

## 実働状態でのクランク軸の振動メカニズムの解明\* (非線形な油膜特性を考慮した時刻歴応答解析による振動挙動の可視化)

針生 暢祐\*<sup>1</sup>, 西田 公至\*<sup>2</sup>, 齊当 建一\*<sup>2</sup>

### A Study of Crankshaft Vibration Mechanism in Operation (Visualization of the Vibration Mechanism by means of Time History Response Analysis in Consideration of Nonlinearity of Oil film)

Nobuhiro HARIU\*<sup>3</sup>, Kohshi NISHIDA and Ken-ichi SAITOH

\*<sup>3</sup> Isuzu Motors Limited, Hokkaido Engineering Center Eniwa, RB Park,  
3-1-1 Megumino-kita, Eniwa-shi, Hokkaido, 061-1374 Japan

The vibration behavior of the crankshaft in operation is complex to simulate because there are many contributing factors, some of which are varying oil film stiffness and damping, coupled vibration of the rotating crank train and cylinder block. This paper describes a new method of analyzing the nonlinear vibration of rotating crank train, in which calculations are made of using nonlinear equation of motion. This method uses stiffness and mass matrices of the component parts, which have been extracted from the finite element model using in-house software. The coupled vibration of the rotating crankshaft and cylinder block is calculated by means of time history response analysis, in consideration of the non-linearity of the oil film stiffness, damping and friction. The accuracy of this calculation technique was demonstrated by comparing the calculated results with the actual vibration measured with LASER equipment.

**Key Words**: Diesel Engine, Finite Element Method, Coupled Vibration, Modeling, Crankshaft, Nonlinear Vibration, Operating Condition, Oil Film, Time History Response Analysis, Visualization

## 1. 結 言

近年、ディーゼルエンジンは、高出力化による燃焼圧の上昇に加え、軽量化が行われている。燃焼圧の上昇は振動の励振力を増大し、軽量化はエンジンの剛性の低下を招く。これらに伴いエンジンから放射する騒音は増大する。特に、エンジンの主要部品であるクランク軸の振動に起因する騒音は、エンジンの騒音の約30%以上を占める報告もある<sup>(1)</sup>。したがって、クランク軸の振動発生メカニズムを明確に把握できれば、有効な騒音の対策をたてることができ、騒音問題の解決につながる。

実働状態でのクランク軸は、燃焼力、慣性力を受けながら回転している。これらの励振力は、クランク軸、ダンパーブリー、フライホイール、タイミングギア(以下これらの結合部品をクランク軸系と略す)の各パーツとシリンダーブロックとの連成振動を誘発する。特に、クランク軸系の振動は、ジャーナルに生成される

油膜潤滑の影響を大きく受ける。例えば、油膜の剛性作用はクランク軸の剛性より高くなる場合があり、油膜の減衰作用はクランク軸系の振動を緩和する。また、油膜によって生じる復元力や減衰力は、クランク角によって非線形に変化する。そのため、振動のメカニズムは非常に複雑であり、クランク軸系の挙動の解明には非線形振動としての解析が必要となる。

従来から、クランク軸系の振動の解明が、実験や計算によって行われてきた<sup>(2),(3),(4)</sup>。しかしながら、実験では、プローブの挿入によってクランク軸の支持部の剛性が低下したり、測定位置が限定される。一方、数値解析では、ホルツァーの方法や推移マトリックス法を用いたねじり振動解析の報告がある<sup>(4)</sup>。しかし、実働状態でのクランク軸系では、燃焼力や慣性力を受けるため、ねじり振動だけでなく、明らかに曲げ振動を伴う。また、ねじり振動解析では、クランク軸の曲げによるねじり振動への影響、軸受部での油膜による復元力や減衰力、及び摩擦力の考慮がなされておらず、実働状態でのクランク軸系の振動メカニズム解明には不十分である。

\* 原稿受付 2000年1月13日。

\*<sup>1</sup> 正員、いすゞ自動車(株) (☎061-1374 恵み野北3-1-1)。

\*<sup>2</sup> 正員、室蘭工業大学 (☎050-8585 室蘭市水元町27-1)。

E-mail: nobuhiro-hariu@isuzu.co.jp

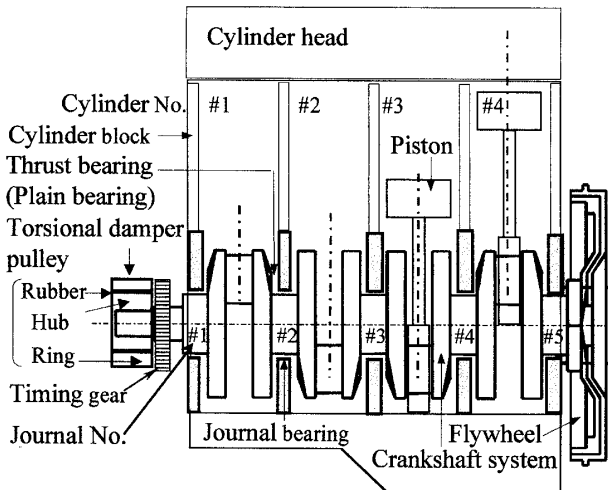


Fig.1 The schematic drawing of the diesel engine

本研究では、(1)クランク軸系やシリンダーブロックの剛性、ジャーナル軸受での非線形な油膜の復元力と減衰力、スラスト軸受での非線形な油膜の復元力及びジャーナル軸受での非線形な摩擦力と摩擦トルクを考慮した解析方法を提案し、(2)解析精度の検証を行い、(3)実験では得られない時刻歴での振動挙動の可視化、(4)振動状態の把握を行って、実働状態におけるクランク軸系の振動のメカニズムを解析的に明らかにした。

