

曲げとねじり振動を伴うクランク軸隅肉部のひずみ分布解析*

針生暢祐^{*1}, 西田公至^{*2}, 齊当建一^{*2}

Crankshaft Analysis of Strain Distribution Generated by the Influence of Bending and Torsional Vibration in Operation

Nobuhiro HARIU^{*3}, Kohshi NISHIDA and Ken-ichi SAITOH^{*3} ISUZU Motors Limited, Dept. of Engineering Administrations,
1-4 Kashiwabara, Tomakomai-shi, Hokkaido, 059-1362 Japan

One of the main parts of the diesel engine, the crankshaft has the important items related with noise, vibration, and durability. The precise prediction as to these items will be, therefore, useful for understanding the vibration mechanism and for improving these items in an early design stage. This paper describes a new method of predicting these items in operation, by means of several techniques in consideration of the non-linearity in the oil film stiffness and exciting force, applied to the V6 type crankshaft. The accuracy of the simulation is demonstrated by comparing the calculated results with the actual vibration. The visualized simulation results are analytically cleared that the strain at the crank pin fillet is increased by the bending vibration coupled with the torsional vibration.

Key Words: Diesel Engine, Crankshaft, Vibration, Finite Element Method, Strain, Oil Film, Nonlinear Analysis

1. 緒言

近年、ディーゼル機関は、高出力化や排気ガス低減による燃焼圧力の上昇に加え、軽量化が行われている。燃焼圧力の上昇は振動の励振力を増大し、軽量化は機関の剛性低下を招く。これらに伴い機関の振動やその主要部品の応力は増加する。一方、クランク軸の主要寸法(例えば、ピン径、主軸径、アーム幅)は、機関開発の初期段階に決定される。開発期間半ばでのクランク軸主要寸法の変更は、機関全体の主要寸法変更を伴うため容易でない。したがって、開発初期段階で、実稼働中のクランク軸の振動や振動を伴って発生する応力を明確に予測できれば、開発期間の短縮が可能となり、最適なクランク軸を設計できる。

実稼働中のクランク軸は、燃焼力、慣性力を受けながら回転する。これらの励振力は、クランク軸、ダンパプーリー、及びフライホイールとの結合部品(以下これらをクランク軸系と略す)の曲げ振動やねじり振動を誘発し、それらの振動の発生によってクランク軸隅肉部のひずみを増加させる。

ひずみの発生に関する研究は、若林・岩本⁽¹⁾が、直列6気筒及びV形8気筒機関について、クランクアーム部及びクランクピン中央部のひずみ測定を行い、

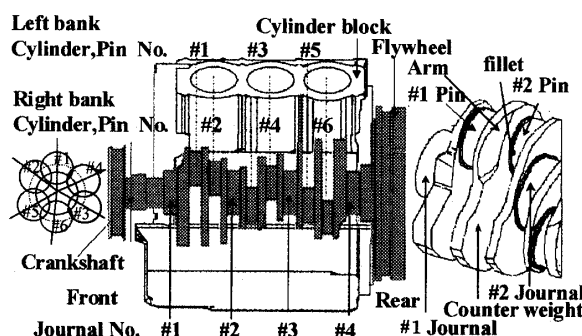


Fig. 1 The schematic drawing of V6 diesel engine

ねじり振動に伴って発生する曲げ振動による曲げひずみが発生することを指摘している。一方、木村・岡村⁽²⁾は、V形10気筒機関について、プーリー側での第1クランクピン隅肉部の曲げひずみの発生メカニズムの解明を行っている。

しかしながら、これらの研究はクランクアーム部及び第1クランクピン隅肉部のひずみに限定されており、曲げやねじり振動を伴うクランクピンや主軸隅肉部全体でのひずみ発生解明がなされていない。特に、フライホイール側でのクランクピンや主軸隅肉部の応力集中が高いため、それらの予測方法が確立されていない。また、クランク軸や各気筒のピン軸が全く同一平面にない立体構造をもつV形クランク軸隅肉部のひずみ発生メカニズム解明も例をみない。

本研究では立体構造をもつV形6気筒機関に注目し、(1)実稼働中におけるクランク軸系の振動及びひずみ分

* 原稿受付 2000年8月21日。

^{*1} 正員、いすゞ自動車(株)(☎059-1362 苫小牧市柏原1-4)。^{*2} 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

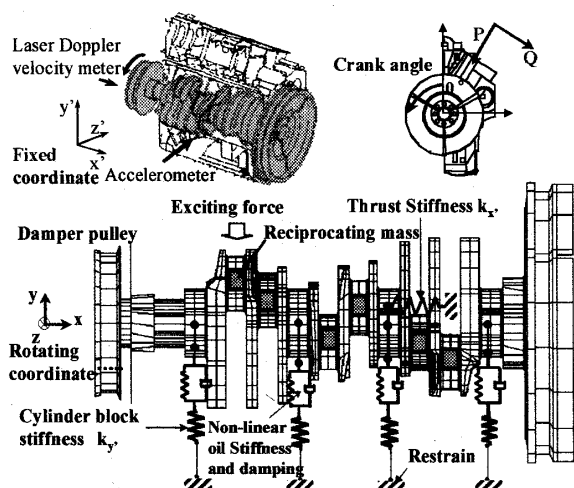


Fig. 2 The nonlinear model of the crankshaft system

布の予測を解析によって構築し、(2)その解析結果を測定結果と比較して解析精度の検証を行い、(3)実験では得られないクランク角毎の振動挙動及びひずみ分布の可視化、(4)振動ピークにおけるモード分離を行い、実稼働中の振動モード特定を行って、(5)実稼働中でのクランク軸系の曲げとねじり振動の発生及びそれらの振動によって生じる隅肉部のひずみ発生メカニズムの解明を行った。

