動剛性マトリックス法を用いたクランク軸系 三次元振動の解析*

(第2報, 立体構造クランク軸系およびすべり軸受で支持された
クランク軸系への適用)

岡村 秀 勇^{*1}, 山 中 哲 夫^{*2}
曾 我 部 潔^{*1}, 鈴 木 幸 雄^{*1}

Dynamic Stiffness Matrix Method for Three-Dimensional Analysis of Crankshaft Vibrations

(2nd Report, Application to Solid Structure Crankshaft Systems and the Influence
Due to the Oil Film Stiffness of Crankshaft-Journal Bearing)

Hideo OKAMURA, Tetsuo YAMANAKA,
Kiyoshi SOGABE, and Yukio SUZUKI

The modeling method and calculating process described in the earlier report were applied to two kinds of solid structure crankshaft systems: one for a three-cylinder in-line engine; the other for a V-six-type engine. Again, good agreement was obtained between the calculated results and the experimental ones. The influence of the oil film stiffness of the crankshaft journal bearings on the vibration behavior of the crankshaft system was examined. The vibration behavior of the crankshaft system was predicted by taking account of the influences for a four-cylinder in-line engine, mentioned above, and the results were compared with experimental values.

Key Words: Crankshaft, Vibration Analysis, Dynamic Stiffness Matrix, Natural Frequencies, Mode Shapes, Internal Combustion Engine

1. ま え が き

前報において動剛性マトリックス法をクランク軸系の三次元振動の解析に適用するためのモデル化と解析方法の基礎事項を述べ、これらを平面構造の単シリンダと直列4シリンダの2種類のエンジン用クランク軸系に適用した結果を示した。これらの適用結果では固有振動数と振動モードの計算結果はともに実験結果とよく一致し、モデル化の手法も簡潔かつ妥当であることを示した。

本報ではこれらの解析手法をさらに立体構造の直列3シリンダとV形6シリンダの2種類のエンジン用クランク軸系へ適用した結果を示し、続いてすべり軸受の油膜の弾性係数と減衰係数がクランク軸系の振動挙動に与える影響を検討し、最後に運転時のクランク軸系の振動挙動の推定の手法と結果について述べる。

2. 立体構造クランク軸系への適用

直列3シリンダやV形6シリンダエンジン用のク

ランク軸においては、各クランクスローはクランク角度で120°または60°の位相角ごとに配置され、各構成部材は同一平面上にないことから立体構造クランク軸と呼ばれる。立体構造クランク軸においては、前報で扱った平面構造クランク軸系の場合とは異なって、全系としての独立な2組の面内モードと面外モードを持たずに全部が連成する振動モードだけを持つ。これらの挙動を以下の適用例において示す。

2.1 直列3シリンダエンジン用クランク軸系への適用 図1に解析に用いた直列3シリンダガソリンエンジン(3-φ76×73)用のクランク軸単体の概略図を示し、図2にこれを要素数33(ただし部材の種類は7種類)節点数34を用いてモデル化した場合の部材の配置図と基準座標系の関係を示す。また表1と表2に、各部材の寸法諸元ならびに図2の節点番号1, 2, 22に

図1 L3クランク軸

* 平成元年4月4日 第66期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年6月6日。

^{*1} 正員, 上智大学理工学部 (〒102 東京都千代田区紀尾井町7-1)。

^{*2} (株)リコー (〒107 東京都港区青山1-15-5)。

表 1 3シリンダエンジン用クランク軸の部材寸法

Parts	Element	Dimension [mm]	
	Number	(Length) × (Cross Section)	
Journal	1	60 × $\phi 29.4$	
Left end Journal	2	20.5 × $\phi 39.8$	
Right end Journal	21	48.5 × $\phi 50.1$	
Journal	3, 8, 9, 14, 15, 20	22.25 × $\phi 42$	
Crank pin	5, 6, 11, 12, 17, 18	20.5 × $\phi 42$	
Crank arm	4, 7, 10, 13, 16, 19	36.5 × 79×16.5 h = 19	
Counter weight	22, 23, 24, 25, 26, 27	21.0 × 79×14	
weight	28, 29, 30, 31, 32, 33	49.0 × 102×16.5	

表 2 プーリ, タイミングギヤ, フライホイールの質量と慣性モーメント

Parts	Mass [kg]	Moment of inertia [kg m ²]		
		I_x	I_y	I_z
Front pulley	0.62	1.37×10^{-3}	7.82×10^{-4}	7.82×10^{-4}
Timing gear	0.69	1.21×10^{-3}	4.81×10^{-4}	4.81×10^{-4}
Fly wheel	7.7	6.59×10^{-2}	3.64×10^{-2}	3.64×10^{-2}

