

複リンク式高膨張比エンジンにおける 慣性力の特徴とその低減

Research on Inertia Force Characteristics and Its Reduction in Extended Expansion Linkage Engine

直 江 学*
Gaku NAOE

徳 備 広 太*
Kota TOKUBI

渡 邊 生*
Sei WATANABE

要 旨

汎用エンジンの熱効率向上のため、圧縮比よりも膨張比を高める高膨張比サイクルを実現する機構として、複リンク機構を用いた高膨張比エンジン (EXlink エンジン) の研究をおこなった。試作した初期型 EXlink エンジンは同出力の従来型エンジンに対して汎用 EPA モード燃費が 13% 向上したものの、主運動部より生じる慣性力の最大値は従来型エンジンに対し 93% 増加した。これは初期型 EXlink エンジンの膨張行程中の最大ピストン加速度が、従来型エンジンに対し 2.7 倍であったことによる。

慣性力を低減するため、最大ピストン加速度を抑えた新たなリンク配置を検討した。膨張・排気行程にクランク角度を長く付与するリンクを構成することで、ピストン加速度が平滑化され、慣性力を低減できる。新設計のリンク配置では初期のリンク配置に対し計算上の最大ピストン加速度は 42%、慣性力の最大値は 61% 低減され、また実機試験においても所期の振動低減効果が確認された。

ABSTRACT

An extended expansion engine (EXlink engine) using a multiple linkage system was studied as a system that realizes an extended expansion thermal cycle that raises the expansion ratio higher than the compression ratio in order to enhance the thermal efficiency of a general-purpose engine. An initial prototype EXlink engine increased the EPA exhaust emission control operating mode fuel economy by 13% compared to a conventional engine with the same output, but the maximum value of the inertia force produced by the multiple linkage system also increased by 93% compared to the conventional engine. This is because the maximum piston acceleration during the expansion stroke of the initial EXlink engine is 2.7 times that of the conventional engine.

A new linkage layout that controls the maximum piston acceleration was investigated to reduce the inertia force. By using a linkage configuration that allots a longer crank angle to the expansion and exhaust strokes, the piston acceleration is smoothed, enabling reduction of the inertia force. Compared to the initial linkage layout, the newly designed linkage layout reduced the calculated maximum piston acceleration by 42% and the calculated maximum inertia force value by 61%, and the expected vibration reduction effects were also confirmed in actual engine tests.

1. はじめに

農業用あるいは建設機械に搭載される小型汎用エンジンは、作業負荷に応じた出力のエンジンが搭載されるため、中高負荷で使用されることが多い。地球温暖化や化石燃料の枯渇への懸念が高まる中、これら小型汎用エンジンの熱効率向上が求められている。しかし、小型汎用エンジンの多くは空冷であり、定置状態で使用されるため、圧縮比の増加はノッキングの発生を招き、単純な圧縮比増加による熱効率向上には限界がある。

筆者らは、小型汎用ガソリンエンジンの熱効率を向上する手法として、膨張比が圧縮比を上まわる高膨張比サイクル (アトキンソン・サイクル) に着目した。これを実現する手法として、Fig. 1 に示す複リンク系を用いたピストン機

* 汎用 R&D センター

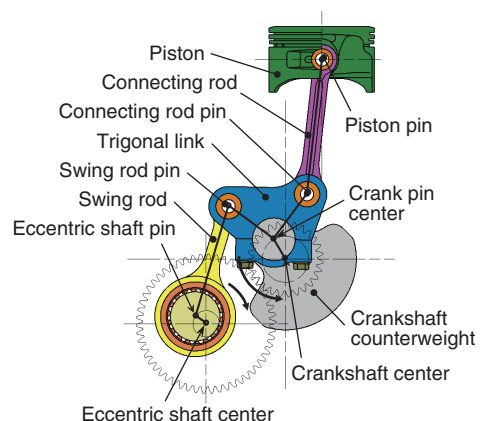


Fig. 1 Extended expansion linkage system (EXlink)