## 2. クランク軸系振動の解析方法

本研究で対象とするエンジンは、4気筒、4サイクルディーゼルであり、その概略を図1に示す。ここで、各気筒番号をプーリー側より#1~#4、各ジャーナル軸受番号を#1~#5と定義する。図中にクランク軸のねじり振動を抑制するねじりダンパープーリー、クランク軸の軸方向の移動を抑制するスラスト軸受の位置を示す。ダンパープーリーはハブと慣性リングから成り、その間はゴムで接合されている。

本解析では、実働状態でのクランク軸系の振動を解析的に明らかにするために、①クランク軸及びフライホイールでの剛性と質量マトリックス、②ダンパープーリーの物理特性、③ジャーナル軸受に生じる非線形な油膜の復元力や減衰力、④スラスト軸受に生じる非線形な油膜の復元力、⑤燃焼力や慣性力から生じる非線形な励振力、⑥ジャーナル軸受に生じる非線形な摩擦力と摩擦トルク及び⑦シリンダーブロックの物理特性を定式化し、時刻歴応答解析を行った。①の剛性と質量マトリックスは、FEMモデルから、両端自由とした場合の一般固有値問題を解く過程より定式化した。

解析の手順として、(1)①及び②のクランク軸系のFEMモデルを構築し、その妥当性の検討を行い、(2)

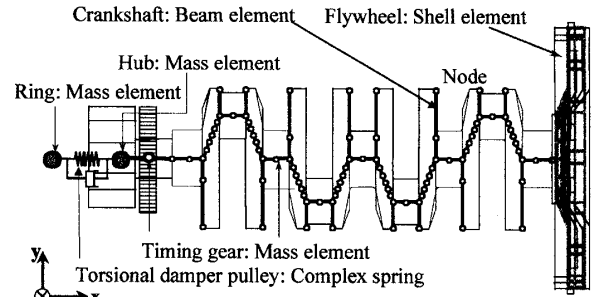


Fig.2 The finite element of the crankshaft system

Table.1 The element properties and material constants

| Material constants | The type of element | The number of elements (nodes) | Young's modulus [N/m <sup>2</sup> ] | Density [kg/m <sup>3</sup> ] | Poisson |
|--------------------|---------------------|--------------------------------|-------------------------------------|------------------------------|---------|
| Crankshaft         | Beam                | 147 (99)                       | $2.0 \times 10^{11}$                | $7.81 \times 10^3$           | 0.3     |
| Flywheel           | Shell               | 72 (73)                        | $0.98 \times 10^{11}$               | $7.26 \times 10^3$           | 0.3     |

Stiffness and mass matrices extracted from the crankshaft and flywheel FEM model: Matrix size =  $2 \times (172 \times 6)^2$   
 → Guyan reduction and diagonal mass matrices  
 Matrix size =  $2 \times (72 \times 6)^2$

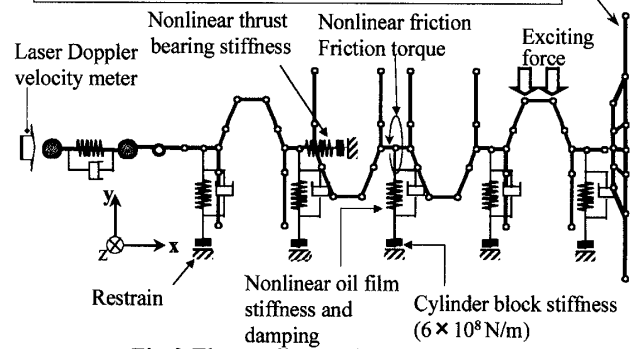


Fig.3 The nonlinear vibration model

①~⑦を定式化し、時刻歴応答解析を行った。以下にその概要を説明する。

(1) クランク軸系の FEM モデルを図2に示す。図中に定義した x,y,z 軸方向を示す。クランク軸系の FEM モデルでは、クランク軸にはり要素、フライホイールに板要素(表1にそれらの要素特性と材料特性を示す)、ダンパープーリーに複素ばねを用いた。特に、クランク軸 FEM モデルでは、はり要素の軸方向や断面の取り方が従来と異なる方法を考案し、モデルの妥当性の検討を行った。ダンパープーリーでは、ダンパー部の材質がゴムであることから、その減衰メカニズムは粘性減衰よりもむしろヒステリシス減衰と考え、実験結果より複素ばねで表した。クランク軸系 FEM モデルの妥当性の検討では、クランク軸系の固有モード、固有振動数、伝達関数であるアクセラランスの振幅を実験結果と比較した。なお、これらの検討では、汎用 FEM ソフト NASTRAN<sup>(6)</sup>を使用した(これらの詳細な検討を2.1節に示す)。