2. 実稼働中でのクランク軸系振動解析の手順

本報で対象とする機関は、V形6気筒4サイクルディーゼルであり、そのクランク軸系の概略を図1に示す。ここで、各気筒番号とクランク軸のピン番号を#1~#6と定義し、主軸番号を#1~#4と定義する。図中の拡大図より、V形機関のクランク軸形状は、直列形機関と異なる立体形構造をしていることが分かる。すなわち、#1と#2主軸の間で、#1ピン、アーム、#2ピンがあり、クランク軸と各ピン軸が同一平面上にない構造をしている。

実稼働中でのクランク軸系の振動解析を行うために、用いた振動モデルとその境界条件を図2に示す。振動解析では、モードの重ね合わせによって時刻歴で計算されるモーダル過渡応答解析⁽³⁾と、モードの重ね合わせによって周波数域で計算されるモーダル周波数応答解析⁽³⁾を行っている。計算で考慮した実稼働状態でのクランク軸系振動モードの周波数域は、0~1.5kHzとした。図中に、観測点をシリンダブロックとした静止座標軸 x', y', z' 、クランク軸とした回転座標軸 x, y, z を定義する。また、各シリンダ毎に異なるシリンダの中心軸をPとした座標軸P, Q, クランク角 θ 及びクランク回転方向を定義する。V形機関のクランク軸系は立体形構造をしており、クランク軸系のFEMモデルに、

Table 1 The element properties and the material constants

	The type of element	Young's modulus [N/m ²]	The number of elements	Density [kg/m ³]	Poisson ratio ν	Structure damping
Crankshaft	Solid	2.0×10^{11}	11247	7.81×10^3	0.3	0.01
Flywheel	Solid	$.98 \times 10^{11}$	456	7.26×10^3	0.3	0.02
Pulley Ring, Hub	Solid	1.3×10^{11}	444	7.26×10^3	0.3	0.02
Pulley Gum	An-isotropic	6.5×10^5	72	1.12×10^3	$\nu_{xy} = 0.48$ $\nu_{yz} = 0.48$ $\nu_{xz} = 0.493$	0.2

従来のはり要素⁽⁴⁾ではその結合部において曲げ剛性が考慮できないと考え、六面体要素を用いた。ダンパプーリは、ダンパ部がゴムであることから異方性の六面体要素を使用した。その際、ゴムの復元力や減衰力を等価に表すために、材料特性に、一般のゴムの弾性係数、ポアソン比、構造減衰を与えた。クランク軸系のFEMモデルの要素特性や材料特性を表1に示す。主軸受を支持するシリンダブロックの支持剛性では、FEMモデルの静的変位から求め k_x, k_y に配置し、スラスト軸受の位置である#3主軸には x' 軸方向の支持剛性 k_x を配置した。

モーダル過渡応答解析とモーダル周波数応答解析を行うために、既存のソフトで対応がとれないクランクピンに作用する励振力は、2.1節に示す計算式を用いて時間域と周波数域でそれぞれ計算した。時間域の励振力の計算では、各気筒毎での燃焼力と慣性力を座標軸P, Qで求めた。さらに、実稼働中でのクランク軸系の振動解析では、回転座標軸 x, y, z を用いているため、励振力を回転座標に変換している。一方、周波数域の励振力は、時間域で求めた励振力から、高速フーリエ変換して求められている。

実稼働状態でのクランク軸の振動解析を行うために、主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を求めた。これらの油膜の計算では、軸受の計算で用いられるSommerfeld数⁽⁶⁾を使用した(詳細を2.2節に示す)。等価油膜剛性及び減衰は、V形機関の各主軸にかかる座標軸 y, z での軸受荷重から求められるが、その際各シリンダ毎の座標軸P, Qの励振力ベクトルを結合している。求められた各主軸受での油膜の等価油膜剛性及び減衰を y, z 軸方向に配置している。

解析手順では、(1)クランク軸系のFEMモデルを作成し、その妥当性を確認するために、両端自由とした固有モード、固有振動数、伝達関数であるアクセルランスの振幅を測定結果と比較した。(2)クランク軸系の振動挙動や隅肉部のひずみ分布の可視化を行うために、時刻歴での励振力、等価油膜剛性や減衰及びシリンダブロックの剛性をクランク軸系のFEMモデルに結合し、モーダル過渡応答解析をクランク角刻みで行った。なお、等価油膜剛性や減衰はクランク角刻みに非線形で