構 (EXlink) を利用することを提案した⁽¹⁾。本機構は Fig. 2 に示すように、吸気・圧縮行程長よりも膨張・排気行程長を長く設定することで、高膨張比サイクルを実現する。実際に試作したエンジンの運転試験によれば、EXlink エンジンのフリクションは従来型エンジンと同等であり、汎用 EPA エミッション規制モード⁽²⁾における燃費は従来型エンジンに対し 13% 向上した⁽³⁾。しかしながら初期型 EXlink エンジンの運転試験において、慣性加振力に由来する振動が、従来型エンジンに対し大きくなることが明らかになった。これは EXlink エンジンの機構が従来型エンジンと大きく異なることによる。

近年、四輪、二輪に限らず小型汎用エンジンを搭載した作業機械においても、エンジンの振動の低減に対するユーザの要望が高まっており、それを受けて作業機械の振動に関する規制が各国で試行されている⁽⁴⁾。よって EXlink エンジン実用化にあたり、エンジン振動の低減は重要な技術課題である。本稿では、新たなリンク配置による慣性加振力低減の方向性を数値計算によって示し、また実機運転試験によりその効果を検証する。

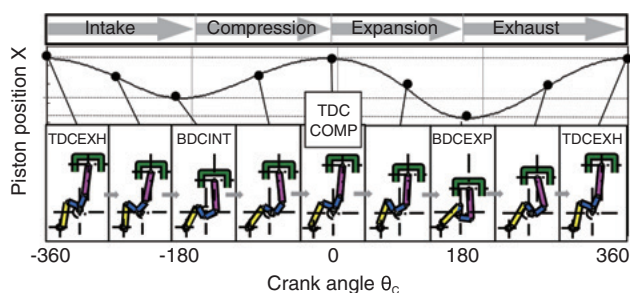


Fig. 2 Piston movement through one cycle

2. 慣性加振力の特性

2.1. 複リンク機構の動特性

本章では、複リンク式高膨張比エンジンの系全体の動特性を検討するために、これを構成する各部品の加速度および慣性力を定式化する。Fig. 3 に複リンク系の主要寸法を、Table 1 に先報⁽³⁾で提案した初期型 EXlink エンジンおよび比較用の従来型エンジンの諸元を示す。複リンク系の各部の状態量は、クランク角度を θ_c として次式で表される⁽¹⁾。

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

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

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

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

$$\theta_p = \eta \theta_c + \gamma \quad (5)$$

Table 1 Engine specifications

			EXlink engine	Conventional engine
Engine type			Air cooled, 4 stroke, single cylinder, horizontal shaft	
Bore		[mm]	64	68
Stroke	Intake /Compression	[mm]	42.1	45
	Expansion /Exhaust	[mm]	63.3	
Displacement	Intake /Compression	[cm³]	135.4	163.4
	Expansion /Exhaust	[cm³]	203.6	
Compression ratio			8.5	8.5
Expansion ratio			12.3	
Fuel			Gasoline	
Maximum power		[kW]	3.2	3.1
Valve mechanism			OHC	OHV

式 (5) はクランク軸によるエキセントリック軸の駆動を表し、ギヤによる 1/2 減速駆動では $\eta = -1/2$ を与える。これにより、クランク軸およびエキセントリック軸間に $\theta_c = 720^\circ$ を周期とする位相差が付与され、ピストン動作に各行程ごとの行程長差が生じる。適切な初期位相差 γ を