図 2 3シリンダエンジン用クランク軸のモデル化

図 3 直列3シリンダ用クランク軸単体 (自由-自由) の振動モード (1次)

取付けられるフロントプーリ, タイミングギヤ, フライホイールの質量と慣性モーメントの諸元を示した。

表3にクランク軸単体, 表4に前者にフロントプーリとタイミングギヤとフライホイールを装着した場合の固有振動数の計算値と実験値, ならびに実験値に対する相対誤差を示す。図3にクランク軸単体の1次モード, そして図4にプーリ等を装着したクランク軸系の2次モードの振動モードの計算結果と実験結果を示した。なお, 実験の際の測定点は前者については26点, 後者については39点を選んだ。

表3, 4から固有振動数の計算値はクランク軸単体については3次での14.9%, クランク軸系について

表 3 3シリンダ用クランク軸 (単体) の固有振動数

Mode	Measured [Hz]	Calculated [Hz]	Rel. Error [%]
1st	518.4	475.9	-8.2
2nd	566.2	560.6	-1.0
3rd	850.4	723.5	-14.9
4th	1056	1133.1	+7.3
5th	1154	1163.8	+0.8
6th	1504	1479.5	-1.6

表 4 3シリンダ用クランク軸系 (FP, TG, FW 付) の固有振動数

Mode	Measured [Hz]	Calculated [Hz]	Rel. Error [%]
1st	209.3	208.0	-0.6
2nd	215.3	245.0	+13.8
3rd	451.1	477.0	+5.7
4th	480.1	524.0	+9.1
5th	669.8	643.5	-3.9
6th	899.5	875.5	-2.7

図 4 直列3シリンダ用クランク軸系 (FP, TG, FW 付) (自由-自由) の振動モード (2次)

は2次での13.8%の各1点を除けば、他の相対誤差はすべて10%以内で実験値とよく一致することがわかる。

また上述の立体構造クランク軸系での振動の連成挙動を示すために図3, 4においては上方からNo. 1, 2, 3の各クランクスローについての面内モードと面外モードの三面図を、続いて全系のねじりモードの振動モードを、計算結果と実験結果を左右に対比させて示した。図3の振動モードの計算結果からクランク軸単体での1次モードはNo.2クランクスローの面内曲げが支配的なモードで、これにNo.1, 3両クランクスローの面内モードと面外モードが重畳したモードである。実験結果も計算結果とよく一致している。他方、図4の振動モードの計算結果からプーリ、フライホイール等を装着したクランク軸系の2次モードは、No.1クランクスローの支配的な面内曲げモードにNo.2, 3スローの面内曲げ振動と第3クランクピン中央部を節としたクランク軸全体のねじりモードが重畳するモードであることがわかる。この場合も実験結果は計算結果とよく一致している。ただし、実験ではねじりモードを正確に測定できなかったもので、図3, 4ではこれらを省略した。

2.2 V形6シリンダエンジン用クランク軸系への適用 図5に解析に用いたV形6シリンダガソリンエンジン(V6-φ87×83)用クランク軸の概略図を示す。このクランク軸は、バンク角60°のもとで120°の

図5 V6形エンジン用クランク軸

図6 V6形エンジン用クランク軸の部材の配置

等間隔着火を実現するために6個のクランクピンがクランク角で60°ごとに(実際には2個のクランクピンを持った3組のクランクスローの形で)配置され、これに4個の主軸受と5個の釣合おもりが取付けられている。

図6にこれを20種類計44個の部材と45個の節点を用いてモデル化した際の部材の配置と、基準座標系

表5

(a) V6形エンジン用クランク軸の部材寸法

Element		Dimension [mm]	
Parts	Number	(Length) × (Cross Section)	
Journal Left end	1	28 ×	φ25
	2	15 ×	φ25
	3	37.3 ×	φ35.8
	4	12.25 ×	φ63
Journal Right end	35	17.2 ×	φ63
	36	18.6 ×	φ84
Journal	5	25.5 ×	φ63
	14, 15, 24, 25	17.5 ×	φ63
	34	24.25 ×	φ63
Crank pin	7, 8, 31, 32	21.375 ×	φ50
	11, 12, 17, 18	18.25 ×	φ50
	21, 22, 27, 28	18.25 ×	φ50
Crank arm	6, 33	41.5 ×	70 × 23(h=29)
	9, 10, 29, 30	20.75 ×	50 × 20(h=23)
	13, 16, 23, 26	41.5 ×	80 × 11(h=21)
	19, 20	20.75 ×	50 × 20(h=23)
Counter weight	38, 40	35.94 ×	70 × 20
	39	35.94 ×	94 × 20
	37, 41	91 ×	110 × 21.5
	42, 44	91 ×	70 × 17
	43	91 ×	92 × 18