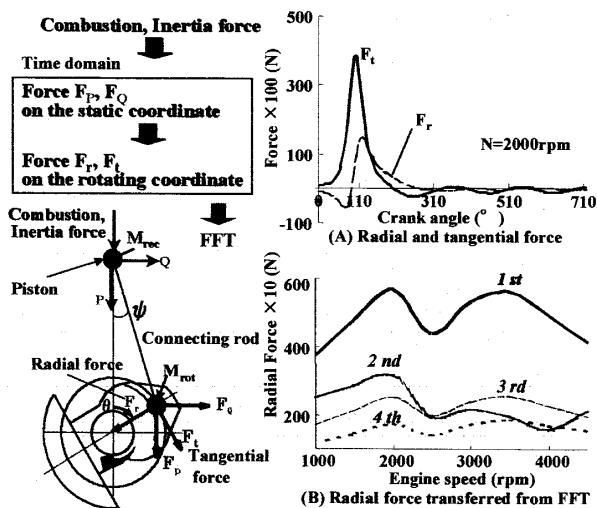


Fig.3 The boundary condition of the exciting force in operation

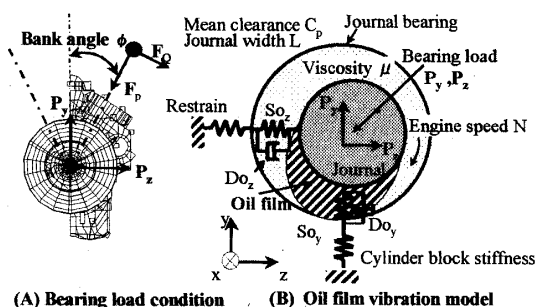


Fig.4 The bearing load condition and the film vibration model

変化するため、クランク軸系FEMモデルを回転させかつ等価油膜剛性と減衰をクランク角毎に変えて解析している。(3)クランク軸系の周波数域での振動を分析するために、計算で求められた周波数域での励振力、等価油膜剛性や減衰及びシリンダブロックの剛性をクランク軸系FEMモデルに結合して、モーダル周波数応答解析を行った。その際、従来の計算方法⁽⁴⁾にもとづき、等価油膜剛性や減衰はクランク角にたいし平均化する方法を用いた。等価油膜剛性や減衰は回転数によって非線形に変化するため、回転数毎に等価油膜剛性や減衰を変えて解析している。解析手順(2),(3)での解析は、汎用FEMソフトNASTRAN⁽⁵⁾を用いた。

解析精度の検証では、クランク軸前端でレーザー振動計を用いてクランク軸方向やねじり振動の測定及び加速度振動計を用いて#2軸受支持部での振動の測定を行い、測定結果と解析結果とを比較した。また、ひずみゲージよりクランク軸の各ピン及び主軸隅内部の測定を行い⁽²⁾、測定結果と解析結果の比較検討を行った。

さらに、測定及び解析によって得られた振動ピークからモード分離⁽⁶⁾を行い、既存のソフトでは対応がとれない実験中の振動モードの特定を行って(詳細を2・3節に示す)、振動挙動の解明を行った。

以下に、詳細な解析方法を示す。

2・1 クランク軸にかかる励振力の計算 図3

左に励振力の計算の流れを示す。励振力は燃焼力と慣性力からなり、時刻歴で以下のように求めた。今、図中に示すシリンダ座標軸P,Qで、クランク軸回転角速度 \$\omega\$、時間 \$t\$ におけるクランク角 \$\theta = \omega t\$ の燃焼力 \$F_g\$ と慣性力 \$F_{in}\$ は、

$$F_{g-p} = A_p P_g(\theta) \dots\dots\dots(1)$$

$$F_{g-Q} = A_p P_g(\theta) \tan \phi \dots\dots\dots(2)$$

$$F_{in-Q} = M_{rec} \ddot{P}_p + M_{rot} \ddot{P}_c \\ = M_{rec} \ddot{P}_p + M_{rot} r \omega^2 \cos \theta \dots\dots\dots(3)$$

$$\therefore P_p = r(1 - \cos \theta) + l \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \theta} \right) \dots\dots(4)$$

$$F_{in-Q} = M_{rec} \ddot{Q}_c = M_{rot} r \omega^2 \sin \theta \dots\dots\dots(5)$$

となる。ここで、添え字P,Q:シリンダ座標軸、\$A_p\$:ピストン面積、\$P_g\$:シリンダガス圧力、\$\phi\$:P軸とクランクピンとのなす角度、\$M_{rec}\$:ピストン質量とコネクティングロッドの1/3質量からなる等価往復質量、\$M_{rot}\$:コネクティングロッドの2/3質量とクランク回転質量からなる等価回転質量、\$P_p, Q_p\$:ピストンの各方向の変位、\$P_Q, Q_Q\$:クランクピンの各方向の変位、\$r\$:クランク半径、\$l\$:コネクティングロッド長である。なお、ガス圧 \$P_g\$ は実験データより得た。慣性力 \$F_{in}\$ を求める際の加速度項は、クランク角 \$\theta\$ の2次成分以上の項を略した近似計算が広く知られている。しかしながら、クランク軸系先端部での軸振動では回転の高次成分を精度良く求めるため、ピストンの変位式(4)をRunge-Kutta法を用いて加速度項を求めた。クランクピンに作用する荷重 \$F_p, F_Q\$ は、式(1)~(5)より、

