複リンク式高膨張比内燃機関の振動特性*

渡 邊 生^{*1}Vibration Characteristics of an Extended Expansion Engine
Using a Multiple-Linkage SystemSei WATANABE^{*2}^{*2} Honda R&D Co., Ltd., Power Product R&D Center,
3-15-1 Senzui, Asaka-shi, Saitama, 351-0024 Japan

Vibration characteristic of an extended expansion engine which uses a multiple-linkage system was studied. A four-jointed linkage was attached between the connecting rod and the crank pin of a conventional piston-crank system. The end of the linkage rotates a half speed of the crankshaft, resulting in the piston strokes of unequal length in each revolution. The length of the expansion stroke is greater than that of the compression stroke, thereby providing an extended expansion cycle. While this system increases thermal efficiency, complicated motion of the linkage parts make additional inertia force to the whole engine system. Formulating the dynamics of linkage system and applying them to an air-cooled single-cylinder test engine, it was found that the maximum summation of inertia of test engine was 1.94 times as much as of the conventional engine with the same power. Vibration measurement test was executed under no-load firing operation and considerable correlation was achieved between calculation and measurement. As a result, because the test engine moves longer stroke in shorter time, then the acceleration and inertia force becomes larger than that of the conventional engine.

Key Words: Internal Combustion Engine, Vibration of Mechanism, Gasoline Engine, Atkinson Cycle, Multiple-Linkage System

1. 緒 言

乗用車などの移動体や小型作業機械の動力源として用いられる火花点火式内燃機関は、取り扱いの容易さや大量生産性の高さなどから幅広く利用され普及台数も多く、その熱効率向上は大きな課題である。

筆者らは、多くの燃料を消費し環境負荷も大きい高負荷運転における内燃機関の効率向上を目的として、図1および表1に示す複リンク式ピストン・クランク機構を用いた高膨張比内燃機関につき実験的研究を行ない、その機関効率の向上効果について報告した⁽¹⁾。

しかし本研究で対象とする複リンク機構の往復部の運動が従来型のピストン・クランク機構と異なること、また追加されるリンク部品に由来する慣性振動の影響が付加されることなどから、その振動特性は従来型の往復動内燃機関と大きく異なると考えられる。

複リンク式の内燃機関としては James Atkinson に よる第2号機関⁽²⁾をはじめとして近年まで多くの報告

例があるが^{(3)~(5)}その大半は可変圧縮比機関の性能に関するものであり、複リンク系の振動特性について論じた例は少ない⁽⁶⁾。

本稿では、複リンク式高膨張比エンジンを構成する各部品の運動を定式化して慣性力を算出するとともに、

Fig.1 Configuration of multiple-linkage system

* 原稿受付 2010年5月11日。

^{*1} 正員、(株)本田技術研究所汎用R&Dセンター(〒351-0024 朝霞市泉水3-15-1)、千葉大学大学院工学研究科(〒263-8522 千葉市稲毛区弥生町1-33)。

E-mail: sei.watanabe@h.rd.honda.co.jp

Table 1 Engine specifications

Engine type		Air-cooled 4 stroke OHC single-cylinder spark-ignition
Bore (mm)		64
Stroke (mm)	Intake and compression	42.1
	Expansion and exhaust	63.3
Displacement (cm ³)	Intake and compression	135
	Expansion and exhaust	204
Compression ratio		8.5
Expansion ratio		12.3
Fuel		Gasoline
Air-fuel ratio		12.5
Gross Maximum power (kW@rpm)		3.4 @ 4000

実機関の運転下における振動を従来型機関と比較し、両者の特性とその差異について報告する。

2. 複リンク系の慣性力

2・1 機関の構成と各部の加速度 本機関は通常のピストン・クランク機構のコネクティングロッドとクランクピンの間に四節リンクを挿入し、その一端をギヤを用いてクランク軸の1/2の速度で駆動することで圧縮・膨張行程を非等長とし、圧縮比よりも膨張比が大きい高膨張比エンジンを構成したものである⁽¹⁾。

クランク角度を θ_c とした場合のリンク機構の位置に関する状態量は、図2で与えられるリンク系の寸法を用いて式(1)～(5)により表される。

$$x = l_4 \cos \phi_4 + l_2 \sin(\phi_1 + \alpha) + r_c \cos \theta_c \quad (1)$$

$$l_4 \sin \phi_4 + \delta = l_2 \cos(\phi_1 + \alpha) + r_c \sin \theta_c \quad (2)$$

$$l_5 - r_c \cos \theta_c + r_p \sin(\theta_p + \gamma) = l_1 \cos \phi_1 + l_3 \cos \phi_3 \quad (3)$$

$$l_6 + r_p \cos(\theta_p + \gamma) + l_3 \sin \phi_3 = l_1 \sin \phi_1 + r_c \cos \theta_c \quad (4)$$

$$\theta_p = -\frac{1}{2}\theta_c + \gamma \quad (5)$$

(1)～(5)式を時間に関して二階微分した式(6)～(10)式の連立解より、各部品の加速度が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} + l_4 \left(\frac{d\phi_4}{dt} \right)^2 \cos \phi_4 + l_4 \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} \sin \phi_4 \\ = -l_2 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \cos(\phi_1 + \alpha) + l_2 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \sin(\phi_1 + \alpha) \\ + r_c \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} \sin \theta_c - r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \cos \theta_c \end{aligned} \quad (6)$$

