クランク軸の回転計測からのエンジントルクと筒内圧指標の推定

青 野 俊 宏*・猿 渡 匡 行**

Estimation of Engine Torque and Cylinder Pressure Index Based on Crankshaft Rotation Measurement

Toshihiro AONO* and Masayuki SARUWATARI**

The recent regulations for engine emissions require precise temperature control. Because high response temperature measurement is difficult, engine torque, which is closely correlated with the temperature, must be estimated. We propose a method for estimating engine torque from the crankshaft rotation speed. This method consists of four steps, (1) the measured engine speed ω is analyzed and divided into frequency components, (2) each component is multiplied by the gain, which is proportional to the frequency, (3) the phase of each component is shifted by $2\pi/4$, (4) the combustion torque is estimated by synthesizing each component. These steps are summarized into one filter. The output of the filter is compensated for by the geometrical character of the engine link mechanism. The method was evaluated through experimentation. In the steady and transient states and under the condition that the engine speed was not greater than 1000 rpm, the estimated torque accurately follows the reference torque. However, when the engine speed increases to 2000 rpm, the pulsation in the estimated torque becomes noticeable. Based on the estimated torque, IMEP (Indicated Mean Effective Pressure) was estimated within an accuracy of 3.4% when the engine speed was not greater than 1000 rpm. When the valve timing changed, the estimated IMEP followed the change in reference IMEP.

Key Words: engine torque, cylinder pressure, crankshaft, signal processing

1. はじめに

自動車エンジンに求められる排気規制は年々厳しくなる¹⁾。従来のエンジンでは、排気規制は、排気中の酸素濃度に基づく空燃比制御、および発生してしまった有害物質を触媒で除去することによってクリアされてきたが、最近の規制は、これら二つでは満たすことが難しくなっている。燃料噴射タイミングや点火タイミングなどによる燃焼プロセスの精密な制御が、近年の厳しい規制を満たすために必要とされている²⁾。

NOx やすすの排出量は燃焼温度³⁾に依存する。燃焼温度が低いとすすの排出が増加し、高いと NOx の排出量が増加する。したがって、精密な燃焼温度制御が必要となる。精密な温度制御は、燃焼タイミングと燃焼速度を制御することにより達成されるが、高応答の温度計測は量産エンジンでは困難であるため、燃焼圧が温度推定⁴⁾に使用される。

これまでにも自動車用エンジンに筒内圧センサが搭載されたことがあるが⁵⁾、筒内圧センサは、高コストのためにそれ

ほど普及しなかった。一方で、クランク角回転速度は筒内圧と密接に関連しているため、筒内圧センサの代わりに燃焼状態をモニタするための代替手段として考えることができる。

たとえば、従来の失火検出⁶⁾においては、クランク角回転速度の変化に基づいて正常燃焼と失火が判定されてきた。ここでは、燃焼行程 1 回ごとに回転速度が 1 回だけ測定されるため、回転速度計測の時間分解能が粗かった。この分解能は、正常燃焼と失火を識別するには十分であったが、筒内圧の推定には不十分である。

燃焼プロセスの精密な制御のための筒内圧推定を実現するには、単に燃えたか燃えないかだけではなく、瞬時の燃焼圧のプロファイルを求める必要がある。そのために、クランク角回転速度検出を、燃焼行程 1 回につき 1 サンプルングではなく、すべてのクランク角センサの歯の間（現在量産車に搭載されているものは $6^\circ \sim 15^\circ$ ）の速度を計測し、これを有効に利用する信号処理を開発する。

本報告では、クランク角回転速度から燃焼トルクを推定する信号処理方法を提案し、推定燃焼トルクに基づいて、筒内圧指標 (IMEP: Indicated mean effective pressure, 図示平均有効圧) を推定する。燃焼トルクは、クランク角回転速度の微分により推定するが、その精度は、どう微分するかに依存する。

燃焼トルクの推定は、エンジンの燃焼制御における重要な

* (株)日立製作所日立研究所 ひたちなか市堀口 832

** 日立オートモティブシステムズ(株) ひたちなか市高場 2520

* Hitachi Lab., Hitachi Ltd., 832 Horiguchi, Hitachinaka

** Hitachi Automotive Systems, 2520 Takaba, Hitachinaka

(Received October 3, 2014)

(Revised April 28, 2015)