$$F_p = F_{g-p} - F_{in-p} \dots\dots\dots(6)$$

$$F_Q = F_{g-Q} - F_{in-Q} \dots\dots\dots(7)$$

となる。さらに、シリンダ座標軸P,Qでの荷重 \$F_p, F_Q\$ を、円筒座標軸でのピンにかかる荷重に分解する。クランクピンに作用する接線方向力 \$F_t\$ と半径方向力 \$F_r\$ は、

$$\begin{Bmatrix} F_t \\ F_r \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta & \cos \theta \\ \cos \theta & -\sin \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_p \\ F_Q \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(8)$$

となる。式(8)より求められた接線方向力及び半径方向力の例を図3(A)に示す。これらの励振力をモーダル過渡応答解析に用い、高速フーリエ変換した励振力をモーダル周波数応答解析に用いた。励振力の半径方向における回転の次数成分の例を図3(B)に示す。一般に、回転の次数成分は回転機械で用いられるが、クランク軸の回転でも同様の調査を必要とする⁽²⁾。励振力が最大となる回転の次数を知ることは、回転にたいするクランク軸の振動源を調べることができる。

2・2 励振力ベクトルの結合による等価油膜剛性と減衰の計算 等価油膜剛性や減衰を求めるた

めに、各主軸受にかかる荷重を求めた。図4(A)に、式(6)、(7)より得られた F_p, F_Q のベクトルを示す。 F_p, F_Q の各気筒で得られたベクトルから、バンク角 ϕ の関係より、各主軸 $\#i$ にかかる軸受荷重 P_{y-ji}, P_{z-ji} は、

$$\begin{Bmatrix} P_{y-ji} \\ P_{z-ji} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -\cos\phi & -\sin\phi \\ \sin\phi & -\cos\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sum_{cyl}^k F_p / 2 \\ \sum_{cyl}^k F_Q / 2 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots(9)$$

となる。ここで、 $\sum F_p, \sum F_Q$ は、主軸 $\#i$ に隣接した気筒での荷重の総和を表す。例えば、主軸 $\#2$ で隣接する気筒は、 $cyl=\#1, \#2, \#3, \#4$ ($k=4$)となる。図4(B)に主軸受での油膜の剛性と減衰作用を表す振動モデルを示す。主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。

$$S = 2\mu N L R/P (R/C_p)^2 \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 R :主軸半径、 C_p :平均クリアランス、 μ :油の粘性係数、 N :機関回転数、 L :軸受幅、 P :軸受荷重を表す。周波数応答解析(解析手順(3))での軸受荷重 P は、各 y, z 軸方向でクランク角 $0 \sim 4\pi$ 間における平均荷重を用いた⁽⁴⁾。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⁽⁷⁾を用いて、無次元等価油膜剛性 s_0 と無次元等価油膜減衰 d_0 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 s_0 と無次元等価油膜減衰 d_0 より、クランク角速度を ω とすれば、

$$\begin{bmatrix} S_{0y} & S_{0z} \\ D_{0y} & D_{0z} \end{bmatrix} = P/C_p \begin{bmatrix} s_{0y} & s_{0z} \\ d_{0y}/\omega & d_{0z}/\omega \end{bmatrix} \dots\dots(11)$$

から、等価油膜剛性 S_0 と等価油膜減衰 D_0 を得る。

2・3 実働状態での振動モード特定計算

一般に、複数の固有モードをもつ多自由度系のモーダル周波数応答の振幅は、個々の固有モードに起因する振幅の和と考えることができる⁽⁶⁾。そこで、振幅のピークに対する各固有モードの振幅の割合(以下モード影響度と略す)を調べるために、次のような方法で求めた。一般に、不減衰の定常振動解は、

$$\{\alpha\} = \sum_{r=1}^{NN} \{\phi_r\}^T \{F_r\} \{\phi_r\} / (k_r - \omega^2 m_r) \dots\dots\dots(12)$$

として表わされる。ここで、 NN :総モード数、 α :変位ベクトル、 ϕ_r : r 次の固有モード、 F_r :励振力、 ω :角振動数、 m_r :モード質量、 k_r :モード剛性である。固有モード ϕ_r を正規化し、式(12)より励振点を l 、応答点を k' とし、注目する多自由度系の振動のピーク周波数を f 、油膜特性やシリンダブロック剛性を考慮した実稼働中の r 次の振動モードの周波数を f_r とすると、モード影響度 S は、

$$S = F_l \phi_{rl} \phi_{rk} / (f^2_r - f^2) \alpha_k \dots\dots\dots(13)$$

として表わされる。ここで、 $\omega = 2\pi f$ なる関係をもつ。本解析では、式(13)を用いて、2章解析手順(3)を用いた実稼働中のクランク軸系の振動に対して、そのピークに起因する振動モードを特定した。