Fig.2(a) Configuration dimensions

Fig.2(b) Characteristic state quantities

$$\begin{aligned} -l_4 \left(\frac{d\phi_4}{dt} \right)^2 \sin \phi_4 + l_4 \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} \cos \phi_4 \\ = -l_2 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \cos(\phi_1 + \alpha) - l_2 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \sin(\phi_1 + \alpha) \\ + r_c \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} \cos \theta_c - r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \sin \theta_c \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} r_c \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} \sin \theta_c + r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \cos \theta_c \\ + r_p \left(\frac{d\theta_p}{dt} \right)^2 \cos(\theta_p + \gamma) - r_p \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} \cos(\theta_p + \gamma) \\ = -l_1 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \cos \phi_1 - l_1 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \sin \phi_1 \\ - l_3 \left(\frac{d\phi_3}{dt} \right)^2 \sin \phi_3 - l_3 \frac{d^2 \phi_3}{dt^2} \sin \phi_3 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned}
 & -r_p \left(\frac{d\theta_p}{dt} \right)^2 \cos(\theta_p + \gamma) - r_p \frac{d^2\theta_p}{dt^2} \sin(\theta_p + \gamma) \\
 & -l_3 \left(\frac{d\phi_3}{dt} \right)^2 \sin\phi_3 + l_3 \frac{d^2\phi_3}{dt^2} \cos\phi_3 \\
 & = -l_1 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \sin\phi_1 + l_1 \frac{d^2\phi_1}{dt^2} \cos\phi_1 \\
 & + r_c \frac{d^2\theta_c}{dt^2} \sin\theta_c - r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \cos\theta_c \quad (9)
 \end{aligned}$$

$$\frac{d^2\theta_p}{dt^2} = -\frac{1}{2} \frac{d^2\theta_c}{dt^2} \quad (10)$$

2・2 各部の慣性力 複リンク系をその結節点に集中する等価質量からなる質点系とみなすことで、系全体の慣性力の定式化を試みる^⑦。各部品、質量、重心位置および結節点への距離を用いて等価質量を算出し、これを表2に示す6点の集中質量に配分する。図3に示すトリゴナルリンクに関しては、下式により配分を定める。

$$m_{T2} = \frac{m_T l_3 l_4}{L} \quad (11)$$

$$m_{T3} = \frac{m_T l_4 l_2}{L} \quad (12)$$

$$m_{T2} = \frac{m_T l_3 l_4}{L} \quad (13)$$

$$L = l_2 l_3 + l_3 l_4 + l_4 l_2 \quad (14)$$

なお、式中の m_T はトリゴナルリンクの質量を表す。

これら質点の相当質量および、先に求めた各部品の加速度を乗算すれば、各質点に作用する慣性力がクランク角度に対する関数として、下記のように表される。

$$\begin{aligned}
 Fix_k(\theta) &= -m_k \cdot Ax_k \\
 Fiy_k(\theta) &= -m_k \cdot Ay_k \quad (15)
 \end{aligned}$$

また、その大きさは、下式にて与えられる。

$$Fi_k(\theta) = \sqrt{Fix_k(\theta)^2 + Fiy_k(\theta)^2} \quad (16)$$

2・3 総和慣性力 系全体の振動特性を評価する指標として、下記の総和慣性力および最大総和慣性力の値を用いる。総和慣性力は、任意のクランク角度において、式(10)で与えられる各質点の慣性力を、成分ごとに系全体に対して加算したもので、下式の成分をもつベクトル量である。

Table 2 Equivalent mass of linkage system

Equivalent mass	Mass of component parts	Corresponding mass
m1	Piston, Piston ring, Piston pin	Connecting rod (small end)
m2	Connecting rod pin	Connecting rod (big end)
m3	Crank pin	Trigonal link (m_{T2})
m4	Swing rod pin	Trigonal link (m_{T4})
m5	Eccentric shaft pin	Swing rod (big end)
m6	Crankshaft counter weight	

$$Fix(\theta) = \sum_k Fix_k(\theta) \quad (17)$$

$$Fiy(\theta) = \sum_k Fiy_k(\theta)$$

また、その大きさは下式で与えられる。

$$Fi(\theta) = \sqrt{Fix(\theta)^2 + Fiy(\theta)^2} \quad (18)$$

総和慣性力は、エンジン回転数、系の寸法および各部品の質量によって決まり、クランク角度に対する変化を解析することで、系に生じる慣性加振力の大きさや特性を従来型機関も含めて簡便に評価することができる。

