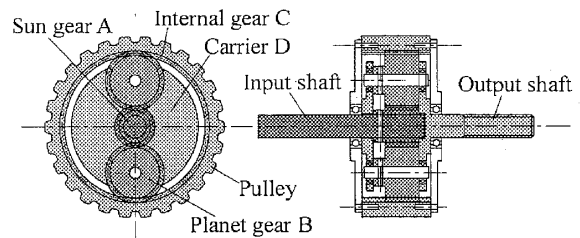
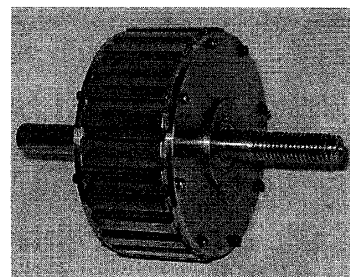


Fig. 2 Geometry of the cam system with the present pulleys involving the planet gear mechanism and magnet-coil sensors



(a) Present pulley with planetary gears mechanism



(b) Photograph of the present pulley involving the planet gears

Fig. 3 Valve timing control pulley

Table 1 Dimension of planetary gears

	Sun gear A	Planet gear B	Internal gear C	Pulley
	Z_a	Z_b	Z_c	
Module	1	1	1	
Pressure angle [°]	20	20	20	
Number of teeth	16	24	64	26
Pitch circle diameter [mm]	16	24	64	78.82

を回転させる。遊星歯車の軸はキャリア(円板 D)に取付けられており、そのキャリアに出力軸が取付けられている。したがって、エンジンの回転と同方向に出力軸が回転する。一方、制御入力軸は太陽歯車 A と連結され、太陽歯車が回転すると二つの遊星歯車 B が回転し、キャリアをとおして出力軸を回転させる。すなわち、プリーがエンジンにより回転しているとき、制御入力軸を回転させることで、出力軸の回転量および回転数を自由に变化できるのが、本機構の特徴である。ここで制御用モータと制御入力軸をウォームとウォームホイールで結合すると、ウォームを回転しない限りウォームホイールは固定となる。したがって、制御入力軸固定のときはエンジンの回転をそのままカムシャフトに伝達し、制御用モータを駆動するとき、カムシャフトのクランク角を進めたり遅くしたりすることができる。必要な値に油圧式ではリターン springs のばね力よりも強い油圧で保持しなければならないが、本機構では全く電力を消費せず保持できるので、エネルギー損失をなくすることができる。

2.3 遊星歯車機構の速度伝達比 遊星歯車機構においては、固定する要素を変えることにより速度伝達比が変化する。制御用モータを駆動しない時、ウォームホイールと太陽歯車 A が固定となる。内歯車 C (プリー側)を入力軸、キャリア D(カムシャフト側)を出力軸とするときの速度伝達比は数表法により次式のとおりに算出できる。

$$\text{速度伝達比} = \frac{-1}{-z_a/z_c - 1} = \frac{1}{z_0/z_c + 1} \quad \dots\dots(1)$$

$z_a=16$, $z_b=24$, $z_c=64$ のときの速度伝達比は 1/1.25 となる。すなわちエンジンと本機構を結ぶタイミングベルトで本機構の溝付き車を一回転させたとき、キャリアに結合されたカムシャフトは 1/1.25 回転する。

次に制御用モータを駆動するとき、太陽歯車 A(ウォームホイール側)を入力軸、キャリア D(カムシャフト側)を出力軸とするときの速度伝達比は次式となる。

$$\text{速度伝達比} = \frac{z_a/z_c}{1 + z_a/z_c} = \frac{1}{z_c/z_a + 1} \quad \dots\dots(2)$$

$z_a=16$, $z_b=24$, $z_c=64$ のとき、速度伝達比は 1/5 となる。ウォームとウォームホイールの速度伝達比は以下の実験では、1/60 としているので、制御用モータを入力、カムシャフトを出力とすると、制御用モータの回転数と出力軸の回転数の減速比は 1/300 となる。