課題の一つであり、これまでもさまざまな試みがなされてきた。クランク軸の回転速度を微分する際に、微分によってノイズが強調されてしまうのを避けるため、周波数領域で微分に相当する処理を行なう手法が提案されてきたが⁷⁾、時間領域と周波数領域の往復には計算コストがかかる。また、時間領域で直接トルクを求める方法としては、Liu らの方法がある。Liu らはクランク軸回転速度を微分する代わりに、速度の 2 乗の変化に基づいて燃焼トルクの瞬時値を推定する方法を検討した⁸⁾。彼らは、クランクシャフト速度を微分することは困難であったと指摘し、速度の 2 乗の差分からトルクを求めているが、速度信号からノイズを除去するフィルタと、差分の間隔をどう設定するかはトルク推定精度が依存する、という、数値微分上の問題は残る。ここでは、より簡単な推定方法の開発を試みた。燃焼周期（ある燃焼行程の上死点からつぎの燃焼行程の上死点までのクランク角、4 気筒エンジンの場合 180° 。エンジン制御では、時間に同期して信号をサンプルするより、クランク角に同期してサンプルしたほうが都合がいいことが多く、本論文でもクランク角に同期して信号をサンプルする）の間のエンジン回転速度を三角関数の和で近似し、この和を微分することで高精度なトルク推定を少ない計算で実現した。

また、クランク軸回転速度の微分から推定した燃焼トルクには、負荷トルクと摩擦トルクの影響が含まれるが、それらはエンジンの幾何学的性質（この幾何学的な補償は 4 気筒エンジンにのみ使用できる）でキャンセルした。

エンジン試験によりこのトルク推定方法を評価した。ここでは、クランク角速度情報から燃焼トルク、IMEP がどこまで高精度に求められるかを調べるため、 1° 間隔のクランク角センサを用いて検討した。エンジンを定常運転した場合と、過渡運転した場合の燃焼トルク推定性能を報告する。また、この燃焼トルクに基づいて、IMEP を推定し、バルブタイミングの変化による IMEP の変化に推定値が追従したことを報告する。

さらに、クランク角センサの分解能がトルク推定性能に与える影響を調べるため、量産エンジンに搭載されている 10° のクランク角センサを用いて燃焼トルクを推定する実機評価を行ない、クランク角センサの分解能による燃焼トルクの推定性能の違いを比較した。

2. エンジン回転速度からの燃焼トルク推定方法

エンジン回転速度 ω と燃焼トルク τ_{comb} の関係は次式で表わせる。

$$J\dot{\omega} = \tau_{comb} + \tau_{fric} + \tau_{iner} + \tau_{load} \quad (1)$$

ここで、 τ_{fric} 、 τ_{iner} 、 τ_{load} は、摩擦トルク、慣性トルク、負荷トルク、 J はエンジン回転系の慣性を表わす。 ω の微分により、 $\tau_{comb} + \tau_{fric} + \tau_{iner} + \tau_{load}$ を計算することができるが、測定されたエンジン回転速度 ω にはノイズがあり、このノイズは微分により強調されてしまう。

Fig. 1 Time series of engine torque and rotation speed

Fig. 2 Frequency domain relation between engine torque and rotation speed

微分によるノイズの強調を避けるために、 ω と $\tau = \tau_{comb} + \tau_{iner}$ の関係を周波数領域で考え、高周波成分をカットすることを試みる。Fig. 1 は、 ω と τ の時系列を示している。Fig. 2 は、燃焼周波数（燃焼周期の逆数、ここでは 4 気筒エンジンを扱うので、 $1/180^\circ$ ）の 4 倍までの ω と τ の周波数領域での関係を示している。それ以上の高周波成分は、ノイズをカットするために無視する。この次数は、実機データに基づいてトルクを推定するのに十分であることを確認した値である。Fig. 2 は、ゲイン $|\tau|/|\omega|$ が周波数に比例していて、位相差 $\angle\tau - \angle\omega$ は定数 $2\pi/4$ であることを示す。このゲイン比、位相差は、微分演算の理論上の特性と一致する。

このことから、 ω をフーリエ変換し、この燃焼周波数の 1, 2, 3, 4 倍の成分の振幅をそれぞれ 1, 2, 3, 4 倍し、位相を $2\pi/4$ 進めることで、周波数領域のトルクが求まり、これを逆フーリエ変換すると、トルクの時系列が求められるが⁷⁾、周波数領域と時間領域の間の信号の変換は計算量を要するので、等価な計算を時間領域で実現することを試みる。具体的には、クランク角速度を三角関数の和で近似し、近似関数を微分することで、安定な微分を実現する。