(b) プーリ、タイミングギア、フライホイールの質量と慣性モーメント

Parts	Mass [kg]	Moment of inertia [kg m ²]		
		I _x	I _y	I _z
Front pulley	2.65	7.79×10 ⁻³	6.00×10 ⁻³	6.00×10 ⁻³
Timing gear	0.34	1.43×10 ⁻⁴	9.09×10 ⁻⁵	9.09×10 ⁻⁵
Fly wheel	8.7	1.17×10 ⁻¹	5.80×10 ⁻²	5.80×10 ⁻²

表6 V6形クランク軸(単体)の固有振動数

Mode	Measured [Hz]	Calculated [Hz]	Rel. Error [%]
1st	317.7	306.0	-3.7
2nd	320.8	314.6	-1.9
3rd	559.8	552.9	-1.2
4th	693.2	738.6	+6.5
5th	760.4	785.3	+3.3
6th	—	860.1	—
7th	946.8	901.7	-5.1

表7 V6形クランク軸系(FP, TG, FW付)の固有振動数

Mode	Measured [Hz]	Calculated [Hz]	Rel. Error [%]
1st	134.8	146.4	+8.6
2nd	145.7	154.5	+6.0
3rd	—	322.3	—
4th	331.6	338.5	+2.1
5th	350.1	372.1	+6.3
6th	459.0	482.9	+5.2

との関係を示し、表5に各部材の寸法ならびにプーリ、タイミングギア、フライホイールの質量と慣性モーメント等の諸元を示した。

表6にクランク軸単体の場合、表7にプーリとフライホイールを装着したクランク軸系の場合の固有振動数の計算値と実験値ならびに相対誤差を示した。

図7に、表7のクランク軸系の第1次モードの振動モードの計算結果と実験結果(応答測定点51点)を、図3, 4の表示方法によって示した。

表6, 7から固有振動数の計算値は平面構造クランク軸系を含めたこれまでの4種類のクランク軸系への適用例の中で最も実験値に近く、相対誤差はクランク軸単体の場合で最大6.5%, クランク軸系の場合でも8.6%にすぎない好結果を得た。

また図7から1次モードの振動モードは、No.1, 6クランクスローを含む図5のxz平面内の面内曲げが支配的なモードであり、ねじりモードはあまり顕著でないことがわかる。この場合も曲げモードに関する限り計算結果は実験結果とよく一致することがわかった。

3. すべり軸受の影響と運転条件下のクランク軸系の振動

これまで主として自由-自由状態のクランク軸系を扱ってきたが、運転条件下におけるクランク軸系は、フロントプーリやフライホイールのほかにピストンやコネクティングロッドの主要運動部分が取付けられ、さらにすべり軸受で支持される。

図7 V6形クランク軸系(FP, TG, FW付)の振動モード(1次)

周知のように、ピストンに加わるガス圧力による力を F_g 、往復質量による慣性力を F_i 、両者の和を F_p とすると、すべり軸受にかかる垂直荷重 F_v と水平荷重 F_h は次式で示される⁽³⁾。

$$F_v = F_p = F_g + F_i \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$F_h = F_p \cdot \tan \phi = (F_g + F_i) \tan \phi \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし ϕ はコネクティングロッド傾斜角で、クランク角を θ 、クランク半径を r 、コネクティングロッド長さを l とすると、 ϕ は次式で示される。

$$\phi = \tan^{-1} \frac{\frac{r}{l} \sin \theta}{\sqrt{1 - (\frac{r}{l})^2 \sin^2 \theta}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで F_g と F_i はエンジンの負荷と回転数によって定まり、両者の和 F_p はシリンダに近接する両端の主軸受にのみ加わることから、多シリンダエンジンの各主軸受にかかる荷重は、運転条件のほかにシリンダの配置、着火順によっても支配されることがわかる。

上述の複雑な軸受荷重に加えて、前報で述べたように、すべり軸受に働く油膜の弾性力と減衰力はそれぞれに荷重方向とこれに垂直な方向の両成分の間で連成を持つために、運転中の油膜の弾性力と減衰力はさらに複雑に変化する。したがって油膜力を正確に推定することは困難で、なんらかの簡略化した仮定が必要と思われる。