(2) 時刻歴応答解析を行う際に定式化した非線形振動モデルを図3に示す。ここで、油膜特性を求めながら時刻歴応答を解く際、FEM から求められた剛性

と質量マトリックスのサイズでは、計算の収束時間が非常に長くなる。そこで、剛性と質量マトリックスの自由度を縮小するために、グヤンの静縮小<sup>(6)</sup>を行った。さらに、質量マトリックスでは、ガウス・ジョルダンの方法を用いて対角化を行った(図 3 中に自由度縮小後の節点、自由度縮小前後のマトリックスサイズを示す)。なお、自由度縮小前後において、クランク軸系の両端自由の場合での固有振動数及び固有モードを比較し、一致が得られている。各ジャーナル軸受での油膜の剛性作用や減衰作用を表す等価油膜剛性と等価油膜減衰、スラスト軸受での油膜の剛性作用を表す等価油膜剛性の計算では、軸受の計算で用いられる Sommerfeld 数<sup>(7)</sup>を用いた。求めた各ジャーナル軸受の等価油膜剛性と減衰は各ジャーナル中心で y,z 軸方向に配置し、スラスト軸受の等価油膜剛性はジャーナル#2 の中心で x 軸方向に配置した。時刻歴応答解析での荷重条件では、クランク軸系にかかる燃焼力や往復慣性力と回転慣性力からなる励振力、ジャーナル軸受で生じる摩擦力和摩擦トルクを考慮した(油膜特性、摩擦力や摩擦トルクの定式化の詳細を 2・2 節に示す)。ジャーナル軸受を支持するシリンダーブロックの剛性は、その FEM モデルの静的変位から算出した。具体的には、各ジャーナル軸受部に、x,y,z 軸方向の単一荷重をそれぞれかけ、その変位量より剛性値を求めた(図 3 中にジャーナル#3 でのシリンダーブロック剛性値の例を示す)。以上の非線形性を含む振動モデルを定式化し、時刻歴応答解析を行った(詳細を 2・3 節に示す)。その際の計算では、動的陰解法である汎用ソフト ADAMS<sup>(8)</sup>を用いた。さらに、時刻歴応答解析の妥当性を調べるために、レーザー振動計を用いてプーリ先端での x 軸方向速度の測定を行っている。

**2・1 クランク軸及びクランク軸系 FEM モデルの妥当性の検討** クランク軸 FEM のはり要素では、新しいモデリング方法を考案し、その妥当性を検討した。従来から広く計算に使用されてきたモデル<sup>(9)(10)</sup>と本考案モデルを図 4 に示す。図より、双方のモデルでは同じはり要素を用いているが、はり要素の軸方向 A,B と断面の取り方が異なっている。本考案モデルでは、クランクアーム部におけるはり要素を、材料特性の密度を微小とし弾性のみを考慮したはり要素及びヤング率を微小とし質量のみを考慮したはり要素に分けて考えた。さらに、FEM の重ね合わせの原理より、これらの要素を結合した。はり要素の軸 B は、図に示すようなクランク軸の曲げ剛性を考慮した方向となっている。図 4 中に弾性のみを考慮したはり要素断面の例を示す。図より断面は、その要素の軸に垂直な実寸のア

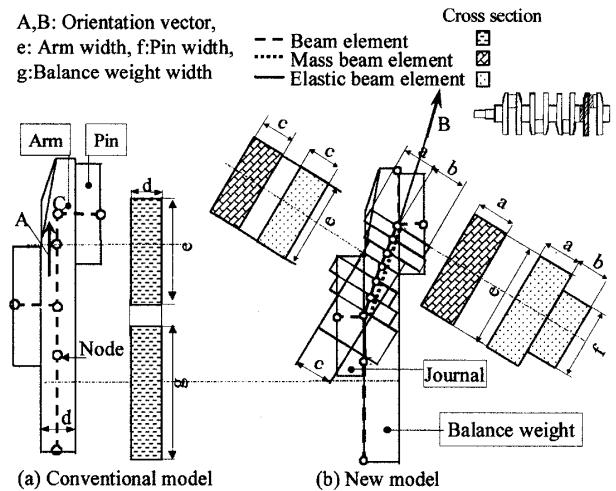


Fig. 4 The detail of the crankshaft FEM model

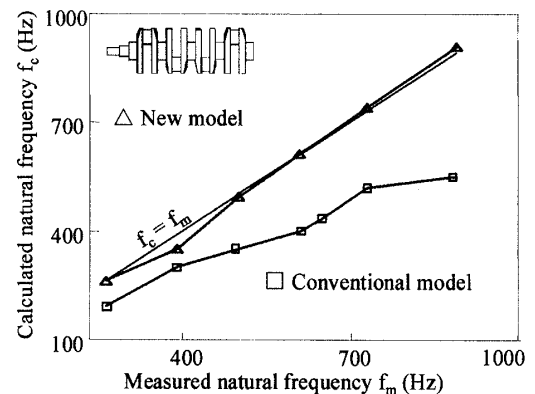


Fig. 5 The validity of the new crankshaft model

ーム幅やピン幅をもつ凸形及び長方形とした。一方、質量のみを考慮したはり要素断面では、クランクピンやジャーナルでのはり要素との質量の重複を避けるために、アーム部のみを考慮した長方形としている。

クランク軸での従来モデルと本考案モデルとの比較を、固有振動数に関して行った。それらの結果を図 5 に示す。図中の横軸は実験より得た固有振動数  $f_m$ 、縦軸は計算より得た固有振動数  $f_c$  である。図より、従来モデルではクランク軸の固有振動数が低く計算され、実験結果と異なること、それに比して本考案モデルでは、実験結果に近い固有振動数の結果が得られている。これは、図 4 に示される従来モデルのはり要素の結合部 C や、アーム部の曲げ剛性が低く計算されることによる。従来モデルでは、計算結果の固有振動数を実験結果と一致させるために、ヤング率を変えて、実際のクランク軸の剛性と等価にする計算が行われていた。しかし、この方法は予め実験モーダル解析を行う必要があり、設計の期段階で予測できない。

クランク軸に本考案モデルを適用し、クランク軸系 FEM モデルの妥当性を検討した。検討では、クランク軸両端を自由とした場合の伝達関数の振幅、固有振動数、及び固有モードに関して、実験結果と計算結果