なお、以下の慣性力の算出においてクランク軸のカウンタウエイトの重心位置は、1サイクル中における $Fi(\theta)$ の最大値である最大総和慣性力が最小となる角度位置に設定して算出を行った。

3. 従来型機関との振動特性比較

3・1 慣性力特性 複リンク式高膨張比エンジンの振動特性を明らかにするため、その総和慣性力を従

Fig.3 Equivalent mass of trigonal link

Table 3 Specifications of compared conventional engine

Engine type	Air-cooled 4 stroke OHV single-cylinder spark-ignition
Bore (mm)	68
Stroke (mm)	45
Displacement (cm ³)	163
Compression ratio	8.5
Fuel	Gasoline
Gross Maximum power (kW@rpm)	3.4 @ 4000

来型機関と併せて算出し比較する。複リンク式機関としては表 1 に記した供試機関を用い、比較対照する機関として表 3 に示す同等の全開出力を有する従来型機関を用いるものとする。

図 4 (a) および図 4 (b) は、3000 回転毎分で運転される両機関に対し、式 (17) で与えられる $F_x(\theta)$ 、 $F_y(\theta)$ をクランク角度ごとにプロットしたローカル曲線図[®]で、1 サイクルにわたる総和慣性力ベクトルの軌跡を示したものである。白抜きの点は 1 サイクル中の各上下死点位置を表し、白抜きの矢印は慣性力変化の向きを示す。従来型機関が左右対称で簡潔な曲線を描くのに対し、供試機関は複数箇所で交差する複雑な曲線を描く。これは、従来型機関が 1 サイクル間に二度同じ曲線上をトレースするのに対し、供試機関は一回転おきに行程長や各部の速度が異なるため慣性力の方向・大きさも異なり、同じ軌跡には重ならないことによる。

供試機関の軌跡がクランク軸中心に対して右側の領域で大きな値となるのは、シリンダ軸がオフセットしているため往復部がクランク軸中心の右側で運動すること、逆に左側では偏心軸の回転に伴うリンク部品の運動が主であり、偏心軸の回転数はクランク軸に対して 1/2 に減速されていることから、そこに生ずる慣性力が小さいためと考えられる。

図中に最大総和慣性力ベクトルの方向および大きさを示す。複リンク式機関の最大総和慣性力は従来型機関の 1.94 倍と算出され、慣性振動の大幅な悪化が予測された。

3・2 機関運転試験 上記計算による慣性振動特性を確認するため、図 5 に示す供試機関の運転試験を行い、従来型機関と比較した。エンジン負荷によるクランク軸の駆動トルク反力の影響を抑止し慣性力影響を取り出すため無負荷運転とし、機関回転数は計算条件と同様の毎分 3000 回転で一定とした。外的な拘束力によるエンジン挙動の変化を無くすため、機関単体を

Fig.4(a) Local curve of test engine

Fig.4(b) Local curve of conventional engine

Fig.5 Operated extended expansion engine

Fig.6(a) Total inertia force of test engine

Fig.6(b) Total inertia force of conventional engine

ラバーを介して懸架したいわゆるフリーフリーの条件下でファイリング運転を行い、シリンダ部に装着した圧電素子式の3軸加速度計を用いて加速度を計測した。

上記により得られた各方向成分の加速度を用いて算出した慣性加振力の大きさを先出の式(18)による計算結果と併せて図6に示す。実測結果をみると従来型機関の加速度が1回転すなわち0.02秒毎にほぼ周期的に変化するのに対し、供試機関は2回転1サイクル周期の変化となっている。また、供試機関の膨張行程に

Fig.7 Acceleration of reciprocating part

Table 4 Acceleration peak for each stroke

operated at 3000rpm		Conventional	Extended expansion
around Intake BDC	θ [deg.ATDC]	-180.0	-195.9
	Ax_1 [m/s ²]	1626	2925.6
around Compression TDC	θ [deg.ATDC]	0.0	63.2
	Ax_1 [m/s ²]	2815	2322.6
around Expansion BDC	θ [deg.ATDC]	180.0	149.6
	Ax_1 [m/s ²]	1626	4449.7
around Overlap TDC	θ [deg.ATDC]	360.0	347.0
	Ax_1 [m/s ²]	2815	2300.6

は実際に大きな慣性力のピークが生じており、この慣性力が系全体の振動に影響していることが示された。これら計算値と実測値は、ピーク値の大きさなどに若干の差異がみられるものの、行程ごとの値の増減傾向は概ね一致しており、先の質点系による慣性力計算にみられる両機関の振動の差異が、実際の運転時にも生じていることが確認できた。