本研究では、吸気カムと排気カムに取付ける溝付き車と遊星歯車装置は同じものであるため、制御用モータを回転させなければ、吸排気弁は初期設定(初期位相 γ_0)のままの位相で開閉する。いま吸気側の制御用モータ軸を θ_1 回転、排気側の制御用モータ軸を θ_2 回転させたとき、位相 γ は

$$\gamma = \frac{1}{300}(\theta_1 - \theta_2)$$

だけ変化する。 θ_1 , θ_2 の角度で制御用モータの回転を止めれば、弁の位相差は $(\gamma_0 + \gamma)$ となり、新たに制御用モータを回転するまでこの位相差は保持される。

3. 制 御 法

3.1 制御用センサおよびアクチュエータ 本機構では、制御用モータがアクチュエータであり、トルクはウォームとウォームホイールを介して遊星歯車に伝達され、エンジン側からのトルクは摩擦トルクを除き、動弁系のカム軸に伝達する。制御用モータに電流を印加しない限り、制御用モータの軸は静止する。この系でエンジンで回転させられているカム軸に、さらに追加の回転量を与えたいときは、制御用モータに電流を与え、回転を与えればよい。

一方カムの位相差を検出する方法として、永久磁石チップとコイルの組み合わせを提案する。すなわち、カム軸の最大リフトの軸方向延長線上に永久磁石チップを取付け、その周上に小さなコイルを非接触で配置する(図 2 参照)。磁石チップが軸とともに回転したとき、磁石がコイルに近づくにつれ、コイルに誘導起電力が発生する。したがって、その最大値をもとに回転角を測定できる。しかし、レーザ変位計でリフト量を検出するときはリフト量が回転数によって変化しないので、最大リフト量になるとき 1 周期と判定できるのに対し、本提案のコイルの場合は回転数によって起電力(電圧)が変化するので、逐次最大値を判定するプログラムが要求される。しかし、これらの計算はモータ制御用のコンピュータを用いることで解決される。

3.2 制御プログラム 位相制御の方法として、P あるいは PD 制御を用いることとし、その流れは以下のようなものである。はじめに初期位相(120°)に吸排気弁の位相を設定し、センサコイルの波形をサンプリングする。制御用モータへ電圧を入力する時にもサンプリ

ングを続ける。排気側カム軸のセンサコイルに発生する電圧の最大値を判定した時から、サンプリングのカウンタ数 n_1 をカウンタし始める。このとき、吸気側カム軸のコイルに発生する電圧の最大値を判定したときの n_1 の値が吸気側カムと排気側カムのカウンタ差となる。ここで、吸気側コイルの一つ前の最大値から現在の最大値までのカウンタ数を n_2 とすると、 n_2 は1回転のサンプリング数となる。したがって、吸・排気カム軸のサンプリング時の位相差 θ は次式で与えられる。

$$\theta = \frac{n_1}{n_2} \times 360 \dots\dots\dots (3)$$

θ_a を目標位相差角度(度), K_p を比例ゲイン, K_d を速度ゲイン, $\dot{\theta}_a$ を目標位相差の変化量, $\dot{\theta}$ をサンプリング時の位相差の変化量, v を制御電圧とすると, P制御の場合は式(4)で, PD制御の場合は式(5)で与えられる。

$$v = K_p(\theta_a - \theta) \dots\dots\dots (4)$$

$$v = K_p(\theta_a - \theta) + K_d(d\theta_a/dt - d\theta/dt) \dots\dots\dots (5)$$

式(4)あるいは(5)で与えられる電圧を制御用モータに入力すると、カムの位相差 θ は目標位相差 θ_a に近づいていく。このとき、 v が正ならばモータをそのまま回転させ、負ならばモータを逆回転させる。なお制御用モータにはコイルが巻かれているので、インダクタンスがあり、あまり大きな比例ゲインおよび速度ゲインを用いると、制御系が発散することがある。したがって、実際の制御では、通常のPD制御と同様に数回制御を繰返し、応答性を見ながら適当な値を選択する。