文献(1)によると回転体の系をすべり軸受で支持した場合には、油膜力の影響を受けて、そのふれまわり危険速度は、軸受位置で単純支持したとして計算した危険速度よりも低いことが知られている。著者らも最近クランク軸系の固有振動数が静止時と運転時で異なることから、油膜力の影響に気づいていた。

油膜力の影響を概算するために、以下で代表的な運転条件下について油膜の弾性係数と弾性力ならびに減衰係数と減衰力を概算し、さらに減衰力を無視して1サイクル中の平均弾性係数と弾性力を仮定した等方性支持下のクランク軸系の振動挙動を、直列4シリンダ用のクランク軸について検討する。

3.1 油膜弾性力がクランク軸系の固有振動数に与える影響 はじめに、先報の計算に用いた直列4シリンダエンジン用のクランク軸系について、軸受寸法と3種類の運転条件(最高爆発圧力7.5 MPa、往復質量0.85 kgのもとで、回転数 $N=10, 50, 100$ rps)における着火上死点での最大軸受垂直荷重からSommerfeld数 S を求め、これを用いて文献(2)の数値解から概算した軸受油膜の弾性係数と減衰係数の値を表8に示した。

次に、運転中の軸受水平荷重は垂直荷重の10%程

度にすぎないので簡略化のためにその影響を無視し、さらに垂直・水平両方向の弾性係数間の連成項を無視する。ここで軸受の中を回転するクランク軸が受ける軸受力を等方性と仮定するとクランク軸にかかる平均弾性係数 $\bar{k}_{zz}$, $\bar{k}_{yy}$ を近似的に表8の k_{zz} , k_{yy} の平均値と仮定でき次のように書くことができる。

$$\bar{k}_{zz} = \bar{k}_{yy} = \frac{1}{2}(k_{zz} + k_{yy}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

表8の場合 $\bar{k}_{zz}$ と $\bar{k}_{yy}$ の値は $N=50$ rps で約 3×10^9 (N/m), $N=100$ rps で約 1.5×10^9 (N/m) である。

ここで平面構造のクランク軸系においては“面内モード”と“面外モード”は相互に非連成のため、前者の振動挙動は垂直方向、後者の振動挙動は水平方向の軸受弾性係数のみにより定まる。

図8は、上述の $\bar{k}_{zz}$ と $\bar{k}_{yy}$ の値を 1×10^9 (N/m) から

表8 種々の運転条件下でのクランク軸受の Sommerfeld 数と軸受油膜の弾性係数

Parameters		N=10rps full load	N=50rps full load	N=100rps full load
Gas force	F_g (kgf)	3405	3450	3450
Inertia force	F_i (kgf)	-14	-350	-1410
Bearing load	F_v (kgf)	1695	1528	1000
Sommerfeld number	S	0.014	0.075	0.230
Non dim. stiffness of oil film	K_{zz}	24.6	7.79	5.75
	K_{yy}	2.33	1.77	1.10
Stiffness of oil film	k_{zz} (N/m)	16.74×10^9	4.96×10^9	2.40×10^9
	k_{yy} (N/m)	15.85×10^9	1.13×10^9	0.46×10^9
Non dim. damping coefficient	C_{zz}	14.00	8.51	8.91
	C_{yy}	0.821	1.61	2.79
Damping coefficient of oil film	c_{zz} (Ns/m)	15.09×10^6	17.24×10^6	5.91×10^6
	c_{yy} (Ns/m)	0.855×10^6	3.26×10^6	1.85×10^6

Engine: $\phi 76 \times 42$ 4 cylinder in-line diesel
Bearing: $d=48$, $l=24$, $r/c_0=10^3$
Lubricant absolute viscosity: $\nu=20 \times 10^{-3}$ Pas

図8 4シリンダ用クランク軸系における油膜弾性係数と固有振動数との関係

1×10^9 (N/m) まで変化させた場合の(a)面内モードならびに(b)面外モードについての油膜弾性係数と固有振動数の関係である。図8から、ねじりが支配的な1個の面外モードを除いて固有振動数は $\bar{k}_{zz}$, $\bar{k}_{yy}$ の増加とともに上昇するが、その上昇の割合は拘束の影響を受けやすい高次モードのほうが著しいことがわかる。

図9は同様の関係を立体構造のV形6シリンダエンジン用クランク軸系について計算した例で、ここでも等方性支持 ($\bar{k}_{zz} = \bar{k}_{yy}$) と仮定した。図9から、軸受弾性係数が固有振動数に与える影響は、立体構造クランク軸系ではいっそう複雑になり、モード次数が入れ換わることもあることがわかった。