なお、筒内圧の周期性に着目し、筒内圧の燃焼周波数、その倍周波数の信号強度・位相から IMEP を求めることで、IMEP の計算コストを低減しようという試みが土屋らによって行なわれた。筒内圧センサを直接使っても、IMEP を求めるためにはエンジンの 1 燃焼行程をさらに細かく分割して筒内圧を

取り込む必要があるため、たとえばクランク角 1° で筒内圧を取り込もうとすると、AD 変換や IMEP 演算に多くの計算量を要する。この計算量削減のため、土屋らは筒内圧波形の周期性により、筒内圧波形をフーリエ級数で近似すれば、サンプリング間隔を広くできて、計算量を削減できるということを示した⁹⁾。

本研究では、エンジン筒内圧、燃焼トルクやクランク角回転速度の周期性によりこれらがフーリエ級数で近似でき、離散信号をフーリエ級数で近似し連続関数として扱うことで、さらに安定な微分が可能となることを利用し、筒内圧センサを用いなくてもクランク角速度から燃焼トルク瞬時値や IMEP が推定できることを示す。任意の開始点 θ_0 からクランク角 $\Theta = 180^\circ$ の間のエンジン回転速度 $\omega(\theta)$ ($\theta_0 \leq \theta \leq \theta_0 + \Theta$) を Fourier 級数に分解する。ここでは、4 次成分まで考えれば燃焼トルクが十分再現できるという実験結果に基づいて、4 次成分まで考える。

$$\begin{aligned}\omega(\theta) &= \omega_0 + c_1 \cos \frac{2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} + s_1 \sin \frac{2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} \\ &\quad + c_2 \cos \frac{2 \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} + s_2 \sin \frac{2 \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} \\ &\quad \cdots + c_4 \cos \frac{4 \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{T} + s_4 \sin \frac{4 \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{T} \\ &= \omega_0 + \sum_{k=1}^4 \left\{ c_k \cos \frac{k \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} \right. \\ &\quad \left. + s_k \sin \frac{k \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} \right\} \quad (2)\end{aligned}$$

ただし、Fourier 級数の性質より、 c_k, s_k は以下のように計算される。

$$\begin{aligned}c_k &= \frac{2}{\Theta} \int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Theta} \omega(\theta) \cos \frac{k \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} d\theta \\ s_k &= \frac{2}{\Theta} \int_{\theta_0}^{\theta_0 + \Theta} \omega(\theta) \sin \frac{k \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} d\theta\end{aligned} \quad (3)$$

(2) に $\theta = \theta_0 + \Theta/2$ を代入すると、

$$\begin{aligned}\omega(\theta_0 + \Theta/2) &= \omega_0 + \sum_{k=1}^4 \{c_k \cos(k\pi) + s_k \sin(k\pi)\} \\ &= \omega_0 + \sum_{k=1}^4 \{c_k (-1)^k\} \quad (4)\end{aligned}$$

これは、 $\omega(\theta)$ ($\theta_0 \leq \theta \leq \theta_0 + \Theta$) を平滑化して、中間のタイミングの $\omega(\theta_0 + \Theta/2)$ を計算するフィルタである。この計算のブロック図は **Fig. 3** のようになる。 c_k は、長さ Θ の区間の信号の k 次の $\cos$ 成分で、Fig. 3 における各フィルタで計算される。これらの和をとることで $\omega(\theta_0 + \Theta/2)$ は計算される。

同様に、 ω の微分を求める。(2) を微分すると、

$$\begin{aligned}\dot{\omega}(\theta) &= \sum_{k=1}^4 \frac{k \cdot 2\pi}{\Theta} \left\{ c_k \sin \frac{k \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} \right. \\ &\quad \left. - s_k \cos \frac{k \cdot 2\pi(\theta - \theta_0)}{\Theta} \right\} \quad (5)\end{aligned}$$

Fig. 3 A filter for smoothing ω

Fig. 4 Proposed procedure for engine torque estimation from engine speed by numerical differentiation of ω