4. 実験

4.1 実験方法 以上のような計測制御システムによる弁開閉タイミング系の妥当性を検証するため、実験を行った。表1に提案した構造を有するプーリの概要を示す。またカム角測定センサのコイルは370回巻きの空芯コイルで、磁石からのギャップを3mmとしている。カム角制御は吸気弁と排気弁の両方に対して行うこととし、吸排気弁とも同様のプーリおよびセンサを用いる。対象とするエンジンは乗用車のもので、表2にその概要を示す。本研究では、実際のエンジンを解体し、動弁系の内蔵されているエンジンヘッド部を取り出し、振動を抑制するため、コンクリート床に鉄製の枠を用いて固定した。

本実験は弁開閉のタイミング制御を目的としており、ファイヤリングの必要はないので、変速機付きの同期モータをエンジンの代わりに用いた。図4に実験

Table 2 Dimension of the engine

Type number	4E-FTE
Volume [cc]	1,331
Power [ps/rpm]	100/6600
Torque [kgm/rpm]	11.8/5200
Diameter of cam shaft [mm]	24
Lift of valve [mm]	7

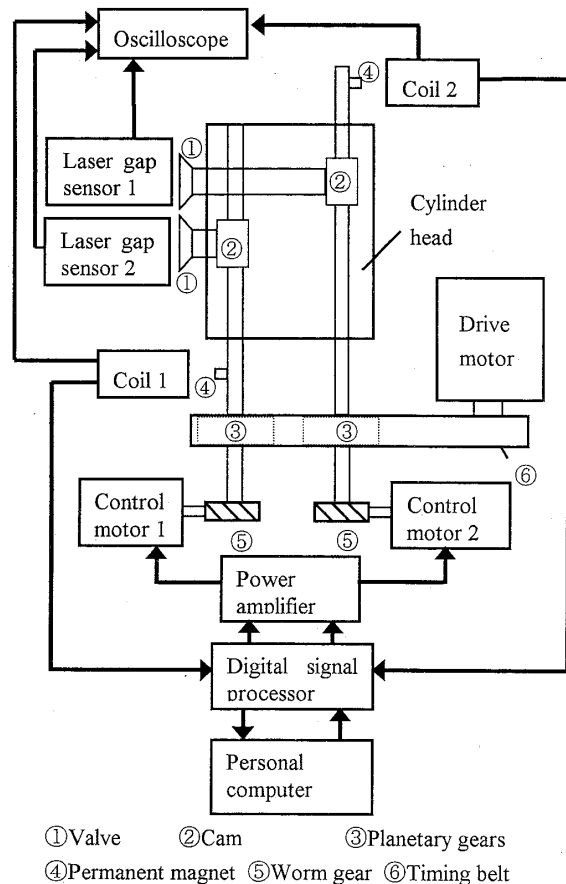


Fig. 4 Experimental set-up

の概要を示す。図で、④が永久磁石チップであり、コイル1とコイル2がカム角を測定するコイルである。これらコイルから得られる信号はデジタル信号演算器(DSP)に入力され、式(3)を用いてカム角が計算される。またオシロスコープにも入力され、波形が観測される。一方、コイルの信号の正確さを検証するため、レーザ変位計1,2で弁のリフトを測定する。この信号はオシロスコープに入力して、観察されるが、もちろん制御信号としては使用しない。

エンジンに相当する駆動源は図の駆動モータ(Drive motor)であり、モータ軸と本報で提案したプーリ③がタイミングベルト⑥で結合されている。したがって、駆動モータの回転はプーリの遊星歯車機構を介してカム軸に伝達される。このときの減速比は上述

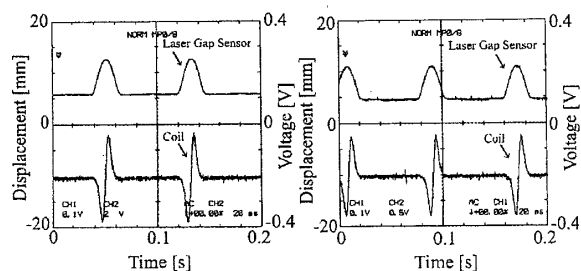
の遊星機構の減速比とプリーの減速比を掛け合せたものであり、実際のエンジンでは、 $1/2$ と設定される。カム軸には弁の位置にカムが取り付けられ、それと接触して弁が弁ばねにより取り付けられている。したがって、カムプロフィールに連動して弁がリフトする。