なお、図8, 9において $\bar{k}_{zz}$, $\bar{k}_{yy}$ を低下させると振動モードは剛体モードに近づき、また $\bar{k}_{zz}$, $\bar{k}_{yy}$ を高くすると振動モードは剛支持状態下の振動モードになる。

3.2 運転条件下におけるクランク軸系の振動特性と計算例 図8, 9から運転条件下のクランク軸系の振動挙動がすべり軸受の弾性係数の影響を大きく受けることがわかった。このほか運転条件下ではピストンやコネクティングロッドによる慣性力の影響を考慮する必要があるので、Den-Hartog⁽³⁾に従ってピストンとコネクティングロッド小端部の合計の質量 m_{rec} の1/2を1サイクル中の平均往復質量とし、コネクティングロッド大端部の質量をクランクピンに取付けられた回転質量 m_{rot} とし、両者の和をクランクピン中央部への付加質量とした。

運転条件下のすべり軸受については、上述の手順から1サイクル中の平均軸受弾性係数を仮定できるが、多シリンダエンジンの場合には、1サイクル中に最前部と最後部の主軸受では1回、その他の主軸受では2回の軸受荷重を受けることを考慮して平均軸受荷重を

図9 V6形クランク軸系における油膜弾性係数と固有振動数との関係

表 9 支持条件による 4 シリンダ用クランク軸系の固有振動数 (プーリ, フライホイール付)

(a) In-plane mode natural frequency [Hz]			
Mode	Calculated		Measured in Assembled Eng.
	Free-Free	Oil-film Supported	
1st	1 50	2 23	2 67
2nd	3 59	4 24	4 40
3rd	5 34	5 40	5 42
4th	—	6 69	6 19
5th	10 58	9 42	—

(b) Out-of-plane mode natural frequency [Hz]			
Mode	Calculated		Measured in Assembled Eng.
	Free-Free	Oil-film Supported	
1st	2 04	2 55	—
2nd	3 82	3 93	4 10
3rd	4 98	4 78	5 42
4th	—	6 39	6 58
5th	10 27	9 32	—

(a) 油膜支持された 4 シリンダエンジン用クランク軸系の面内モード

(b) 油膜支持された 4 シリンダエンジン用クランク軸系の面外モード

図 10

求め、この平均軸受荷重から平均 Sommerfeld 数を求めた後に数値解から油膜の弾性係数を計算した。

なお、運転中のクランク軸系の振動のほとんどが高速回転域で発生する。これらのことを考慮し、表 8 の値を参考にして、直列 4 シリンダエンジンの運転時については、弾性係数として以下の概算値を仮定した。

第 1, 5 主軸受 : $\bar{k}_{zz} = \bar{k}_{yy} = 0.8 \times 10^9$ (N/m)

第 2, 3, 4 主軸受 : $\bar{k}_{zz} = \bar{k}_{yy} = 1.0 \times 10^9$ (N/m)

表 9 に自由-自由および上記の弾性係数を仮定した油膜支持の場合の 4 シリンダエンジン用のクランク軸系の“面内モード”と“面外モード”の固有振動数の計算結果を、エンジン組込状態 (静止時では単純支持に近い) での実験結果とともに示した。また、図 10 に油膜支持の場合の振動モードの計算結果を示した。

表 9 から、油膜支持の場合の固有振動数は自由-自由の場合とはかなり異なることがわかる。また、図 10 から、油膜支持の場合の振動モードも自由-自由の場合 (前報参照) とはかなり異なり、“面内モード”については 1 次ではフライホイールが、2 次ではプーリがオーバハングした状態で振動し、同時に若干の縦振動が誘発されることがわかる。また“面外モード”については曲げが拘束される結果、ねじりモードが卓越したモードになる。ここで図 10 の面内モードは同形式のエンジンについて多発している振動モード⁽⁴⁾⁽⁵⁾とよく一致している。

図 11 は同一形式のエンジンについて火入れ運転時に計測したエンジン回転数と面内曲げ振動 (第 4 クランクピンの後方フィレット部にストレインゲージを張

図 11 4 シリンダエンジン用クランク軸のねじり振幅と曲げ応力 (火入れ運転時)

って計測)ならびにねじり振動(フロントプリーで計測)の応答との関係である。計測結果から固有振動数は前者については約 210 Hz, 後者については約 400 Hz であり, これらの実測値はいずれも表 9 の油膜支持の計算値(それぞれ 223 Hz, 393 Hz)にかなり近い。