を比較した。図 6 に、アクセラランスの振幅を示す。図中に、伝達関数を求めた際の励振点、応答点、及び各ピーク A~E での固有モードの実験結果と計算結果との比較を示す。図より、伝達関数の振幅、固有振動数、及び固有モードともに、実験結果と解析結果で良い一致が得られた。したがって、クランク軸系での本考案 FEM モデリングが妥当であることが分かる。

2・2 等価油膜剛性と減衰, 摩擦力, 摩擦トルクの計算 図 7 に、時刻暦応答解析で定式化したジャーナル軸受及びスラスト軸受での油膜振動モデルを示す。ジャーナル軸受の等価油膜剛性と等価油膜減衰の計算では、Sommerfeld 数  $S$  を以下のように算出する。

$$S = 2 [R/C_p]^2 \mu NRL/P \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 $R$  はジャーナル半径、 $C_p$  は平均クリアランス、 $\mu$  は油の粘性係数、 $N$  はエンジン回転数、 $L$  は軸受幅、 $P$  は軸受荷重である。次に、Sommerfeld 数より、軸受諸元に対する、いわゆる軸受特性データ<sup>(11)</sup>を用いて、無次元等価油膜剛性  $so$  と無次元等価油膜減衰  $do$  を求めた。軸受特性データは、Sommerfeld 数に対する無次元等価油膜剛性と減衰の関係を、予めレイノルズ方程式から加速度緩和法や差分法を用いて導き出されている。求めた無次元等価油膜剛性  $so$  と無次元等価油膜減衰  $do$  より、クランク角速度  $\omega$  として、

$$\begin{bmatrix} So_y & So_z \\ Do_y & Do_z \end{bmatrix} = P/C_p \begin{bmatrix} so_y & so_z \\ do_y/\omega & do_z/\omega \end{bmatrix} \dots\dots\dots(2)$$

から、等価油膜剛性  $So$  と等価油膜減衰  $Do$  を得る。以上の式(1)、(2)より、Sommerfeld 数  $S$  は、軸受荷重  $P$  に依存することが分かる。軸受荷重  $P$  が燃焼力を含む時間の非線形な関数となること、軸受特性データが非線形性をもつことより、等価油膜剛性と等価油膜減衰は、時間に対して非線形性をもつ関数  $So(t)$ 、 $Do(t)$  となる。式(1)、(2)より、求めた等価油膜剛性と等価油膜減衰のジャーナル#1~#3 での計算例を図 8(a)、(b) に示す(図中の  $So_{y-i}$ 、 $Do_{y-i}$  の添え字は、ジャーナル# $i$  での  $y$  軸方向の等価油膜剛性、減衰値を示す)。図より、等価油膜剛性と等価油膜減衰はクランク角に対して複雑に変化しており、非線形性をもつことが分かる。また、図中(a)の破線にクランク軸での  $y$  軸方向の剛性値を示す。図より、油膜の剛性値は、着火時(例えばクランク角  $0^\circ$ )においてクランク軸の剛性値を上回り、油膜の考慮がクランク軸系の振動において重要な因子であることが分かる。

一方、スラスト軸受での等価油膜剛性は、一般の 1 次元レイノルズ方程式から、次のような  $k'$  として表わされる<sup>(12)</sup>。

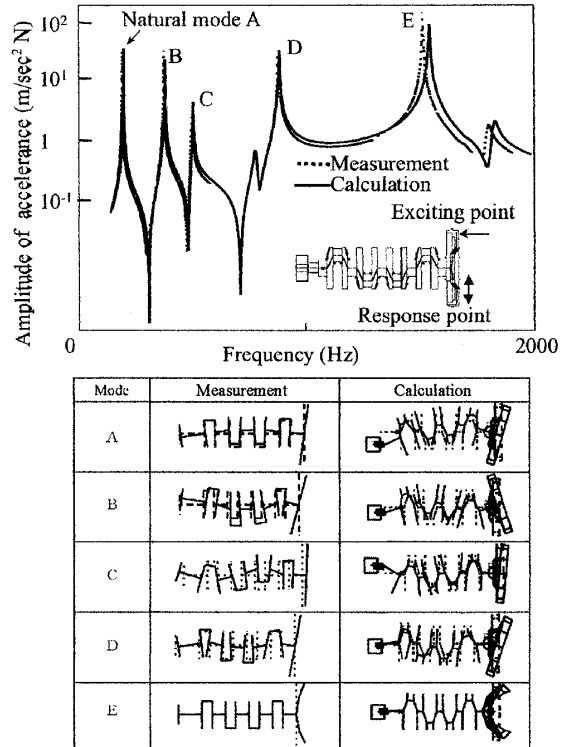


Fig. 6 The amplitude of the acceleration in the crankshaft system (A-E indicate natural modes)