3. 測定結果と解析結果との比較による計算精度の検証

3・1 クランク軸系FEMモデルの妥当性の検討

図5にクランク軸系での両端自由とした伝達関数であるアクセラランスの振幅、伝達関数を求めた際の励振点、応答点を示す。図中の実線が計算結果、破線が測定結果である。図より測定結果と計算結果で良い一致が得られていることが分かる。特に、図中A部のピークは、ゴムを装着したダンパリーのふれ振動によるものであるが、その複雑なピークにおいても一致が得られた。また、従来法のより要素⁽⁴⁾での解析精度が周波数範囲1kHzであったのに対し、六面体要素を使用することより2kHzまで解析精度が向上している。

3・2 クランク軸振動及びねじり振動の解析検証

図6(A),(B)にクランク軸系前端部でのレーザ振動計によって得られた測定結果及び2章の解析手順(3)によって得られた解析結果の、顕著なピークをもつ x' 軸方向振動とねじり振動における回転の次数成分を示す。図より、回転の各次数成分において測定結果と計

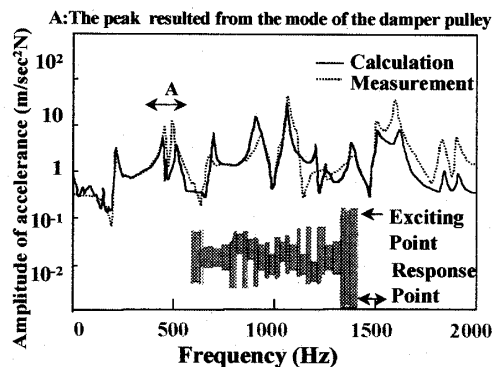


Fig.5 The validity of the crankshaft system FEM model

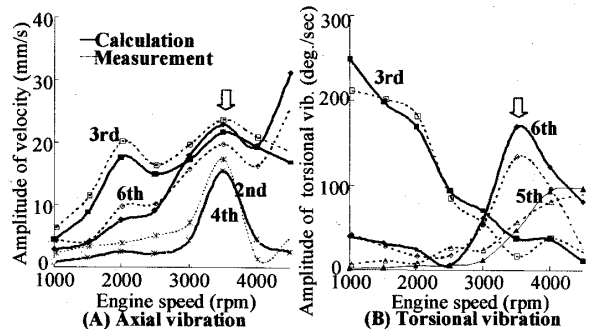


Fig.6 The axial and torsional vibration at the pulley

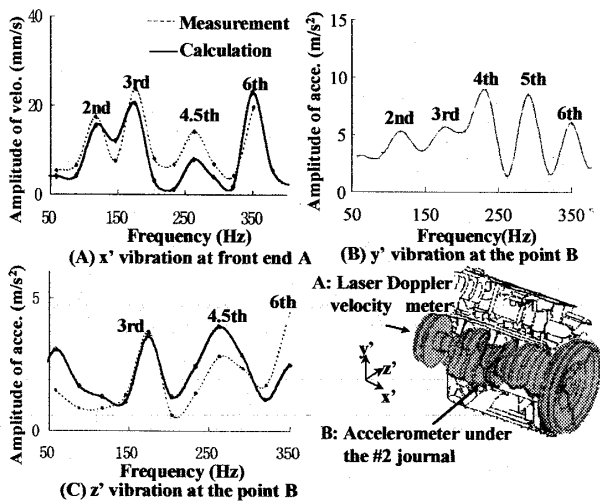


Fig. 7 The vibration of the crankshaft (N=3500rpm)

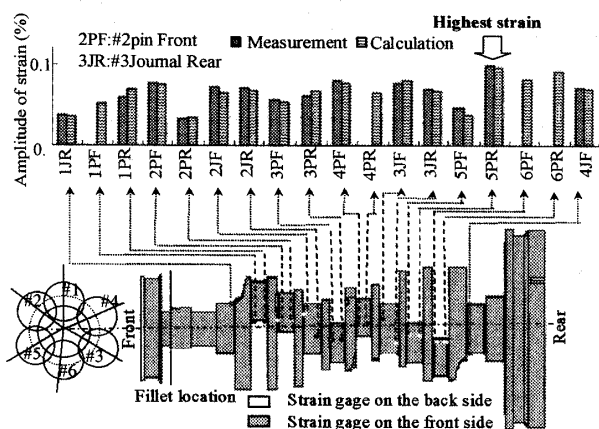


Fig. 8 The fillet strain comparison between the calculation and measurement (N=3500rpm)

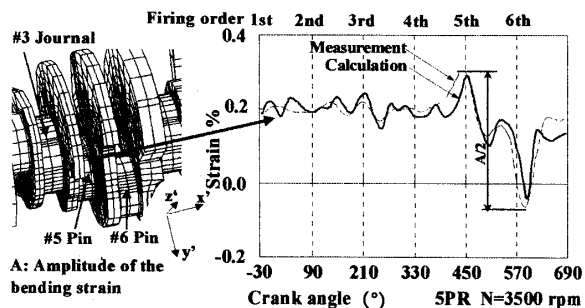


Fig. 9 The strain at the #5 pin rear fillet

算結果で一致が得られ、本解析方法が妥当であることが分かる。両図の軸振動とねじり振動の回転の6次成分において3500rpmにピークが存在していること、回転の3次成分の振動も高いことから、曲げとねじり振動に関連性があると考えられ、5章で考察を行った。