3・3 複リンク式機関の振動特性

上記の結果をもとに、本研究が対象とする複リンク式高膨張比機関の振動特性について考察する。図6(a)より明らかなように供試機関の慣性力は膨張行程中に最大となるが、これは高膨張比機関である本機関の膨張行程長が、他行程に比べ長いことによると考えられる。毎分3000回転における往復部加速度を計算した値について、その時間変化を図7に、各行程における最大振幅を表4に示す。行程長の短い圧縮行程中の最大値は2323m/s²で従来型機関よりも小さいのに対し、膨張行程中の最大加速度は4450m/s²と、圧縮行程の1.92倍に達し、従来型の2.74倍ときわめて過大となっている。しかし同じ行程長をもつ排気行程中の最大値は2301m/s²と圧縮行程とほぼ同じ値にとどまり、必ずしも行程長の長さが加速度の増大を招いているのではないことがわかる。

両機関の行程長および所要期間をクランク角度で比較したものを表5に記す。従来型機関では全ての行程がクランク角度で180°を要するのに対し、本機関

Table 5 Length and term of each stroke

	Stroke	Stroke length	Stroke term [deg.CA]
Conventional	All	45	180
Extended expansion	Intake	42.10	168.5
	Compression		181.2
	Expansion	63.30	173.4
	Exhaust		196.9

の上下死点は不等間隔であり行程中のクランク角度は 180° と一致しない。本供試機関の膨張行程期間はクランク角度で 173.4° にすぎず、このため往復部は短時間で長い行程長を運動することとなり、その結果、膨張行程の往復部加速度ならびに往復部慣性力が過大になった。他方、排気行程には 196.9° と 180° を超えるクランク角度が与えられており、そのため膨張行程と同じ行程長を運動しつつも、往復部加速度が抑制されたものと考えられる。

このことは、上下死点が不等間隔となる複リンク系にあっては、上述のように行程長の長い行程に長いクランク角度を与える設計も可能であることを意味しており、そのような適切なリンク系の設計ができれば、非等長な行程長をもつ本形式の高膨張比機関においても系の振動低減が可能であるということが示唆される。

4. 結 言

機関効率向上を可能とする複リンク式高膨張比内燃機関の振動特性について研究を行い、以下の結果を得た。

(1) 圧縮比 8.5、膨張比 12.3 の複リンク式高膨張比内燃機関の慣性力を、リンク結節点に等価質点系を定義することにより定式化して算出した。系全体の振動の大きさを表す最大総和慣性力は、同一回転数での運転のもとで、同じ最大出力を有する従来型機関に比べ 1.94 倍と計算された。

(2) 供試機関を無負荷運転して振動測定を行い、その加振力を質点系による計算結果と比較した。両者はほぼ良好な相関を示し、上記の計算手法が妥当であることが示された。

(3) 本機関の膨張行程における過大な慣性力は、 180° よりも短いクランク角度で長い膨張行程を運動する往復部による慣性力に起因する。上下死点が不等間隔となる複リンク式レシプロ機関においては、長い行程長に長い行程期間を付与するなど、適切なリンク設計が必要であることが示唆された。

謝 辞

本論文をまとめるにあたり、ご指導をいただきました千葉大学 工学研究科 森吉泰生教授に御礼申し上げます。

文 献

- (1) Watanabe, S., Kono S., Koga, H.: An extended expansion stroke using multiple linkage system in general purpose engine, *COMODIA*, OS-A3, (2008)
- (2) Atkinson, J.: "Gas Engine", US-PAT No.336, 505, (1886)
- (3) Bollig, C., Marckwardt, H., Yapici, K.I.: Kurbeltrieb fuer variable Verdichtung, *MTZ* 58, pp.706-711, (1997)
- (4) Moteki, K., Aoyama, S., Ushijima, K., Hiyoshi, R., Takemura, S., Fujimoto, H., Arai, T.: A Study of a Variable Compression Ratio System with a Multi-Link Mechanism, *SAE Paper* 2003-01-0921, (2003)
- (5) Kentfield, J. A. C.: A Simple Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke, Engine, *SAE Paper* 932874, (1993)
- (6) Pouliot, H.N., Delameter, W.R., Robinson, C.W.: A Variable-Displacement Spark-Ignition Engine, *SAE Paper* 770114, (1977)
- (7) Takahashi, N., Aoyama, S., Moteki, K., Hiyoshi, R.: A Study Concerning the Noise and Vibration Characteristics of an Engine with Multiple-Link Variable Compression Ratio Mechanism, *SAE paper* 2005-01-1134
- (8) Basshuysen, R.V., Schaefer, F.: *Modern Engine Technology from A to Z*, SAE International, pp.181-182, (2006)