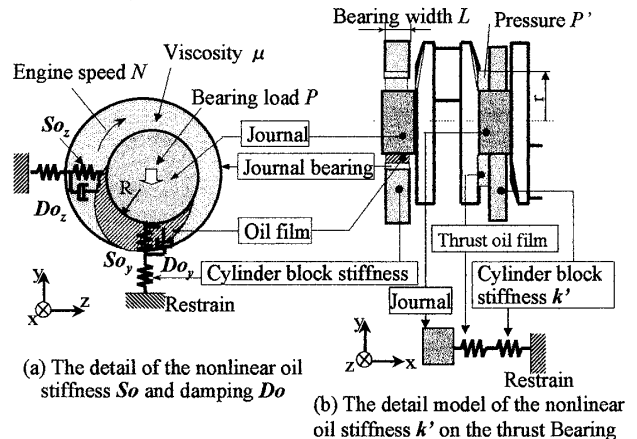


Fig. 7 The schematic model of the non-linear oil film

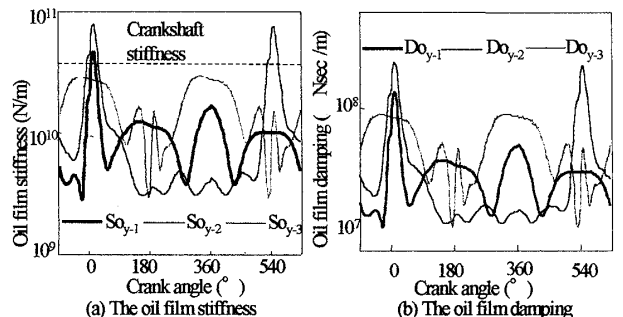


Fig. 8 The oil film stiffness and damping (N=3000rpm)

$$k' = \frac{P'A}{x} = \left( \frac{2\pi r \mu N b}{60 h_0^2} \right) K_p \frac{A}{x} \dots\dots\dots(3)$$

ここで、 $P'$ 、 $A$ 、 $x$ 、 $r$ 、 $b$  は、それぞれスラスト軸受面で

の、油膜圧力、面積、 $x$ 軸方向の移動距離、周半径、周長である。また、 $h_0$ はスラスト軸受の最小隙間、 $Kp$ は有限幅軸受理論による圧力分布から得られる圧力係数である。この圧力係数は、クランク角によって非線形に変化する。したがって、式(3)よりスラスト軸受の等価油膜剛性は、非線形性をもつことが分かる。

G. Vogelpohl によれば<sup>(13)</sup>、摩擦力  $f$  および摩擦トルク  $T$  の計算も Sommerfeld 数  $S$  を用いて次のように表すことができる。

摩擦力:  $f$

$$S < 1/(2\pi) \text{ のとき, } f=3P[C_p/R](2\pi S)^{1/2}\dots(4)$$

$$S > 1/(2\pi) \text{ のとき, } f=2P\pi^2[C_p/R] S \dots\dots(5)$$

摩擦トルク:  $T$

$$S < 1/(2\pi) \text{ のとき, } T=3[C_p P](2\pi S)^{1/2}\dots(6)$$

$$S > 1/(2\pi) \text{ のとき, } T=2\pi^2[C_p P] S \dots\dots(7)$$

以上式(4)～式(7)より、摩擦力、摩擦トルクを求めた。

**2・3 非線形な油膜特性を考慮した時刻歴応答解析の運動方程式** 各節で述べた、自由度を縮小したクランク軸系の剛性マトリックス、シリンダーブロックの剛性マトリックス、時間毎のジャーナル軸受とスラスト軸受の等価油膜剛性マトリックスとを結合した、結合剛性マトリックスを  $[k''(t)]$  とする。また、クランク軸系の質量マトリックス  $[\bar{M}']$ 、ジャーナル軸受の等価油膜減衰マトリックス  $[Do(t)]$ 、摩擦力や摩擦トルク及び励振力の結合ベクトルを  $\{T'\}$  とすると、油膜を考慮したクランク軸系の運動に関する運動方程式は、

$$[\bar{M}']\{\ddot{x}\} + [Do(t)]\{\dot{x}\} + (1 + ig)[k''(t)]\{x\} = \{T'\}\dots(8)$$

となる。ここで、 $i$  は単位虚数、 $g$  はクランク軸系でのヒステリシス減衰係数である。これらの運動方程式を用いて、時刻歴応答で解析を行った。

### 3. 解析結果とその考察及び検証

**3・1 振動挙動の可視化** クランク軸系の振動挙動を図9に示す。図中の破線で示した回転するクランク軸系で、その振動挙動を実線で示す。対象としたエンジンは、着火順序が#1, #3, #4, #2 気筒の順であり、4 サイクルエンジンであることから、各気筒が着火するクランク角は、#1 気筒が  $0^\circ$ 、#3 気筒が  $180^\circ$ 、#4 気筒が  $360^\circ$ 、#2 気筒が  $540^\circ$  となる。図より、クランク軸は、振動しながら回転していることが分かる。

$x$  軸方向の振動に注目すると、例えば、#4 気筒の着火時でのクランク角  $360^\circ$  では、その燃焼圧によって、その気筒でのクランク軸が曲げを受け、バランスウェイトが開き、その隣接ジャーナル#4 が  $x$  軸方向に振

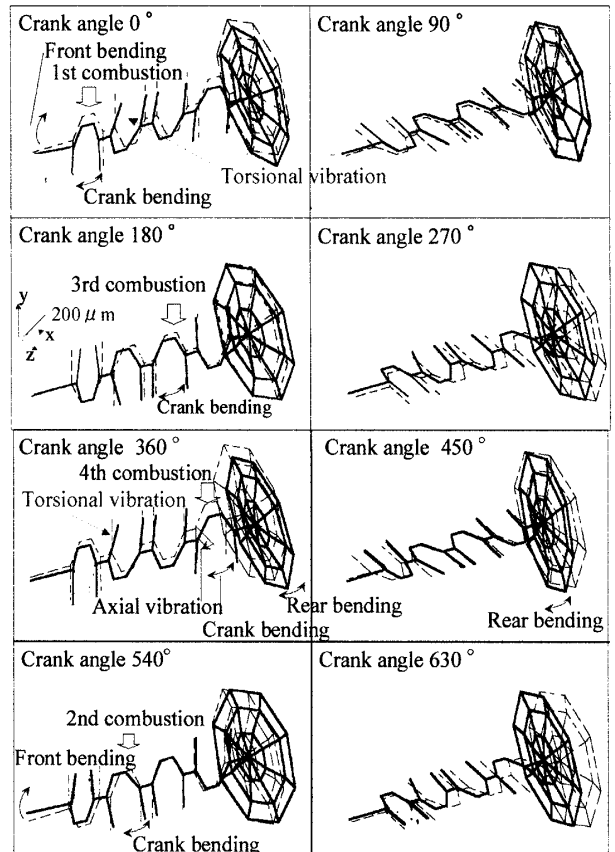


Fig.9 The vibration behavior of the crankshaft system (Visualization, firing order 1-3-4-2, N=3600rpm)