Fig. 5 Coefficients of torque estimation filter

これに $\theta = \theta_0 + \Theta/2$ を代入すると、

$$\begin{aligned}\dot{\omega}(\theta_0 + \Theta/2) &= \sum_{k=1}^4 \frac{k \cdot 2\pi}{\Theta} \{c_k \sin k\pi - s_k \cos k\pi\} \\ &= \sum_{k=1}^4 \frac{k \cdot 2\pi}{\Theta} s_k (-1)^k \quad (6)\end{aligned}$$

したがって、 $\dot{\omega}$ は所与の区間の信号と、1～4 次の $\sin$ フィルタとの畳み込みを、周波数に比例した重み付けした和で計算される。これをブロック図で表わすと **Fig. 4** のようになる。

Fig. 4 に示す手順は、**Fig. 5** に示されるような係数の FIR フィルタに集約して実現することができる。この周波数特性を、**Fig. 6** に示す。このフィルタは、燃焼周波数の 4 倍である $f = 4/(180^\circ)$ までは、周波数とゲインはほぼ比例し、これを過ぎるとゲインは 0 に収束しノイズを除去する。これにより、ノイズを効率的に除去しつつ、安定な燃焼トルク推定

Fig. 6 Frequency characteristic of torque estimation filter

Fig. 7 Torque estimation filter output

Fig. 8 Geometrical characteristic of engine link mechanism

を実現する。

このフィルタにより、 ω からトルクを推定した結果を、Fig. 7 に示す。この図では、濃い色の線は、参照のために取り付けられた筒内圧センサから計算された参照トルクであり、薄い色の線が本方式で推定されたトルクである。

推定トルクは参照トルクと高い相関をもつことがわかるが、それらの間には、摩擦トルクや負荷トルクによるオフセットが存在する。

Fig. 8 に示す、エンジンのコネクティングロッドの幾何学的な特徴を用いて、このオフセットを打ち消す。エンジンのピストンの位置が TDC (上死点) または BDC (下死点) である場合は、Fig. 8 の左右の図のように、シリンダ圧力はクランク軸に伝達できない。したがって、燃焼トルクは TDC と BDC でゼロである。この条件を使用して、推定トルクのオフセットを補償する。

Fig. 7 のように、TDC あるいは BDC (クランク角 θ_1) でフィルタ出力が τ_1 で、つぎの BDC あるいは TDC (クランク角 θ_2) でフィルタ出力が τ_2 である場合は、 θ_1 と θ_2 の間の

(a) 1000rpm, WOT

(b) 1000rpm, 1/3 load

(c) 1000rpm, 1/3, torque step = 15%

Fig. 9 Torque estimation results, when engine rotation speed was 1000 rpm

補正トルクは次式で与えられる。

$$\tau_{\text{compensation}} = \tau_1 \frac{\theta_2 - \theta}{\theta_2 - \theta_1} + \tau_2 \frac{\theta - \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \quad (7)$$

この補正の効果は Fig. 9 (a) に示され、推定トルクは精度よく参照トルクを推定していることがわかる。

3. 燃焼トルクの推定結果

提案されたトルク推定方法を、エンジン試験で評価した。実験装置を Fig. 10 に示す。エンジン回転数は、クランク軸の回転角度 1 度ごとに立ち下がりパルスを検出する回転センサによって測定した。回転センサ信号は 1 MHz で AD 変換され、データロガーに記録された。記録された信号は、PC 内で提案手法によって処理された。トルク推定精度を評価するために、4 気筒に筒内圧センサを取り付けてその計測された圧

Fig. 10 Experimental setup

Table 1 Engine operating condition for evaluation

1000rpm, WOT(wide open throttle)	Fig.9 (a)
1000rpm, 1/3 load	Fig.9 (b)
1000rpm, 1/3 load, torque step =15%	Fig.9 (c)
Idle	Fig.11
2000rpm, WOT	Fig.12 (a)
2000rpm, 1/3 load	Fig.12 (b)
Transient (idle → Full load)	Fig.13.