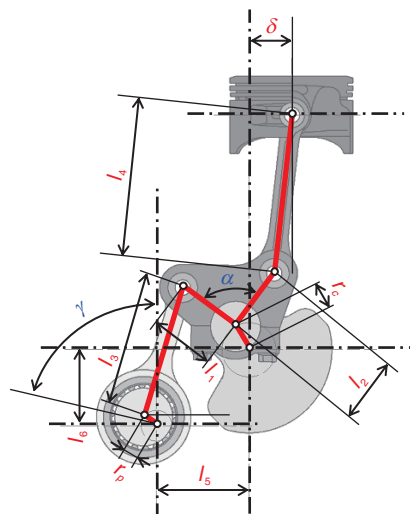


Fig. 3(a) Dimensional parameters of multiple linkage system

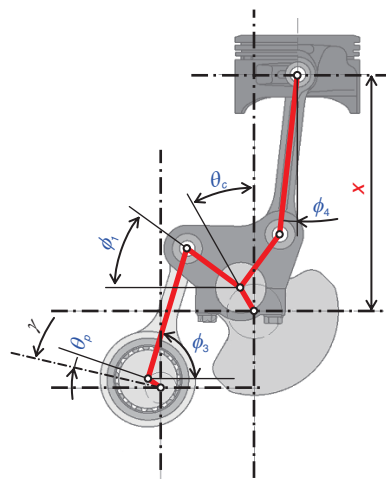


Fig. 3(b) Characteristic state quantities of multiple linkage system

Table 2 Equivalent mass of linkage system

Equivalent mass	Mass of component parts	Corresponding mass
m_1	Piston, Piston ring, Piston pin	Connecting rod (small end)
m_2	Connecting rod pin	Connecting rod (big end)
m_3	Crank pin	Trigonal link (m_{T3})
m_4	Swing rod pin	Trigonal link (m_{T4})
m_5	Eccentric shaft pin	Swing rod (big end)
m_6	Crankshaft counter weight	

与えることで圧縮上死点と吸排気上死点のピストン位置を同じとし、吸気・圧縮行程長よりも膨張・排気行程長が長く、圧縮比よりも膨張比が大きい高膨張比サイクルを得ることができる。

複リンクの各構成部品の加速度は、上の式 (1) – (4) を時間に関して二階微分して得られる、下記の関係式を解くことにより求めることができる。

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

$$\begin{aligned} & r_c \frac{d^2 \theta_c}{dt^2} \sin \theta_c + r_c \left(\frac{d\theta_c}{dt} \right)^2 \cos \theta_c \\ &+ r_p \left(\frac{d\theta_p}{dt} \right)^2 \cos(\theta_p + \gamma) - r_p \frac{d^2 \theta_p}{dt^2} \cos(\theta_p + \gamma) \\ &= -l_1 \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right)^2 \cos \phi_1 - l_1 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \sin \phi_1 \\ &- l_3 \left(\frac{d\phi_3}{dt} \right)^2 \sin \phi_3 - l_3 \frac{d^2 \phi_3}{dt^2} \sin \phi_3 \end{aligned} \quad (7)$$

次に、複リンク系に作用する慣性力を評価する。対象の複リンク系全体を、複数の集中質量からなる系とみなすことで、系全体の慣性力を定式化する⁽⁵⁾。複リンク系を構成する各部品の重心位置および結節点への距離から、各部品の結節点における相当質量が算出でき、これを Fig. 4 および Table 2 に示す 6 点の集中質量に配分する。

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ることで、各質点に作用する慣性力は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。

$$\begin{aligned} Fix_k(\theta) &= -m_k \cdot Ax_k \\ Fiy_k(\theta) &= -m_k \cdot Ay_k \end{aligned} \quad (8)$$

また、その大きさは、次式にて与えられる。

$$Fi_k(\theta) = \sqrt{Fix_k(\theta)^2 + Fiy_k(\theta)^2} \quad (9)$$

以上により、複リンク系の動特性についての定式化が得られた。

2.2. 慣性加振力の特徴

系全体の慣性加振力の特徴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。

$$\begin{aligned} Fix(\theta) &= \sum_k Fix_k(\theta) \\ Fiy(\theta) &= \sum_k Fiy_k(\theta) \end{aligned} \quad (10)$$

また、その大きさは下式で与えられる。

$$Fi(\theta) = \sqrt{Fix(\theta)^2 + Fiy(\theta)^2} \quad (11)$$

1 サイクル (720 degCA) 中における、 $Fi(\theta)$ の最大値を最大総和慣性力と呼ぶ。

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簡便に評価することができる。この値は従来型エンジンのピストン・クランク系に対しても定義することができる。