動しているのが観察される。これは、#1～#3 気筒の着火時においても、その隣接ジャーナルで  $x$  軸方向の振動が発生している。したがって、 $x$  軸方向の振動は、各気筒の燃焼圧によるクランク軸の曲げによって発生していると考えられる。

さらに、#4 気筒着火時でのクランク角  $360^\circ$  では、燃焼圧によって、クランク軸が曲げを受け、フライホイール側でふれ回り運動が生じている、いわゆるクランク軸後端曲げ振動を観察できる。#4 気筒着火時でのフライホイール側のふれが#1～#3 気筒着火時でのふれよりも大きいことから、#4 気筒の燃焼圧によるクランク軸の曲げが、後端曲げ振動に特に影響しており、後端曲げ振動に励振力を与えていると考えられる。また、後端曲げ振動は、クランク角  $0^\circ \sim 630^\circ$  間で持続して振動していることも分かる。

一方、#1, #2 気筒の着火時におけるクランク角  $0^\circ$  及び  $540^\circ$  では、プリー部でふれ回り運動が発生している、いわゆるクランク軸前端曲げ振動を観察できる。この振動は、#1 及び#2 気筒での着火時でのクランク軸の曲げが特に起因していると考えられる。

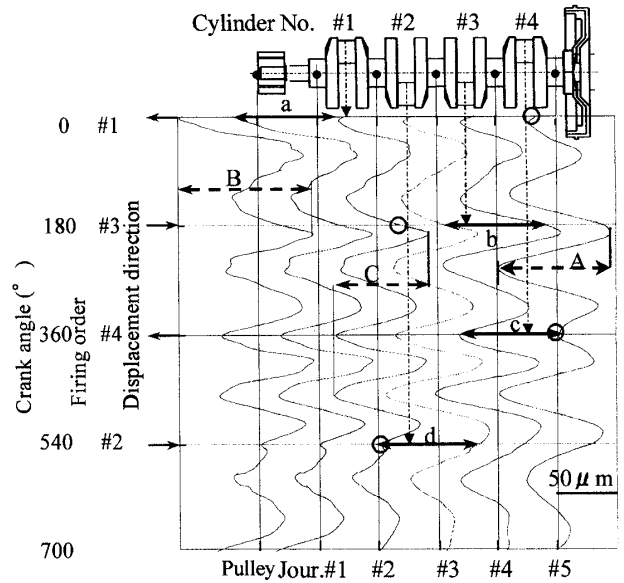
クランク角  $0^\circ$  及び  $360^\circ$  では、曲げとねじり振動が曲げと同時に発生していることも観察できる。

なお、著者らの経験によれば、実働状態でのクランク

軸系の振動は、図 6 で示した両端自由のクランク軸系の固有モードによって生じるクランク軸系の振動と全く異なる。この原因は、非線形な油膜特性やシリンダーブロック剛性の考慮にあり、これらを考慮した実働状態での振動の可視化は、クランク軸系の振動のメカニズムを把握するうえで重要である。

**3・2 振動状態の把握** 解析より得られたプーリ部及び各ジャーナル中心位置での x 軸方向の変位を図 10 に示す。図中の縦軸はクランク角、着火順序を示し、横軸は各ジャーナルの x 軸方向の変位を示す。図中の a~d は、各気筒が着火時での、その隣接ジャーナル 2 点間での変位の差を示す。a~d より、それらの値は  $70\mu\text{m}\sim 80\mu\text{m}$  にあり、ほぼ等しいことが分かる。これは、着火時での各気筒で受けるベアリング荷重が同じであり、その結果等価油膜剛性や等価油膜減衰による復元力や減衰力が同じとなることによる。そして、着火気筒でのクランク軸の曲げ変形量が同じとなり、x 軸方向に生じる変位の差が同じになると考えられる。図 10 の縦軸に、クランク軸系の移動方向を示す。図より移動方向は、#1 気筒着火時には負、#3 気筒では正、#4 気筒では負、#2 気筒では正となっていることが分かる。図中の○印は、各気筒の着火時でのジャーナル#1~#5 の変位を比較し、その変位が最小となる位置を示す。図より、○印の位置は、クランク軸の正方向の移動ではスラスト軸受位置であるジャーナル#2、負方向の移動ではクランク軸系の重心付近のジャーナル#5 にあることが分かる。したがって、各ジャーナルの x 軸方向の振動は、スラスト軸受の位置とクランク軸系の重心を節としていることが分かる。図中の破線で示した振幅 A, B, C を比較すると、C, A, B, の順で小さい。最小振幅 C はスラスト軸受位置、A はクランク軸系の重心付近にあり、この順で x 軸方向の振動が抑制されていると考えられる。