Fig. 11 Torque estimation results, when engine was idle

力を先述のデータロガーに記録し、参照トルクを計算し、推定トルクと比較した。

エンジン試験の運転条件を Table 1 に示す。

Fig. 9 は、エンジン回転数が 1000 rpm のときのトルク推定結果を示す。(a) は全負荷、(b) は 1/3 負荷のときの結果で、(c) は 1/3 負荷で、特定の 1 気筒の点火タイミングを他気筒より遅らせて、トルクを 15% 減らしたものである。(a)(b)(c) ともに、トルクの落ち下がり時に推定トルクに振動がのるものの、トルクの立ち上がりとピークが、推定値と参照値で一致していることを示す。また、(c) におけるトルクの気筒間のばらつきも推定トルクに再現されている。

Fig. 11 は、エンジンをアイドル状態で運転したときの、トルクの推定結果を示す。アイドル時はトルクのピークが燃焼ごとに変動するが、推定結果はこの変動に追従している。

Fig. 12 に示すようにエンジン回転数が 2000 回転まで増加すると、推定トルクのピークとボトムは参照トルクに追従するが、推定トルクの脈動が増大し、無視できなくなる。脈動の理由は、クランク軸振動やエンジン回転速度のサンプリング周波数の不足である。Fig. 13 は、エンジンがアイドル

Fig. 12 Torque estimation results, when engine rotation speed was 2000 rpm

Fig. 13 Torque estimation results, when engine was operated from idle to full throttle mode

からフルスロットルに操作されたときの結果を示す。過渡的な運転条件でも、提案手法は正確にエンジントルクを推定したことが確認された。

4. IMEP の推定結果

この章では、提案手法を用いて推定されたエンジントルクに基づいて、筒内圧指標 IMEP を算出する。

筒内圧 P_{comb} とエンジントルク τ_{comb} の関係は、Fig. 14 より、シリンダ断面積 A_{cyl} 、クランクアーム長 R 、コネクティングロッドと中心軸の間の角 α 、クランクアームと中心軸の間の角 β を用いて、

$$\tau_{comb} = \frac{P_{comb} A_{cyl} R \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha}. \quad (8)$$

Fig. 14 Relation between cylinder pressure and engine torque

Fig. 15 Time division of engine torque for IMEP calculation

Table 2 Engine condition for IMEP estimation

Engine speed	1000 [rpm]	1000 [rpm]	1000 [rpm]	idle
Engine load	Full	2/3	1/3	

この式に基づいて、第 i 気筒の IMEP は、第 i 気筒筒内圧 P_i 、第 i 気筒燃焼トルク τ_i を用いて、次式に従って計算される。

$$\begin{aligned} IMEP_i &= \frac{\int_{\theta_{BDC(compression)}}^{\theta_{BDC(compression)}+4\pi} P_i dV}{V} \\ &= \frac{\int_{\theta_{BDC(compression)}}^{\theta_{BDC(compression)}+4\pi} \tau_i d\theta}{V} \end{aligned} \quad (9)$$

1 気筒エンジンであれば、燃焼トルクは一つしかないが、この論文の対象エンジンは 4 気筒であり、4 気筒それぞれに燃焼トルクがある。しかし、クランク軸の回転から推定される燃焼トルクは一つしかなく、4 気筒分の燃焼トルクの合計が得られるにすぎない。そこで、一つのエンジントルクから 4 気筒分の IMEP 計算するため、Fig. 15 に示すように、エンジントルクをクランク角度で分割する。

3 章におけるエンジントルクに基づいて、IMEP を算出し、各気筒の圧力から算出 IMEP と比較した。Table 2 に示す条件でエンジンを運転したときの、参照 IMEP と推定 IMEP

Fig. 16 Relation between estimated IMEP and reference IMEP (1000 rpm, idle)

Table 3 Combination of intake and exhaust valve timing for IMEP estimation

		intake valve timing		
		standard -10deg	standard	standard +10deg
exhaust valve timing	standard -10deg	○	○	○
	standard	○	○	○
	standard +10deg	○	○	○

を Fig. 16 に示す。

この図は、推定 IMEP と参照 IMEP とは密接に関連していることを示す。相関を次式で近似すると

$$IMEP_{\text{estimated}} = 1.2574 \cdot IMEP_{\text{reference}}, \quad (10)$$

推定誤差は、

$$\sigma = 0.034 \cdot \max(IMEP_{\text{reference}}) \quad (11)$$

となり、最大 IMEP の 3.4% となった。(10) 式の比例係数は、エンジンによって変わる値であり、実験により同定した。

バルブタイミングはエンジンの吸気効率に影響し、この変化によって IMEP も変化する。この変化に推定 IMEP が追従できるか調べた。

吸排それぞれのバルブタイミングのテスト条件を Table 3 に示す。これらの実験では、バルブタイミングのみ変更し、それぞれの開弁から閉弁までの期間は一定に保った。