特性の比較に用いる従来型エンジンのカウンタウェイトは、上記の最大総和慣性力が計算上最小になる質量とした。供試エンジンにおいて、Fig. 5 で与えられるカウンタ

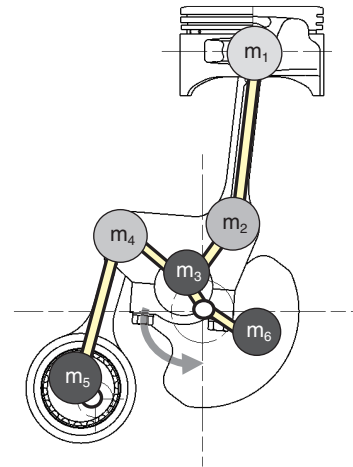


Fig. 4 Equivalent mass system

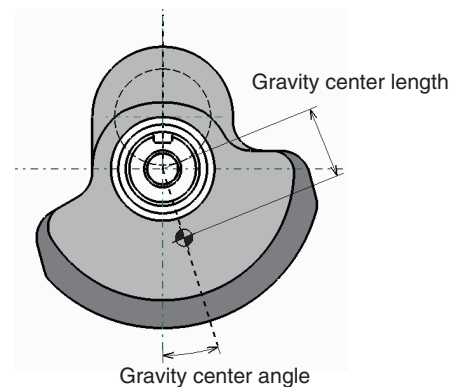


Fig. 5 Crankshaft gravity center position

ウェイト諸元を変化させた場合の最大総和慣性力の大きさを等高線に示し、Fig. 6に示す。供試エンジンのカウンタウェイトは、最大総和慣性力が計算上最小となる質量およびウェイト重心の位相とした。

Fig. 7は、クランク角に対する総和慣性力ベクトルを、クランク軸中心を原点とするベクトルで表わし、その先端の軌跡 (Local curve)を示したものである⁽⁶⁾。なお、エンジン回転数は、汎用エンジンで使用される頻度の高い3000 rpmとした。この図によると、供試エンジンの軌跡は、従来型エンジンに対し大きく異なる形状となると共に、最大総和慣性力は93%増加する結果となった。

次に、式(10)で与えられる供試エンジンの F_x (シリンダ軸)方向慣性力成分をクランク軸の回転数についてFFT分析し、Fig. 8の結果を得た。供試エンジンは従来のピストン・クランク機構では発生しない、クランク軸回転数に対する0.5次およびその倍数次数の慣性力成分を発生する。これは吸気・圧縮行程長と膨張・排気行程長が異なるため、