一方、クランク角における各ジャーナルの変位を比較すると、その周期と位相は、ほぼ同じであることも分かる。本解析で対象としたエンジンでは、クランク角が  $0\sim 720^\circ$  間で 4 度着火する。これより、 $720^\circ$  間で、クランク軸の曲げによって生ずる x 軸方向振動のパルス数は 4 となると推定される。しかしながら、この推定は、本解析結果及び実験結果と異なることが判明した。そこで、この原因とスラスト軸受での油膜効果との関係を調べるために、この油膜効果を見捨てた計算を試みた。その結果、振動は余弦関数となり、その振動数は、スラスト軸受を x 軸方向に支持するシリンダーブロックの剛性と関係があることが分かった。この余弦関数となる結果は、実験結果と異なることよ



a-d : The amplitude of the displacement on the journals beside the firing cylinder, ○ : The location of the minimum displacement at the firing condition,  $\leftarrow\rightarrow$  : The Amplitude of the vibration

Fig. 10 The displacement in the x-axis direction, based on each journal center,  $N=3600\text{rpm}$

A, B: The amplitudes of the displacement on the journal #1 and #5, C : The displacement influenced by the rear bending

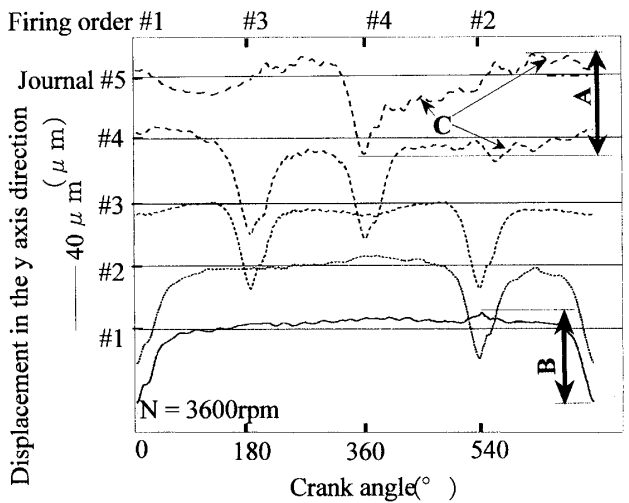


Fig.11 The journal displacement in the y-axis direction

り、実働状態での x 軸方向の振動数は、スラスト軸受の油膜剛性やシリンダーブロックの剛性と密接な関係があると推定される。以上の考察より、非線形解析では、スラスト軸受での油膜の復元力やシリンダーブロックの剛性の考慮が、本計算精度において重要である。

図 11 に、各ジャーナルでの y 軸方向の変位を示す。図より、図 10 の x 軸方向で示した振幅 A, B の大きさの順とは逆に、ジャーナル#5 の振幅 A がプーリ側の振幅 B より大きくなっている。また、基本的には着火時において大きな変位が見られるが、この他にジャーナル#4, #5 において、図中 C で示されるように着火時での影響のないクランク角でも変位が生じていること

が分かる。これらは、図 9(クランク角 360°)の可視化によれば、フライホイール側でのふれ回り運動、すなわち、クランク軸後端曲げ振動の影響と考えられる。この後端曲げ振動に伴う y 軸方向の変位の増加は、特に #4 気筒が着火した直後のクランク角 360° ~540° で、ジャーナル #5 で生じている。

**3・3 軸受荷重の結果とその考察** 各ジャーナルでの y 軸方向の軸受荷重を図 12 に示す。横軸はクランク角、縦軸は荷重である。基本的には、着火時での気筒の隣接ジャーナルで大きな荷重の発生が見られる。例えば、#3 気筒での着火時において、その隣接したジャーナル以外(ジャーナル #1, #2, #5)での荷重の発生が少ないことが分かる。しかしながら、#4 気筒での着火時においては、図中 A に示される隣接したジャーナル以外で荷重の発生が見られる。これは、図 9 の可視化(クランク角 360°)によれば、クランク軸後端曲げ振動の影響と考えられる。隣接ジャーナル以外での荷重の変動は、クランク軸前曲げ振動を生じる #1 気筒での着火時においても同様に、ジャーナル #3, #4 で見られる。したがって、プーリ及びフライホイール側に近い #1 及び #4 気筒の着火時には、クランク軸のふれ回り運動によって、着火時の隣接ジャーナル以外の主軸受に荷重が発生すると考えられる。

一方、クランク軸後端曲げ振動での荷重の増加は、図中 B で示される、クランク角が 0° ~720° 間で、ジャーナル #4, #5 で生じている。特に、#4 気筒が着火した直後のクランク角 360° ~720° で、荷重変動が大きいたことが分かる。図中の一点鎖線 C に、クランク軸の剛性や油膜の剛性と減衰作用の考慮がなされていない単純計算法<sup>(14)</sup>で求められた線形解析の結果を示す。線形解析と本非線形解析で得られた結果との差は図中の斜線部にあり、クランク軸系の剛性や油膜効果の考慮によって、クランク軸系の後端曲げ振動による荷重の変動を解析で知ることができる。

**3・4 本解析手法の精度検証** 本解析手法の精度検証を行うために、プーリ側先端部の x 軸方向の速度を測定し、計算で得られた速度と比較を行った。この理由として、可視化によって得られた結果によれば、x 軸方向の振動は、着火時にクランク軸が y 軸方向の曲げを受けることによる。一方、y, z 軸方向の振動を測定する場合、各ジャーナル支持部のシリンダーブロックにプローブを挿入することになる。しかし、プローブの挿入は、シリンダーブロックに穴を設けるため、剛性の低下を招き、クランク軸系の振動が実働状態の振動と異なる。以上より、x 軸方向の振動の検証は、解析での y 軸方向の振動検証も含むと考えることがで