Table 3 に示す各バルブタイミングで、筒内圧センサから計測された参照 IMEP と、クランク角センサから推定された IMEP の関係を、Fig. 17 に示す。この図をみると、バルブタイミングによって IMEP の真の値は変化するが、IMEP の推定値もこれに追従して変化していることがわかる。

5. クランク角センサ角度分解能による燃焼トルク推定性能への影響

3 章では、エンジン回転速度からの燃焼トルク推定が原理的にどこまで可能かを評価するため、角度分解能が 1° のクランク角センサを用いて、燃焼トルクの推定性能を評価した。

Fig. 17 Relation between estimated IMEP and reference IMEP, when valve timing was changed

Fig. 18 Experimental setup for evaluation of torque estimation performance using mass-production crank angle sensor

これに対し本章では、提案する燃焼トルク推定方法が、量産エンジンに装着されているクランク角センサでも実現できるかを、実機試験で検討する。Fig. 18 に示すような試験装置で検討した。クランク角センサは、 10° 間隔で歯をもち、基準位置の特定のために、一か所だけ歯が欠けていて、 30° の間隔のところがある。この出力は FPGA に読み込まれ、そこで歯の立下りからつぎの立下りまでの回転所要時間から回転速度を計算し、DA 変換して FPGA から電圧信号として出力した。回転所要時間の計測分解能は 1 MHz である。

量産型のクランク角センサと、 1° 分解能のクランク角センサとで計測したクランク軸の回転速度（それぞれ ω_{cra} , ω_{1deg} で示される速度）を Fig. 19 に示す。

(a) はエンジン回転数が 1000rpm, スロットル全開で計測されたクランク軸回転速度であるが、一度アナログ化することによるノイズが含まれるものの、おおむねクランク角 10° ごとの階段状になっている。また、クランク角 90° から 120° , 270° から 300° の間は、それぞれほぼ一定の速度となっているが、これは歯の間隔が 30° のところに相当する。また、その後の 10° では、 30° 回転する所要時間で 10° を割ったため、 ω の値がほかの区間のほぼ $1/3$ となっている。歯の間の回転所要時間が一つ前の値に比べて急激に大きくなったら、歯欠けがあったと考えて、回転所要時間で 10° ではなく 30° を割れば、角速度が $1/3$ になることを補正できる。この図では補正前の角速度を示している。

(a) Rotation speed when engine was operated at 1000rpm, full throttle

(b) Rotation speed when engine was operated at 2000rpm, full throttle

Fig. 19 Crank shaft rotation speed measured by 1 deg rotation sensor and mass-production crank angle sensor

(b) は 2000 rpm, スロットル全開におけるクランク軸回転速度であるが、1000 rpm のときに比べると振幅がだいぶ小さくなっており、S/N 比がかなり悪くなっていることが危惧される。

このようなクランク軸回転速度に、2 章で述べた燃焼トルク推定方法を適用して燃焼トルクを推定した結果を Fig. 20 に示す。

(a) は 1000 rpm でスロットル全開, (b) は 1000 rpm で $1/3$ 負荷の場合であり、それぞれ Fig. 9 の (a)(b) とエンジンの運転条件は同じである。これらを見ると、クランク角センサの分解能が 10° でも燃焼トルクの山谷が波形に正確に再現されていて、 1° の場合と比較してもそれほど燃焼トルク推定性能が劣化していないことが確認される。

この理由としては、つぎのとおり考えられる。この方法では回転速度の燃焼 4 次, すなわちクランク角 45° の成分とそれより低次の成分をフィルタリングしているため、クランク角センサを 10° から 1° にすることにより増加する情報は、フィルタで除去されてしまっているため、クランク角センサの分解能が 1° でも 10° でも、同じような燃焼トルク推定が実現できたと考えられる。

また、Fig. 20 (c) に示す、2000 rpm, スロットル全開のトルク推定結果を見ると、トルクの大まかな山の位置は一致しているが、かなり振動が目立ってくる。このことは、同じ運転条件で 1° の分解能でクランク回転速度を計測した Fig. 12 の (a) でも見られることである。この振動の周期はクランク角 45° で、2 章の推定フィルタの最高次数のものが透過させ

(a) Combustion torque when engine was operated at 1000rpm, full throttle

(b) Combustion torque when engine was operated at 1000rpm, 1/3 load

(c) Combustion torque when engine was operated at 2000rpm, full throttle

Fig. 20 Estimated and reference combustion torque when mass production crank angle sensor, whose teeth interval was 10 deg, was used