3・3 クランク軸系の軸振動及び軸受部での振動の検証

図7(A)にレーザー振動計より得られたx'軸方向振動の測定結果、図(B),(C)に主軸支持部での加速度計で得られたy',z'軸方向振動の測定結果を示す。図より、測定結果と2章解析手順(3)で得られた結果と比較して良い一致が得られ本解析方法が妥当で

あること、各方向で顕著な振動のピークが回転の2,3,4,4.5,5,6次成分で発生していることが分かる。各方向のクランク軸振動において、共通した振動メカニズムが存在すると推定され、5章で考察を行った。

3・4 クランクピン及び主軸隅肉部で発生するひずみの解析精度の検証

図8にクランクピン及び主軸隅肉部全体での曲げひずみ振幅における測定結果と2章解析手順(2)で行った解析結果の比較を示す。図中に、各隅肉部における記号を定義する。例えば、1PFを#1クランクピンフロント側、1JRを#1クランク主軸リア側の隅肉部と定義する。図より、測定結果と解析結果で一致が得られ、本解析方法が妥当であることが分かる。特に、5PRの曲げひずみ振幅が高いことが分かる。そこで、5PRに注目して、クランク角毎の解析結果と測定結果とを比較した。その結果を図9に示す。

図より、測定結果と計算結果で良い一致が得られ、本解析方法が妥当であることが分かる。また、5PRのひずみは#5気筒の着火時に最大となること、#6気筒の着火時にひずみが最小となることが分かる。ひずみが最小となる理由は、#6気筒が着火した際に、#6気筒のクランク軸が曲げを受け、その曲げによってカウンターウエイトが開き、その結果5PRが圧縮を受けることによる。なお、図9に示す波形をFFTで分析すると、回転の3,4,4.5次成分で顕著なピークの発生が見られた。これらの次数は図7に示した振動と相関があると考えられ、5章で考察を行った。以上の図6~9より振動やひずみに関する解析結果の妥当性が確かめられたので、それらの発生メカニズムの検討を行った。

4. 実稼働中のクランク振動挙動とひずみ分布の可視化

クランク軸系の振動挙動やその振動によって生じるひずみ分布を解明するため、これらの可視化を行った。時刻歴で解いた(第2章解析手順(2))実稼働中の振動挙動と最大主ひずみの分布を図10に示す。対象機関の着火順序が#1,#2,#3,#4,#5,#6気筒の順であり、各気筒が着火し燃焼圧力が最大となるクランク角は、#1気筒が-27.4°、#2気筒が95.6°、#3気筒が215.6°、#4気筒が335.6°、#5気筒が455.6°、#6気筒が575.6°となる。また、慣性力が最大となりクランクピンが外側に引張られるクランク角は、#1気筒が150°、#2気筒が270°、#3気筒が390°、#4気筒が510°、#5気筒が640°、#6気筒が30°となる。図中の破線の矢印は着火気筒とその荷重の方向、実線の矢印はクランク軸の移動方向を示す。クランク軸系のx'