実際のエンジンでは、アクセルの踏み込みにより速度を変化させている。そこで本実験では、エンジンの代わりとなる駆動モータの速度変動ハンドルにサーボモータを取付け、モータの制御により速度変動ハンドルを回転させ、駆動モータの加速・減速を行い、人間のアクセル踏み込みによるエンジンの加速・減速を模試できるようにした。

カムの位相変化量はDSP内で式(4)あるいは(5)を用いて計算され、制御電圧はパワーアンプを通して制御用モータ1および2に入力され、制御用モータが所定の回転をウォーム⑤を介してカム軸に与え、位相を変化させる。

4.2 センサの設定誤差の補正 本実験で作成したセンサで、カムの最大位置の線上に磁石チップの中心を正しく合せて貼り付けることはなかなか難しく、正確なセッティングができなかった。そこで、レーザ変位計より得られる弁の変位と本センサの信号の比較より取り付け誤差の補正をDSP内で行うこととした。

図5にカム軸の回転周波数が12 Hzのときのレーザ変位計の変位出力と本研究で提案した磁石とコイルを用いたセンサ電圧の比較を示す。吸気側の位相差は 7.6° 、排気側の位相差は 14.6° であり、両コイルの位相差を 0° としても両レーザ変位計の位相差では 7° となる。これは、カムの最大リフト位置と磁石の取付位置がずれているために生じる初期位相差である。しかし、プログラム上でからかじめコイルの位相差を -7° ずらすことで初期位相の補正が容易にできる。このコイルをセンサとして、吸・排気弁の位相差を検出し、制御を行う。なお、その妥当性を検証するためレーザ変位計を用いて弁変位も測定した。もちろんレーザ変



(a) Intake valve (7.6°) (b) Exhaust valve (14.6°)

Fig. 5 Comparison between the outputs of the laser gap sensor and the present coil sensor

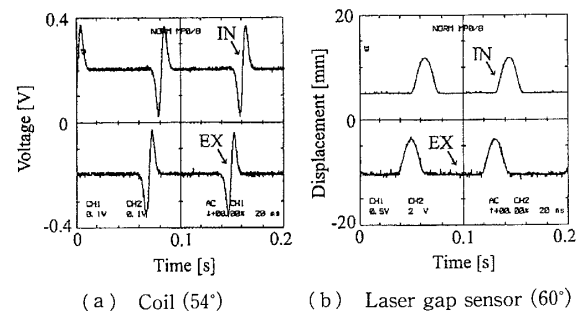
位計は制御のためには用いない。

4.3 実験結果 上述の制御法を用いてサンプリング周波数を4000 Hzとして実験を行った。また本研究で試作した遊星歯車には焼入れがされていないので、その耐久性を考慮して、カム軸の回転数範囲を8~16 Hzとした。

(a) 目標値を一定とした場合 まずもっとも簡単な例として、目標位相を一定とした場合の制御を行ってみた。図6(a)、(b)に吸・排気側の二つの制御用モータを同時制御したときのレーザ変位計の変位と本センサコイルの電圧との時刻歴応答を示す。本例の位相の目標値は 60° としているが、レーザ変位計の読みは正しくその値を示しており、位相制御が正しく行われていることがわかる。一方本センサコイルから検出された位相差は 54° であり、レーザ変位計から検出される位相差の差は -6° とプログラム上でずらしている初期位相差(-7°)にほぼ等しい。今回の実験で用いたプログラムではコイル電圧の最大値間の時間で位相差を計算している。この最大値を求める時、コイル電圧の大小比較を用いているため、サンプリング周波数を大きくすると前の値と変わらなくなるのでサンプリング周波数を大きくできない。よって、レーザ変位計とコイルの結果より 1° の誤差が生じたものと考えられる。しかし、この程度の誤差は実用上は問題なく、本報で提案したコイルと永久磁石を用いた安価なセンサでもバルブタイミング制御のセンサとして十分活用できる。