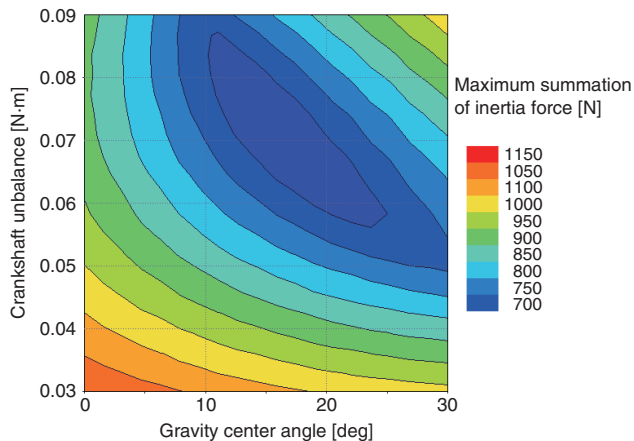


Fig. 6 Specification of counter weight and maximum summation of inertia force

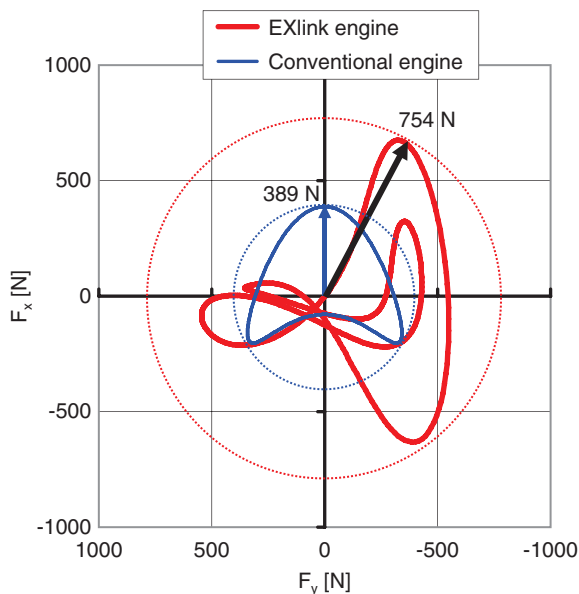


Fig. 7 Local curve

クランク軸2回転周期の慣性力成分が発生するためである。また、従来型エンジンに対し一次成分の低減がみられるものの、二次以降の高次成分のために、最大総和慣性力が増加することがわかった。このような特性は回転バランスなどの効果が得られにくくなるため、主要な次数に集約する方が望ましいと考えられる。

Fig. 9に、 F_x 方向総和慣性力から、2.5次以上の成分を質点ごとに分解し、高次の慣性力が高まるタイミングを分析した結果を示す。膨張行程から排気行程にかけて、三つの極大値および極小値が存在し、いずれも往復部慣性質量 m_1 の寄与が高いことがわかる。これはFig. 10に示す供試エンジンのピストン加速度がATDC90 degCA以降で急激に変化すること、および最大値が従来型エンジンの2.7倍となることが要因と推測される。供試エンジンのピストン加速度が過大となる理由として、複リンク機構の上下死点間隔が必ずしも180 degCAとはならず、非等長であることが挙げられる。供試エンジンの膨張行程期間は173 degCAであり、従来型エンジンの180 degCAに対し7 degCA短い。したがって供試エンジンでは、長い膨張行程長を短時間でピストンが移動することとなり、この結果最大加速度が大きくなるものと考えられる。

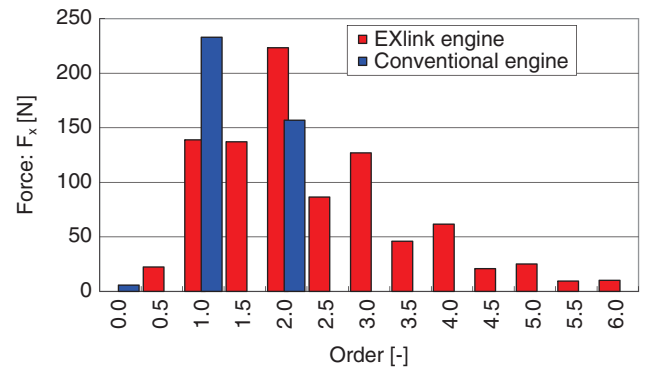


Fig. 8 FFT Analysis result (F_x)

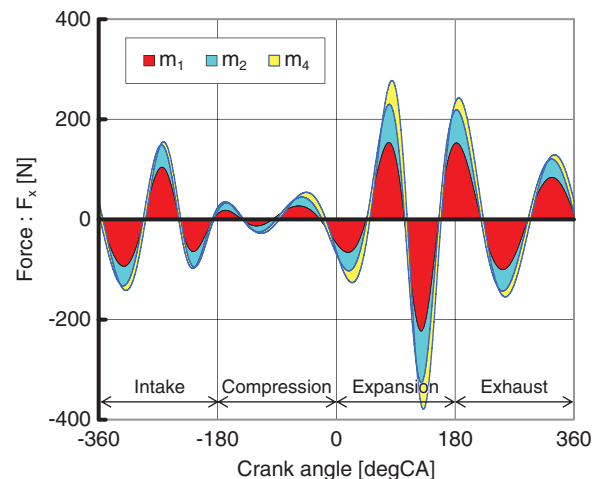


Fig. 9 Summation of inertia force for 2.5 th and higher orders (F_x)

この他、コンロッド大端部にあたる質点 m_2 の寄与も比較的高い。Fig. 11 に示すように、コンロッド大端部の運動軌跡は、シリンダ軸方向に長い長円形となる。このためピストンおよびコンロッドは、いずれもシリンダ軸方向の往復運動が主体となる。よって、 m_1 、 m_2 から発生する慣性力は、ピストンの加速度の影響が大きいと考えられる。