4. 考 察

(1) 立体構造クランク軸系への適用結果とその特徴: 前報において平面構造クランク軸系に適用したのと同じモデル化と解析手法を, 本報では立体構造の直列 3 シリンダと V 形 6 シリンダのエンジン用クランク軸系に適用した。表 3, 4 と表 6, 7 ならびに図 4, 8 から固有振動数と振動モードの計算結果は, それぞれ実験結果とよく一致することがわかる。

特に V 形 6 シリンダエンジン用のクランク軸系は, 形状が極端に複雑であるにもかかわらず, 固有振動数の計算結果はクランク軸単体とプリーとフライホイールを取付けたクランク軸系の両者に対してともに 10 %以下の相対誤差で実験結果と一致し, 振動モードについても曲げ, 縦, ねじりの各モードが複雑に連成する振動挙動を明確に計算することができた。したがって, 前報で提案したモデル化と解析手法が, 立体構造クランク軸系に対しても十分適用できると考えられる。

また, 図 3, 4, 7 から, 立体構造の場合は, 平面構造の場合に比べて振動モードが一段と複雑であることがわかる。すなわち, 最も単純な 1 次モードについてさえ, 各スローの局所的な面内, 面外曲げに加えて全体的なねじり・縦の両変形が生じる。したがって, 従来から単純に“1 節ねじり”, “2 節ねじり”と呼ばれる振動も“ねじりモード”の他に“曲げ・縦モード”がある程度介入するモードと解すべきであろう。

(2) 油膜の弾性係数がクランク軸系の振動挙動に与える影響: クランク軸系の振動挙動は多くの場合自由-自由の状態について示されるが, 図 8, 9, 10 の計算例から固有振動数と振動モードはともにすべり軸受の油膜弾性係数の影響を受けてかなり変化することが分った。このため, エンジンのクランク軸系の固有振動数も, 静止時と運転時とは異なることが類推できる。事実, 直列 4 シリンダエンジンでの実験によると, 静止時における面内モード 1 次の固有振動数は 267 Hz (表 9 参照) であるが, 運転時には約 210 Hz (図 11 参照) となり, 約 20 %も低下することがわかった。

運転時のクランク軸系にかかる軸受力は, 変動する上述の油膜弾性力と減衰力に加えて, シリンダブロッ

クを含めた主軸受本体の動剛性の影響もかなり受けるので, 上述の運転時の固有振動数の変化には油膜力以外の影響も考えられるが, それでも上述の火入れ運転時の実測値 210 Hz は, 表 9 の油膜支持の場合の計算値 223 Hz にかなり近い。

(3) 運転時におけるすべり軸受の油膜の弾性係数と減衰係数: 表 8 に軸受寸法と平均 Sommerfeld 数から推定した運転時におけるすべり軸受の平均油膜弾性係数の計算結果を示したが, これらの値は概略値として妥当と思われる。

Affenzeller-Thien⁽⁶⁾は, 本研究に用いたエンジンとほぼ同一形式の同程度の寸法のディーゼルエンジン(直列 4 気筒 2 l)について, 運転時における着火上死点から上死点後 40°までの油膜の弾性係数と減衰係数を FEM を用いて $N=50$ rps について計算した結果を報告しているが, 表 8 の $N=50$ rps の計算値はこれらの値に近い。

その研究結果によるとこの区間の油膜の弾性係数はかなり高く, FEM から計算した油膜を除いた主軸受本体の弾性係数に比べて 5~10 倍も高いと指摘している。しかし, 上死点後 40°を過ぎると軸受荷重は急速に低下し, 油膜の弾性係数も低下するので, 1 サイクルの平均値を考えるとその値は上記の指摘ほど高くないものと推測できる。

油膜の弾性係数を考える手がかりとして中央に集中質量を有する一様断面はりを, 中央に集中荷重を有する重さのないはりに置き換えて, 両端を単純支持並びにばね支持した両場合を考える。ばねの質量を無視して, ばね定数を k_s とし, 単純支持の際の等価ばね定数を $k_b=(48EI/l^3)$ とする時, $k_s=0.5k_b, k_b, 2k_b, 3k_b$ とした際の固有振動数は単純支持の場合の 0.7 倍, 0.82 倍, 0.87 倍, 0.9 倍となる。上述の 4 シリンダエンジンの場合, 静止時の 1 次モード(面内曲げ)の固有振動数は 267 Hz (表 9 参照) で, 運転時には約 210 Hz (図 11 参照) で前者の約 0.82 倍であったので, この場合運転時の油膜の弾性係数はクランク軸系自体の剛性とほぼ同程度と類推できる。ちなみに, このエンジンのクランク軸の 1 スローを太さジャーナル径: $d_j=48$ mm, 支点間距離: $l=88$ mm の両端支持ばりで置き換えたとき, $k_b=(48EI/l^3) \approx 3.8 \times 10^9$ (N/m) であり, 他方 5 個の主軸受の $N=70$ rps における平均油膜弾性係数の推定値は約 2.3×10^9 (N/m) であるので両者は同程度の大きさであると考えられる。