図7は位相の時刻歴応答を示したものである。本PD制御を行った場合、位相差 60° を0.5 sで変えられることがわかる。この応答時間に関しても、実用上は十分といえる。

(b) バルブタイミング連続可変制御 前述のように自動車エンジンの場合、アクセルを踏み込み一定



(a) Coil (54°) (b) Laser gap sensor (60°)

Fig. 6 Time response of the voltage of the present coil sensor and the displacement of the valve under the present valve timing control

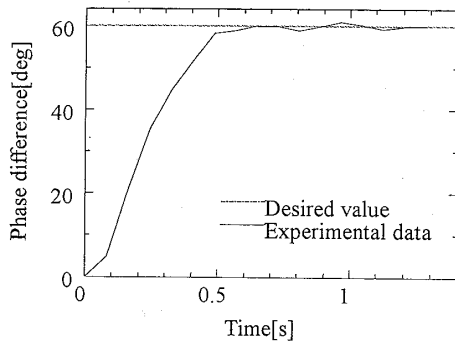


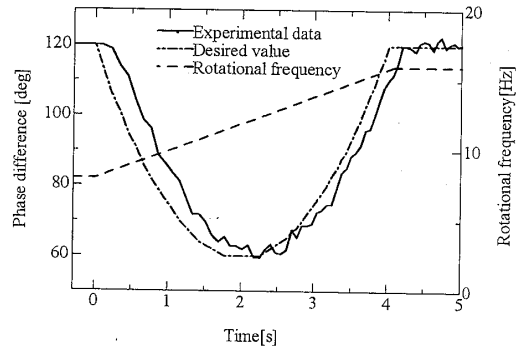
Fig. 7 Time response of the phase difference under the present valve timing control

速度まで加速した場合を考えると、アクセル踏み込み時の低速領域では位相差は大きく(通常は 120°)、中速域で小さく(通常は 60°)、高速域でまた大きく(120°)するのが合理的とされている。そこで、図 8(a)の一点鎖線で示されるような位相差連続可変制御を考える。すなわち、位相差の目標値を(カム回転速度に対して)図 8(a)の一点鎖線とし、カム回転速度が増加する過程で図 8(a)の一点鎖線で示されるような位相差制御を行うことを考える。カムの速度は、本センサコイルの山と山の間の時間から算出される。その速度に応じた目標位相に実際のパルブの位相を式(5)を用いて制御する。駆動モータの速度変化用ハンドルをサーボモータで等速度で動かし、駆動モータの速度を連続的に変化させると、カム速度は図 8(a)の破線となった。このときの本制御機構を用いた位相差の実験値が図 8(a)の実線である。ここで、左の縦軸は目標値(一点鎖線)と実験値(実線)の位相差を示し、右の縦軸はカムの回転周波数(破線)を示す。本例の場合、カム軸の回転周波数は 8 Hz から 16 Hz まで一定に加速されている。このときの回転周波数の加速度は 2.11 Hz/s となる。

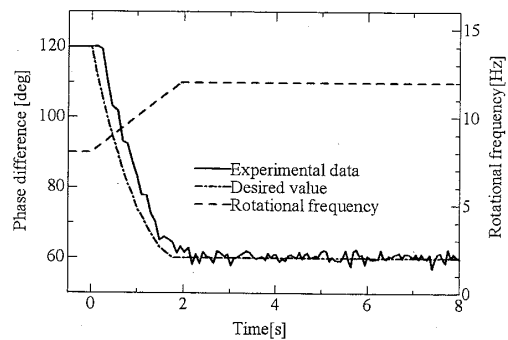
図 8(b)はカム回転数が 8 Hz から 12 Hz まで一定加速されたときの一例である。この場合のカム速度は低速から中速に加速されているので、位相差は 120° から 60° まで連続的に変化しており、目標どおりの制御ができていことがわかる。