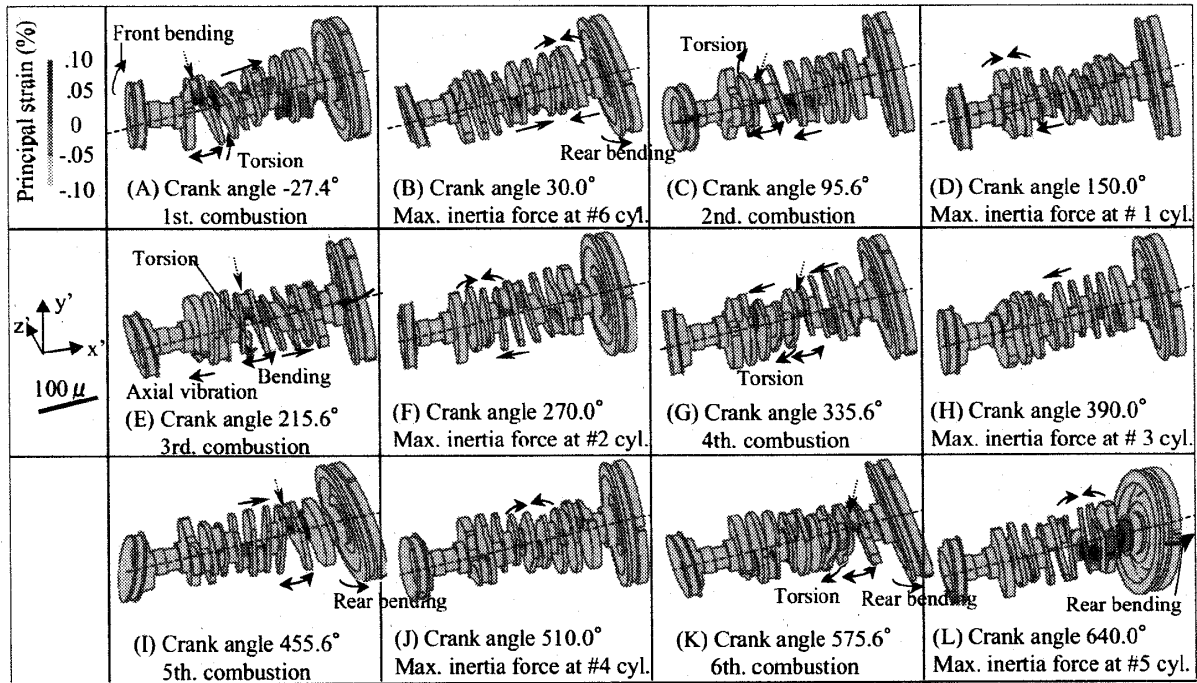


Fig. 10 The vibration behavior visualization and the strain distribution of the crankshaft in operation ($N=3500\text{rpm}$)

軸方向の振動に注目すると、例えば、図中(E)の#3 気筒が着火した時のクランク角 215.6° では、主軸を支点としてクランク軸が曲げを受け、#3 気筒のカウンターウエイトが開き、隣接主軸#2, #3 が x' 軸方向に振動し、V 形機関特有の曲げとねじりを同時に伴う振動が発生していることが分かる。すなわち、クランク軸とピン軸が同一平面上にないため、クランク軸が曲げを受け、 x' 軸方向に伸びると、ねじりが同時に生じている。これらの振動によって、#3 気筒やその隣接気筒である#4 クランクピンの曲げひずみが増加することが本解析結果より判明した。一方、図中(B)の#6 気筒で慣性力が最大となるクランク角 30° では、クランク軸が#6 気筒の隣接主軸を支点として曲げを受け、カウンターウエイトが閉じ、その隣接した主軸#3 や#4 気筒のクランク軸が x' 軸方向に振動していることが観察できる。これらの x' 軸方向の振動は、各気筒での着火時及び慣性力最大時に同様のメカニズムで発生しており、特に着火時における曲げによる軸方向振動はねじり振動を伴い、クランク軸の曲げひずみを増加させている。

x' 軸方向の振動で説明したクランク軸の曲げによる振動は、 y' , z' 軸方向でも生じている。特に、図中(A)の#1 気筒の着火時でのクランク角 -27.4° では、#1 気筒のカウンターウエイトが開き、その影響によってクランク軸系の前駆軸が y' 軸方向に大きくふれて振動していること、1PF のひずみが高くなることが分かる。このクランク軸系の前駆軸のふれ、いわゆるクランク軸前駆曲げ振動は、図中(C)の#2 気筒の着火時で

のクランク角 95.6° でも発生していることから、前駆曲げ振動はプーリ側に近い#1, #2 気筒での着火時に発生すると考えられる。一方、図中(B), (I), (K), (L) において、フライホイール側に近い#5, #6 気筒での着火時や慣性力が最大時でのクランク角 30° , 455.6° , 575.6° 及び 640° では、クランク軸の曲げによって、フライホイール側のクランク軸のふれ回り運動が大きくなる、いわゆるクランク軸後端曲げ振動を観察できる。この振動は、図中(I), (K)において5PRのひずみが高くなることから、図8に示した5PRのひずみが増加する原因であることが判明した。また、ひずみの発生において、ある気筒の着火時及び慣性力最大時に、その気筒のクランク軸の曲げによって、その気筒だけではなく他気筒でのひずみが高くなることが分かる。例えば、図中(L)の#5 気筒の慣性力最大時には、#5 気筒のクランクピン隅肉部のひずみだけではなく、フライホイールを支持する#4 主軸の隅肉部でもひずみが高くなることが分かる。図中(A)の#1 気筒の着火によって、#4, #5 気筒へのひずみの増加も見られる。このように、クランク軸系の曲げやねじり振動によって、ひずみの高くなる位置が変化する。

5. 考察

3, 4章で検討した結果によれば、実稼働中のクランク軸系の振動は、 x' 軸方向の振動、クランク軸の前駆曲げ、及び後端曲げ、ねじり振動が発生していると考えられる。そこで、これらの振動メカニズムを明確に