(4) モデル化の長所と問題点: 平面構造と立体構造のすべてのクランク軸系について, 固有振動数と振動モードが意外なほどの好精度で計算できた最大

図 12 V 6 形エンジン用クランク軸系における伝達関数
(加振点 No.5 クランクピン, 応答点 No.2 クランク
ジャーナル)

の理由として、モデル化の適切さが考えられる。前報でも強調したように、本研究で提案したモデル化は極めて簡潔な上に実際の形状や寸法に忠実に対応し、特別の考慮や経験を要しない。また各部材の動剛性マトリックスは解析解のみで記述できるなどの利点がある。

ただし、現状では、クランク軸系についてはプーリやフライホイールの固有モード (例えば円板モード) を、またクランク主軸受部の剛性については、シリンダブロック本体の剛性を考慮していない。このため、解析が低次モードに限定される場合には問題がないが、高次モードを扱う場合には、上述のプーリやフライホイール、シリンダブロック側の動剛性マトリックスを実験 (または FEM) から求め、BBA (ビルディングブロック法)⁽⁷⁾⁽⁸⁾等の手法を用いてクランク軸単体の動剛性マトリックスと結合し、全系の動剛性マトリックスを作る必要があると考えられる。この手法の可能性を示すために、V 6 形エンジン用クランク軸系についてのアクセラランス伝達関数 $m/(Ns^2)$ の計算結果と実験結果を図 12 に示したが、両者は良く一致している。

(5) 動剛性マトリックス法: 本報で用いた動剛性マトリックス法は、伝達マトリックス法に比べると系が複雑になるにつれマトリックスの大きさはかなり大きくなるが (前述の計算例では直列 3 シリンダで 204×204 , V 形 6 シリンダで 270×270)、他方で全系の中における各部材の剛性の分布を見渡せることや、任意の入出力点に対する伝達関数の計算したがって強制振動の応答計算が簡単化できる利点がある。もちろん FEM に比べると解析のための工数と費用は大幅に節減できる。

(6) 本解析手法の有効な適用範囲: 振動・騒

音ならびに疲労強度上で問題になるクランク軸系の共振現象は、多くの場合 1 次および 2 次の低次モードに限られ、固有振動数の範囲も 1 kHz どまりの場合が多い。このような低次モードの場合、本手法は極めて有力な解析手法になり得ると考えられる。

特に、クランク軸系の設計の予備検討の段階で、各部の寸法やカウンタウェイトの形状と配置、フライホイールやフロントプーリの概略寸法 (質量と慣性モーメントの組合せ) 等から固有振動数と振動モードを概算するのに極めて有効であると思われる。このほか、クランク軸系の共振時における軸受部弾性力 (クランク軸系から主軸受への励振力) を考慮して振動モードを修正する際の計算手段としても有効に利用できると考えられる。

5. 結 言

前報で平面構造クランク軸系に用いたモデル化と解析手法を 2 種類の立体構造クランク軸系に適用した計算結果は、固有振動数と振動モードともに実験結果とよく一致した。このほかすべり軸受部の油膜の弾性係数がクランク軸系の固有振動数と振動モードに与える影響を計算例で示し、運転条件下のクランク軸系の振動挙動を推定する手掛りを示した。また、運転条件下の固有振動数は油膜の剛性のために単純支持の場合よりも約 20 % 低下するほか、振動モードも若干変化することがわかった。

最後に実験用のクランク軸系とエンジン、参考資料等を提供して下さいたいすゞ自動車 (株) 小型エンジン設計部の中田輝男、太田俊明の両氏、日産自動車 (株) 車両研究所の石浜正男、渋谷広彦の両氏に深甚の謝意を表します。

文 献

- (1) 谷口代表編, 振動工学ハンドブック, (1976), 941, 養賢堂.
- (2) 日本機械学会編, すべり軸受の静特性および動特性資料集, (1984), 29-33, 日本工業出版.
- (3) デンハルトック (谷口・藤井訳), 機械振動論, (1960), 241, コロナ社.
- (4) 名切・ほか 4 名, エンジン運転時のクランク軸の曲げ振動, 自技会学術講演会前刷集, (1984-10), 237-242.
- (5) 石浜・ほか 2 名, 加速時の車内音質に及ぼすパワープラント振動の影響解析, 自技会車内騒音の低減と音質改善シンポジウム, (1987-12), 30-39.
- (6) Affenzeller, J. and Thien, G.E., Evaluating Engine Design for Low Noise Using Dynamic Structural Modeling, SAE Paper, 820435 (1984).
- (7) 長浜, モード解析, (1985), 203-235, 培風館.
- (8) 大久保, 機械のモーダルアナリシス, (1981), 119-170, 中央大学出版部.