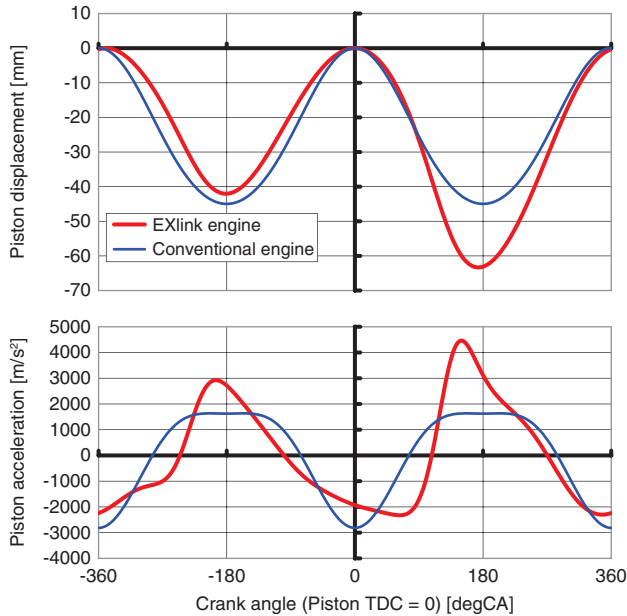


Fig. 10 Piston acceleration and displacement

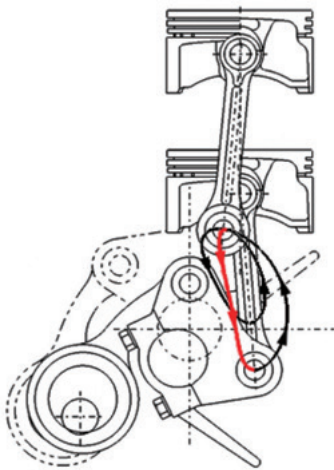


Fig. 11 Connecting rod behavior

3. 慣性加振力の低減

3.1. 新リンク配置によるピストン加速度の低減

我々は、先述した複リンク機構の上下死点間隔が非等長であることを利用して、ストロークの長い膨張・排気行程に、より長いクランク角度を付与することにより、ピストン加速度を低減することが可能ではないかと考えた。

Table 3 New and former linkage engine specifications

			Newly designed linkage engine		Former designed linkage engine
Maximum piston acceleration		[m/s²]	2575	-42%	4460
Maximum summation of inertia force		[N]	293	-61%	754
Expansion stroke term		[degCA]	190	10%	173
Bore		[mm]	64		
Stroke	Intake /Compression	[mm]	38.8	-8%	42.1
	Expansion /Exhaust	[mm]	55.7	-12%	63.3
Compression ratio			8.5	-	8.5
Expansion ratio			11.8	-4%	12.3

Fig. 12, Table 3 に、新設計されたリンク配置を示す。振動低減を目的としたこのリンク配置は、初期のリンク配置に対し吸気・圧縮行程長を -8%、膨張・排気行程長を -12% と、各行程長を短縮するとともに、行程長の長い膨張行程のクランク角度を 17 degCA 延伸し 190 degCA とした。3000 rpm における計算上のピストン加速度を Fig. 13 に示す。最大加速度は 2575 m/s² となり、初期のリンク配置に対し 42% 低減された。また、各行程におけるピストン加速度のピーク値の差異も抑制されており、行程ごとの往復部加速度が平滑化されていることがわかる。

新設計のリンク配置の総和慣性力を初期のリンク配置と比較し、Fig. 14 に示す。最大総和慣性力は 293 N となり、初期のリンク配置に対し 61% 低減された。総和慣性力のシリンダ軸方向成分 F_x を FFT 分析した結果を Fig. 15 に示す。新設計のリンク配置では初期のリンク配置のような膨張行程中の急激な加速度変化が解消されているため、二次以上の高次成分が低減されることがわかった。