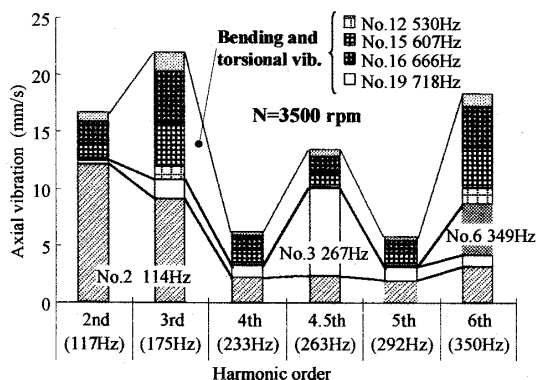


Fig. 11 The modal influence of the axial vibration

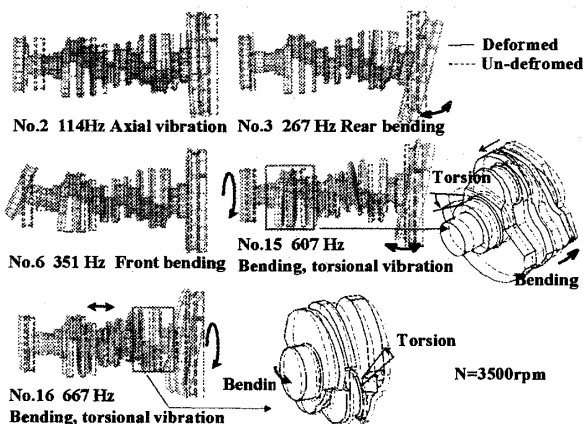


Fig. 12 The main operating mode of the crankshaft system

するために、図7(A)で示した顕著な振動のピークについて調べた。式(13)より求めたその振動のピークに対する振動モードの応答の割合(影響度)を図11に示す。実稼働中のクランク軸系の振動モードは多数存在するが、その中で、No. 2, 3, 6, 15, 16の振動モードの影響度が高いことが分かる。それらの振動モードを図12に示す。図より、No. 2ではクランク軸系の軸振動、No. 3では後端曲げ、No. 6では前端曲げ、No. 15とNo. 16ではクランク軸系の後端曲げをもつ曲げとねじりを同時に伴う振動モードであることが分かる。直列形機関に見られたモードNo. 2, 3, 6に対して⁽⁴⁾、No. 15, 16は、立体構造をもつV形機関特有のクランク軸系振動モードと考えられる。すなわち、4章の可視化で示した、クランク軸とピン軸が同一平面内にないことに起因する、曲げと軸振動を伴うねじり振動モードと考えられる。また、これらの軸振動、前端曲げ、後端曲げ、後端曲げをもつ曲げとねじりを同時に伴う振動モードは、4章で示した可視化結果と同様の結果が得られ、本可視化方法の妥当性が確かめられた。一方、図11によれば、モードNo. 15, 16を含む曲げとねじりを同時に伴う振動は、図7(A)の回転の3次と6次成分の顕著な振動のピークの約50%を占めていることが分かる。したがって、図6(A)(B)に示した顕著なピークをもつ回転の3次と6次成分の軸方向とねじり振動は、曲げとねじり振動を同

時に伴う振動モードの影響を含んでいると言える。さらに、3・4節で示したひずみの顕著なピークが、回転の3, 4, 5次成分に生じていたことから、図11, 12より、5PRのひずみの増加は、主にモードNo. 3, 15, 16の後端曲げ及びV形機関特有の後端曲げをもつ曲げとねじりを同時に伴う振動モードの影響によると考えられる。

6. 結 論

本研究では、実稼働中のV形機関におけるクランク軸系の振動挙動やひずみ分布の予測方法を構築し、それら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. 油膜やシリンダブロックの剛性を考慮した、実稼働中での立体構造形クランク軸系の振動やひずみ分布を解く計算手法を提示した。軸振動、加速度振動や隅肉部のひずみの計算結果と測定結果との比較より、本解析方法が妥当であることが確かめられた。
2. 振動挙動及びひずみ分布の可視化より、着火時及び慣性力最大時にクランク軸系の曲げやねじり振動によってひずみが増加することが判明した。特に、クランク軸系の前端曲げ振動は#1, #2気筒の着火時によって生じ、クランク軸系後端曲げ振動は#5, #6気筒の着火時及び慣性力最大時に生じ、これらの振動によってクランク隅肉部のひずみを増加させる。また、着火時において、クランク軸曲げによる軸方向振動は、V形機関特有のねじり振動を伴い、クランク軸の曲げひずみを増加させる。
3. 測定結果と計算結果より、軸振動や主軸での振動で、各方向に共通した顕著な振動のピークが見られた。このピークをモード分離した結果より、クランク軸系の実稼働中での振動は、主に、軸振動、前端曲げ、後端曲げ振動モード、及びV形機関クランク軸系特有の後端曲げをもつ曲げとねじりを同時に伴う振動モードに起因していることが分かった。特に、後端曲げ及び後端曲げをもつ曲げとねじりを同時に伴う振動は、#5クランクピン隅肉部でのひずみを増加させる要因となる。

文 献

- (1) 若林・ほか2名, 舶機誌, 17-12(1982), 966-973
- (2) 木村, 岡村, ほか, 機論, 61-590, C(1995), 3834-3842
- (3) MSC-NASTRAN User's Manual, Version 66, 1992
- (4) N. Hariu et al. "A Method of NVH and Stress under Operating crankshaft", SAE transaction, (1998), SEC3, 678-687
- (5) 岡村, 山中ほか2名, 機論, 55-516, C(1989), 1974
- (6) 長松昭男, モード解析, 培風館, 1990
- (7) 日本機械学会, 滑り軸受けの静特性及び動特性資料集, 1984