図 8 で実験値と目標値の時間差は $0.3 \sim 0.35 \text{ s}$ である。一方、油圧を用いた文献(8)の制御では、実験値と目標値の時間差は 0.4 s とあり、本制御機構で油圧式と同等の応答性が得られる事を示している。制御用モータの出力を大きくしてウォーム・ウォームホイールの減速比を小さくすれば応答性はさらに改善される。

なお式(4)に基く P 制御も行ってみたいところ応答



(a) Rotational frequency = 8~16 Hz



(b) Rotational frequency = 8~12 Hz

Fig. 8 Experimental time response for the desired value under the present valve timing control

性は若干 PD 制御の方が優れているが、上記 PD 制御とほぼ同等の結果が得られた。したがって、P 制御だけでも実用上はかまわないといえる。

6. 結 言

本研究では、これまでに開発されてきた油圧式に比べてエネルギー消費の少ない、遊星歯車と DC モータを用いた電気駆動の可変バルブタイミング機構を提案した。実際に装置を試作して実験を行い、その妥当性を検証した。その内容を要約すると、

(1) 本研究で提案した遊星歯車と DC モータによる電気駆動式は現在主流となっている油圧式と同等の応答性が得られることを確認した。

(2) カムの角度を測定するセンサとして永久磁石チップとコイルを用いた安価なセンサを開発した。このコイルを用いて実験を行ったところバルブタイミングのセンサに十分活用できることが確認された。

(3) 油圧駆動の複雑な機構をモータに変えることによりバルブタイミング機構の小形化と簡略化を可能にした。

文 献

- (1) 志賀聖一・八木静夫・盛田宗宏・松本隆・柄沢隆夫・中

- 村寿雄, 火花点火機関における吸気弁早閉じが機関性能に及ぼす効果, 機論, 62-596, B (1996), 1659-1665.
- (2) 浦析重夫, 可変バルブタイミング大研究 トヨタのデュアル VVT-i システムを見る, 自動車と整備, 53-2 (1999), 49-63.
- (3) 利根英二, クルマのシステムを知る No.10 自動車はシステムの集合体 可変バルブタイミングシステム(1), 自動車と整備, 53-1 (1999), 79-83.
- (4) 利根英二, クルマのシステムを知る No.11 自動車はシステムの集合体 可変バルブタイミングシステム(2), 自動車と整備, 53-3 (1999), 88-96.
- (5) 福馬真生・松浦浩治・山田秀樹・徳田祥治・高戸剛, S-VT エンジンの紹介, マツダ技報, No. 17 (1999), 149-153.
- (6) 富田公夫・斎藤勝夫・田村善春・芦沢剛・内山茂樹・酒井太朗, NEO Di 直噴エンジン + Hyper CVT 日産自動車(株) (ブルーバード/プリメーラ & プリメーラカミノ), 自動車工学, 48-7 (1999), 114-123.
- (7) 尾崎紀男, 自動車工学, (1987), 154-157.
- (8) 加藤千詞・斎藤忠・守谷嘉人, 連続可変バルブタイミングエンジンの開発, *JSAE SYMPO, Newly Developed Engine*, No. 9603 (1996), 15-20.
- (9) 友成康三・水田為俊・宇田等・広瀬清夫, トヨタアルテッツァ用 L62. 0 L 1G-FE エンジンの開発, *JSAE SYMPO, Newly Developed Engine*, (1999), 23-29.
- (10) Klein F., Kuehn, M., Weimann, H-J., Wolpers, F., Kraemer, M. and Abthoff, J., The Influence of the Valve Stroke Design in Variable Valve Timing Systems on Load Cycle, Mixture Formation and the Combustion Process in Conjunction with Throttle-free Load Governing, *SAE Tech Pap Ser*, SAE-981030, (1998), 143-158.
- (11) Kreuter, P., Heuser, P. and Reinicke-Murmann, J., The Meta VVH System—A Continuously Variable Valve Timing System, *Spec Publ Soc Automot Eng*, No. SP-1346 (1998), 1-9.