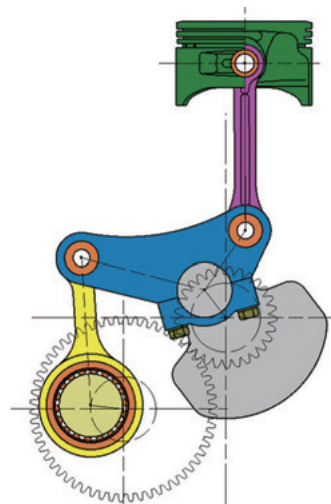


Fig. 12 Newly designed linkage system

3.2. 実機運転試験による効果検証

新設計のリンク配置による振動低減を確認するために、実機運転による振動を測定した。試験は、Fig. 16 に示すエンジンを、ラバーで介してつり上げる Free-Free 条件、無負荷運転とし、エンジン回転数は計算条件と同様の 3000 rpm とした。エンジン加速度の計測箇所は、Fig. 16 に示すように、エンジンの取り付け部に加速度センサを配置し、シリンダ軸方向成分を代表値とした。計測時間は 10 秒とし、クランク軸回転数に対する次数成分を FFT 分析により算出した。

実機運転試験結果を、Fig. 17 に示す。新設計のリンク配置における 1 次以上の成分の加速度は、初期のリンク配置に対しすべて減少し、オーバオール値では 43.5% 低減した。

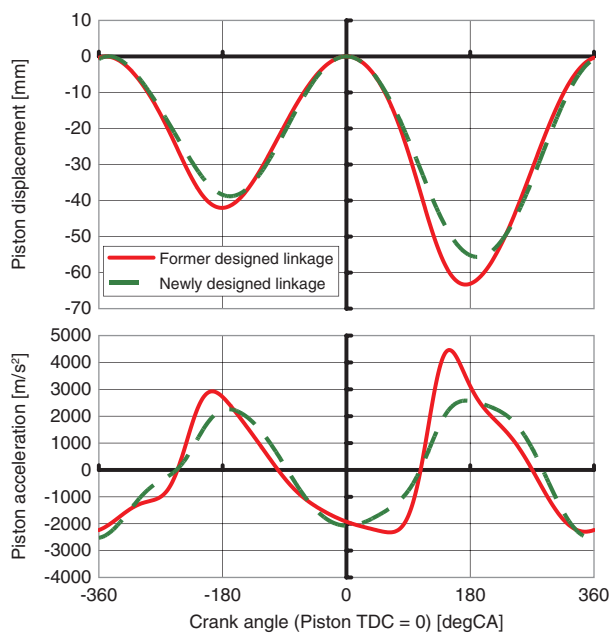


Fig. 13 Piston acceleration and displacement (New and former linkage system)

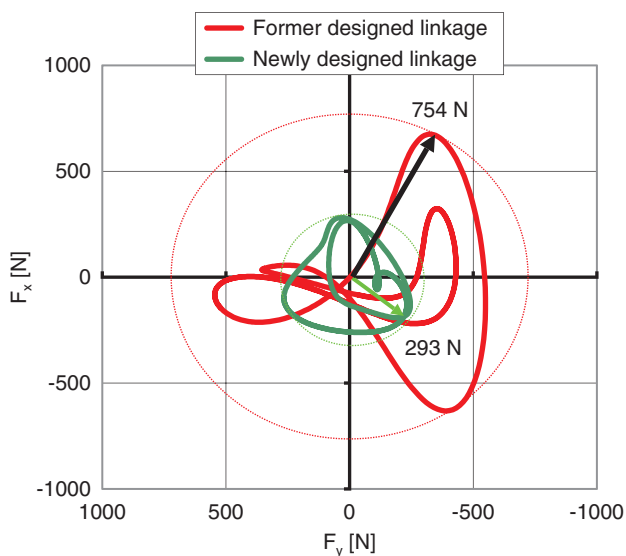


Fig. 14 Local curve (New and former linkage system)