討 論

〔質問〕 川 副 嘉 彦〔埼玉工業大学〕

(1) 表9に関連して:

(i) 軸受位置で単純支持(静止時)した場合の振動数計算値を示していただけたらありがたい。

(ii) 軸受単純支持(静止時)の実験において、面外振動の一次が出ていないのはどのような理由からか。

(2) 1979 ページ右欄 15~16 行めの記述に関連して、軸受がない場合と軸受で支持された場合の低次の振動モードに差異があるのは当然のように思う。モデル化の適切さを示すのであれば、むしろ単純支持における計算値と実測値を比較したうえで、油膜支持における計算値と運転時の実測値を比較したほうが良さそうに思えるがどうか。

(3) 1980 ページ右欄 32~43 行めの説明「上述の…考えられる」を補足していただけるとありがたい。ご主旨は、軸受部で単純支持した場合のクランク軸系の剛性に等しいばねで軸受部を支持したモデルにより運転時の振動数が計算できるということであろうか。

〔回答〕 (1) (i) 表9の4シリンダ用クランク軸系に関しては、主軸受位置でばね支持した場合の固有振動数と振動モードだけを計算し、単純支持した場合の計算を行っていない。(参考までに表4の3シリンダ用クランク軸についての計算例を付表1に示した。)

(ii) 軸受単純支持(エンジン組込み・静止時)の実験において一次が出ていないのは(a)一次は面外曲げモードが支配的に顕著なモードであるのに対し、これに近接した面内一次モードがあって識別が困難であったこと、(b)シリンダブロックも上死点位置にあるクランク軸系に対してやはり曲げ剛性が高いこと、(c)加振点の位置が制約されてこのモードを適切に励振できなかったことなどが原因と思われる。

(2) モデル化の適切さを示すためには、単純支持における計算値を組込み時の実測値と比較したうえで、油膜支持における計算値と運転時の実験値を比較したほうが良いのではないかのご指摘には同感である。他方、わずかな経験だが、エンジンに組み込まれたクランク軸の主軸受部本体の剛性は有限であり、また軸受すきまの範囲内で曲げ変形が起こり得ること、油膜の挙動などがあって単純支持の場合と様子が異なる面がある。モデル化の改善を含めてご指摘の線で今後この研究をまとめるつもりである。

付表1 軸受で支持されたL3クランク軸系の固有振動数
(プーリ、フライホイール付き)

Mode	Calculated [Hz]	
	Simply supported	Oil-film supported [Relative ratio]
1st	295.2	233.7 (79.2%)
2nd	410.5	331.0 (80.6%)
3rd	532.4	449.5 (84.4%)
4th	718.1	590.4 (82.2%)
5th	929.7	749.3 (80.6%)

付図1

(3) この部分の要旨は以下のとおりである。付図1(a)のように一様断面の軸の中央に回転体がある系をすべり軸受で支持した場合、静止時については付図1(b), (c), 運転時については付図1(d), (e)のような等価振動系を考えることができる。付図1(c), (e)において m_{eq} を軸の等価質量を含めた系の質量、 k_b を(軸受部の剛性をも含めた)軸のばね定数、 k_s をすべり軸受の油膜のばね定数とすると、付図1(c), (e)の系の固有振動数 f_2, f_3 は

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_b / m_{eq}} \dots \dots \dots (i)$$

$$f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2k_b k_s}{m_{eq}(2k_s + k_b)}} = \sqrt{\frac{2k_s}{(2k_s + k_b)}} \cdot f_2 \dots \dots \dots (ii)$$

となる。式(2)において $k_s = 0.5k_b, k_b, 2k_b, 3k_b$ とおくと $f_3 = 0.7f_2, 0.82f_2, 0.87f_2, 0.9f_2$ となることからわかるように、 f_2 と k_b が既知であれば、運転時と静止時の固有振動数の比 f_3/f_2 から逆に k_s/k_b が求まり、 k_b を用いて k_s が推定できるということである。