る成分と一致する。これは、2000rpmになると、とりたてて回転速度変動の振幅と、回転速度計測のノイズの振幅が、かなり近くなり、これが最もゲインの大きい燃焼4次のフィルタを通過してしまったためだと考えられる。クランク軸の回転速度計測の時間分解能を向上させるなどの方法でノイズを低減できれば、2000rpmでもより高精度に燃焼トルクが推定できるものと期待できる。

6. おわりに

クランク軸回転速度の時間変動から、エンジントルクを推定する方法を提案した。この方法は、クランク角速度をFourier級数で近似し、近似関数を微分することで、安定な微分を実現し、クランク角速度から燃焼トルクを推定するものである。また、負荷トルクや摩擦トルクの影響を、エンジンの上下死点で燃焼トルクが0になることに基いて補正する方法を提案した。

この方法で、クランク角速度から燃焼トルクが推定できることを原理的に評価するため、クランク角速度の計測分解能が 1° のエンジン試験を実施した。その結果、

(1) 1000rpmでは全負荷でも1/3負荷でもトルクの立ち上がりで推定値に振動が乗るものの、トルクの立ち上がり、ピークは正確に再現できることがわかった。また、推定トルクはトルクの気筒ばらつきにも追従できることがわかった。

(2) 推定トルクはアイドル時のトルク変動にも追従できた。

(3) 2000rpmになると、推定された燃焼トルクに振動が目立ってくるが、これはクランク軸のねじり振動や、リングギアの回転所要時間を計測するときの時間分解能の影響の影響だと考えられる。

(4) 過渡運転のトルク変動も正確に追従できた。

このトルク変動に基づいてIMEPを推定した結果、1000rpmでIMEPを1/3負荷から全負荷まで変化させたときのIMEP推定性能は、標準偏差が最大IMEPの3.4%であることがわかった。また、バルブタイミングを変化させることによるIMEPの変化にも、推定結果は追従できることが確認された。

また、量産エンジンに搭載されているクランク角センサの分解能での燃焼トルク推定性能を評価するため、 10° の分解能のクランク角センサの信号から燃焼トルクを推定したところ、クランク角センサが 1° のときの推定性能と比べて劣化が小さいことがわかった。これは、クランク角速度をFourier級数で近似する際に、最も高いクランク角分解能が 45° であり、これに比べて 10° の成分は高周波成分となるため、フィルタで除去されてしまうためである。

参 考 文 献

- 1) 古野志健男：グローバルに進む排出ガス規制強化と対応するパワートレイン技術、自動車技術、**67**-9, 6/13 (2013)
- 2) 田中、沖中、中村、本間：筒内圧力センサ付グローブプラグによる予混合圧縮着火燃焼移行時の騒音、NOx制御技術開発、JSAE Paper, 20145229 (2014)
- 3) Z. Han: Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine, SAE Paper, 960633 (1996)
- 4) Y. Shimasaki: Study on Engine management System Using In-cylinder Pressure Sensor Integrated with Spark Plug, SAE Paper, 2004-01-0519 (2004)
- 5) トヨタ自動車：新世代希薄燃焼エンジン、Press Information '92 (1992)
- 6) 於保、青野、鈴木、勝：エンジン制御モデルベース開発の先進技術、日立評論、**91**-10, 54/57 (2009)
- 7) P.M. Azzoni: Indicated and Load Torque Estimation using Crankshaft Angular Velocity Measurement, SAE Paper, 1999-01-0543 (1999)
- 8) F. Liu: An Experimental Study on Engine Dynamic Model Based In-Cylinder Pressure Estimation, SAE Paper, 2012-01-0896 (2012)
- 9) K. Tsuchiya: A Calculation Method for Indicated Mean Effective Pressure Based on Harmonic Analysis of Pressure Waveform, Int. J. of Engine Research, **4**-2, 87/101 (2003)

青 野 俊 宏 (正会員)

猿 渡 匡 行

1994 年長崎大学工学部機械システム工学科卒業。同年 (株) ユニシアジェックス入社、(株) 日立ユニシアオートモティブ、(株) 日立製作所オートモティブシステムグループを経て日立オートモティブシステムズ (株) に勤務、現在に至る。自動車エンジンの制御システム設計に従事。