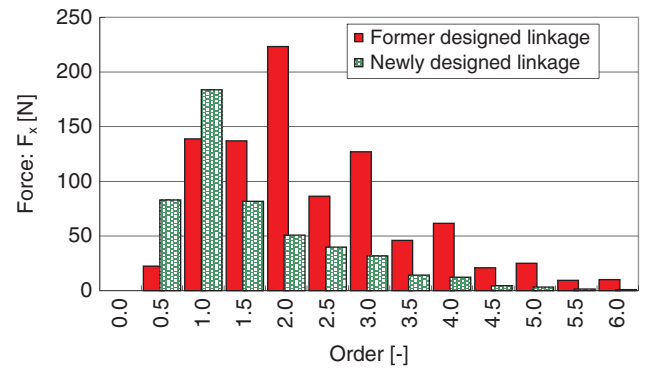


Fig. 15 Frequency characteristics

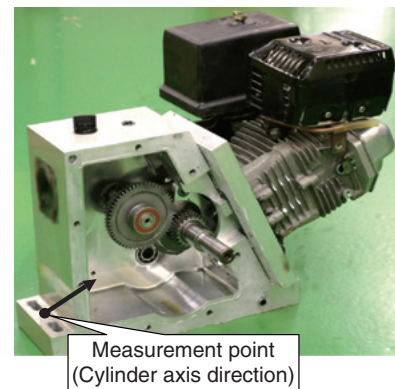


Fig. 16 Acceleration measurement point

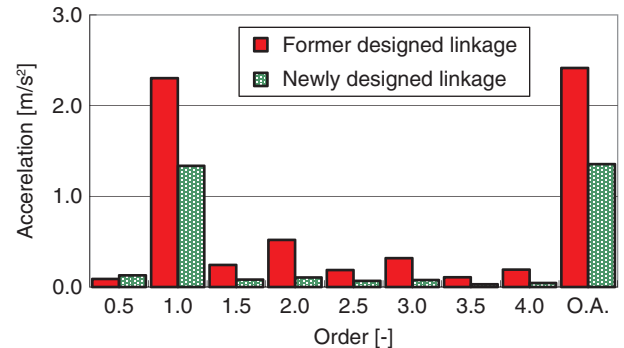


Fig. 17 Measurement results

4. 結論

複リンク式高膨張比エンジンの慣性加振力特性およびその低減手法について、以下の結論を得た。

- (1) 初期設計型の複リンク式高膨張比エンジンの最大総和慣性力は、同等出力の従来型エンジンに対し 93% 増加した。これは長い行程長をもつ膨張行程期間のクランク角度が 173 degCA と短く、膨張行程時の最大ピストン加速度が 2.7 倍となることによる。
- (2) ストロークの長い膨張・排気行程に対し、より長いクランク角度を付与することにより、計算上のピストン加速度の最大値を抑制し、行程ごとの加速度変化を平

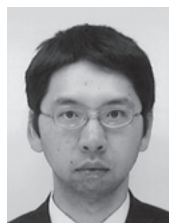
滑化することが可能である。

- (3) 上述の指針に基づき膨張行程の期間を 190 degCA とした新設計のリンク配置によれば、初期のリンク配置に対し計算上の最大ピストン加速度を 42%，最大総和慣性力を 61% 低減することができる。
- (4) 新設計のリンク配置による複リンク式高膨張比エンジンを試作し、実機運転をおこなった。シリンダ軸方向の加速度成分は初期のリンク配置に対し 43.5% の低減となり、上述の指針に基づくリンク設計が、振動低減につながる有効な手法であることを証した。

参考文献

- (1) 渡辺生，河野昌平，倉田真秀，古賀響：汎用高膨張エンジンの研究 ―複リンク機構の理論と熱効率の向上―，Honda R&D Technical Review, Vol.18, No.1, p.81-87
- (2) Environmental Protection Agency: Title 40 CFR, Part 90, Subpart E, p.219-247(2000)
- (3) 古賀響，渡辺生：汎用高膨張比エンジンの研究 第二報 ―熱発生と正味性能―，Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.52-58
- (4) 2002/44/EC, Official Journal of the European Communities: L177/13
- (5) Naoe, G., Watanabe, S.: Research on Extended Expansion General-Purpose Engine -Characteristic of Vibration-, SAE Paper, 2008-32-0012(2008)
- (6) Basshuysen, R. V., et al; Modern Engine technology from A to Z, SAE International p.42(2007)

■ 著 者 ■



直 江 学



徳 備 広 太



渡 邊 生