A: The load except on the journal beside the firing cylinder  
B: The journal #5 load influenced by the rear bending (nonlinear analysis), C: The linear analysis

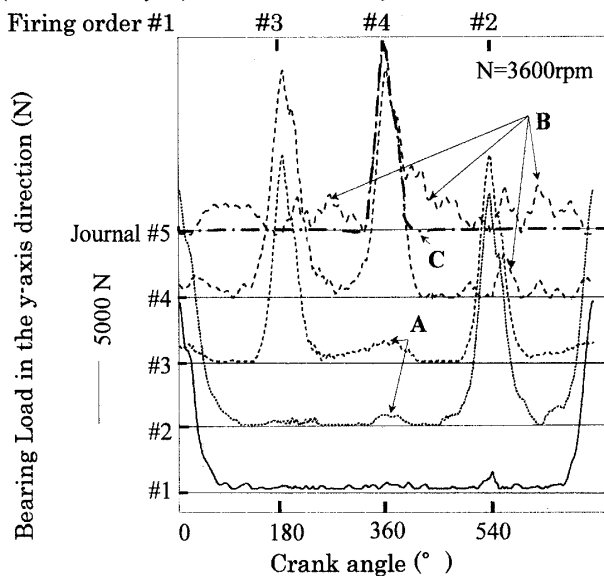


Fig. 12 The bearing load in the y-axis direction

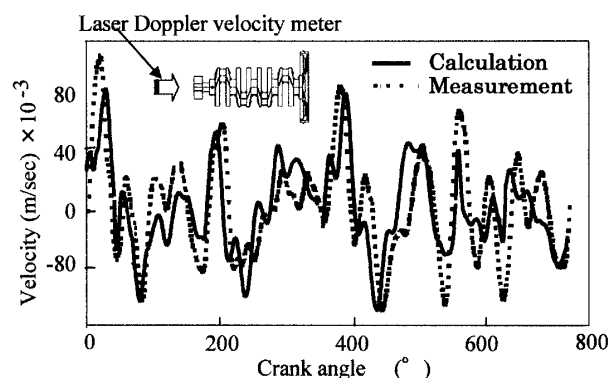


Fig.13 The velocity comparison between the calculation and measurement. N= 3000rpm

きる。

図 13 にプーリ先端部の x 軸方向の速度を示す。図中の横軸はクランク角、縦軸は速度である。図中の実線が計算結果、破線がレーザ振動計で測定された実験結果である。図より、振動は複雑であるが、計算結果と実験結果で良い一致が得られた。したがって、本計算方法が妥当であることが確かめられた。

#### 4. 結 言

本研究では、時刻歴応答解析により、実働状態でのクランク軸系の振動の可視化を試み、そのメカニズムの解明を試みた。その結果、以下のような結論を得た。

1. 時刻歴応答で計算を行った振動挙動の可視化により、クランク軸系での軸方向の振動や後端曲げ振動の発生メカニズムを明らかにした。軸方向の振動は、各気筒が着火した際にクランク軸で曲げを受け、その曲げより発生する。その振動の節は、スラスト軸受

やクランク軸系の重心となる。一方、クランク軸後端曲げ振動は、特に#4 気筒の着火時に、その気筒のクランク軸の曲げによって発生する。その際、フライホイール側でふれ回りの運動が生じ、このふれ回りの運動は、クランク軸系が回転している間、持続していることが分かった。

2. 計算結果と実験結果との比較により、本考案 FEM モデルが妥当であることが確かめられた。また、ジャーナル軸受とスラスト軸受の非線形な油膜の考慮が、クランク軸系の振動解析において重要な因子であることが分かった。クランク軸やフライホイールに剛性、質量マトリックスを用い、非線形性をもつスラスト軸受、主軸受での油膜特性を考慮した、クランク軸系を時刻歴応答で解く新しい計算手法を提示し、実測値との比較により、本手法が妥当であることを示した。

#### 参考文献

- (1) 岡村ら, 騒音防止対策と事例, 日刊工業新聞社, 1990, P5-1~P5-31
- (2) I T Martin at al, "Prediction of crankshaft and Flywheel dynamics", 1992, I.Mech paper, C382/046
- (3) H. Katano at al, "Dynamic behavior analysis of internal combustion engine crankshafts under operating conditions", 1992, I.Mech, C430/049
- (4) T Kodama at al, "Development of New Torsion Vibration Rubber Damper of Compression Type", 1995, SAE, 950522
- (5) MSC-NASTRAN User's Manual, Version 66, 1992
- (6) 長松, モード解析, 培風館, 1990
- (7) T. Morita and H. Okamura, "A dynamics stiffness matrix approach to the analysis of three-dimensional vibration of automobile engine crankshafts; part2 application to firing condition ", The winter annual meeting of the ASME, NCA-Vol.9, Vehicle noise book No.G00573, p56, 1990
- (8) ADAMS User's Manual, Version 6.0, 1992
- (9) 土方 義一, "クランク軸の曲げ振動解析", 1989-10, 自動車技術学会前刷集, 892
- (10) 竹内他, "機構解析による水平対向エンジンの起振力予測", 1998-5, 自動車技術会前刷集, 983
- (11) 日本機械学会, すべり軸受の静特性および動特性資料集, 日本工業出版, 1984
- (12) 日本機械工学便覧(1975), 第7編, 機械要素
- (13) G.Vogelpohl, "Betriebssichere Gleitlager", Springer (1958)
- (14) 桜井, 染谷他, "内燃機関の潤滑", 1987, 幸書房