

クランク軸形状設計技術の開発

Development of Crankshaft Configuration Design

藤本隆裕/Takahiro Fujimoto・総合技術研究所 基盤技術研究部

岡村一男/Kazuo Okamura・総合技術研究所 基盤技術研究部 主任研究員

山本三幸/Miyuki Yamamoto・総合技術研究所 基盤技術研究部 主任研究員 工博

肥田安雄/Yasuo Hida・関西製造所 型鍛造品技術室 参事補

要 約

近年自動車エンジン用クランク軸には、軽量化が求められている。しかし、安易な軽量化は軸受荷重の増加や振動・騒音の増加をもたらすことが多い。

本報では、クランク軸の剛性を考慮した軸受荷重計算手法および、これを基にしたクランク軸形状最適化手法とエンジン振動評価手法について紹介した。

本手法を用い、直列4気筒エンジン用クランク軸で軸受荷重低減と重量低減を両立できるクランク軸形状があることを示した。

Synopsis

In recent years, weight reduction is sought of the crankshaft for an automobile engine. There are, however, some cases where makeshift measures for such reduction cause the bearing load to increase, bringing about more vibration/noise.

This paper introduces a calculation method for bearing load in consideration of crankshaft rigidity and an engine vibration evaluation method as well as a crankshaft configuration optimization technique on the basis of the above-mentioned calculation.

It was revealed that these methods are applicable to such crankshaft configuration that can reduce both bearing load and weight of a series four-cylinder-engine crankshaft.

1. 緒 言

自動車エンジン用クランク軸には型鍛造品と鋳造品(DCI)とがあり、型鍛造品は強度・剛性が重視されるエンジンを主体に適用されている。しかしながら、近年エンジンへの多様化・高度化要求の高まりに伴い、主要機能部品である型鍛造クランク軸についても要求性能を高いレベルで実現することが求められている。これまで型鍛造クランク軸素材メーカーとして、デザインインの観点から、バランス解析やFEMによる剛性解析技術を開発し軽量・高機能クランク軸形状を追求してきたが、単純な軽量化(例えばすべてのカウンタウェイトを一律に小さくするなど)は軸受け荷重の増加による軸受け損耗やエンジン振動・騒音性能の悪化をまねく可能性があり、軸受け荷重まで考慮した形状設計手法が必要とされてきている。

軸受け荷重に関しては、P. N. Sharpe らによる、軸受け荷重を低減するためのカウンタウェイト最適質量配置の試み¹⁾があるが、クランク軸の剛性を考慮していない点が不十分である。また、振動に関しては、従来より慣性力によ

る不釣り合いモーメントを削減する方法²⁾が行われているが、ガス圧の影響を考慮できない。

本報では、クランク軸の剛性を考慮した軸受け荷重計算手法および、これを基にしたクランク軸形状最適化手法とエンジン振動評価手法について紹介する。

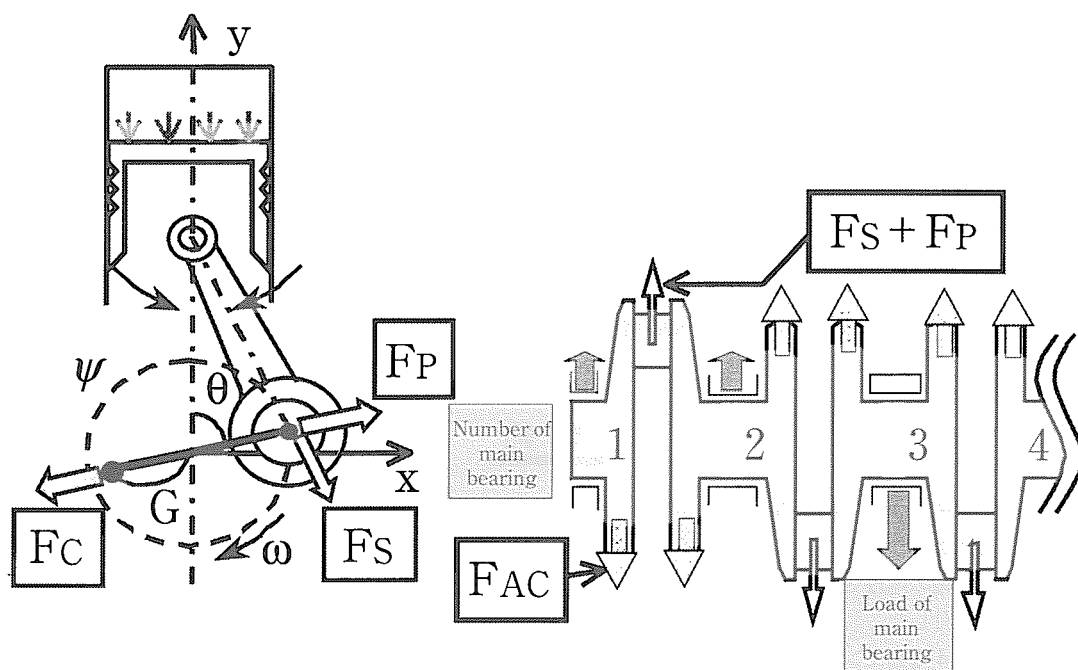
2. 軸受け荷重計算手法

2-1 クランク軸に作用する荷重

コネクティングロッド(以下、コンロッドと略)を相当質量系で近似し、ピストン小端部の往復運動と、クランクピン側大端部の回転運動に分離して扱った³⁾。第1図に示す各部に働く慣性力は以下のように表される。

(1)コンロッドからクランクピンにもたらされる力 F_s

$$\left. \begin{aligned} F_s &= (F_g + F_i) / \cos \varphi \\ F_g &= A \cdot P \\ F_i &= (m_H + m_{rs}) \cdot \omega^2 \frac{\lambda \cdot \cos^2 \theta + \lambda^3 \cdot \sin^4 \theta}{(1 - \lambda \cdot \sin^2 \theta)^{3/2}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



第1図 クランク軸に作用する力
Fig. 1 The force acting on crankshaft

ここで、

$$\lambda = r/l, \varphi = \sin^{-1}(\lambda \cdot \sin \theta)$$

F_g : ガス圧による荷重

F_i : ピストンおよびコンロッド小端部の往復運動慣性力

A : ピストン受圧面積

P : ガス圧

m_H : ピストン, ピストンピン, ピストンリング質量

m_{rs} : コンロッド小端部質量

r : ピンの回転半径

ω : 回転角速度

θ : クランク角

l : コンロッド長さ

(2) クランクピンに作用する回転慣性力 F_p

$$F_p = (m_p + m_{rb}) \cdot r \cdot \omega^2 \quad (2)$$

ここで、 m_p : クランクピンおよびクランクピン金属の質量, m_{rb} : コンロッド大端部質量

(3) カウンタウェイト質量およびアーム質量による回転慣性力 F_{AC}

$$F_{AC} = m_A \cdot r_A \cdot \omega^2 \quad (3)$$

ここで、

m_A : カウンタウェイト, アームの合計質量

r_A : カウンタウェイト, アームの重心回転半径

クランク軸の横断面内において、シリンダ方向に y 軸を、これと直行する方向に x 軸を定義する。また、長さ方向に z 軸を定義する。式(1)~式(3)で示した荷重を x 方向および y 方向の荷重に分離する。

(クランクピンに作用する荷重)

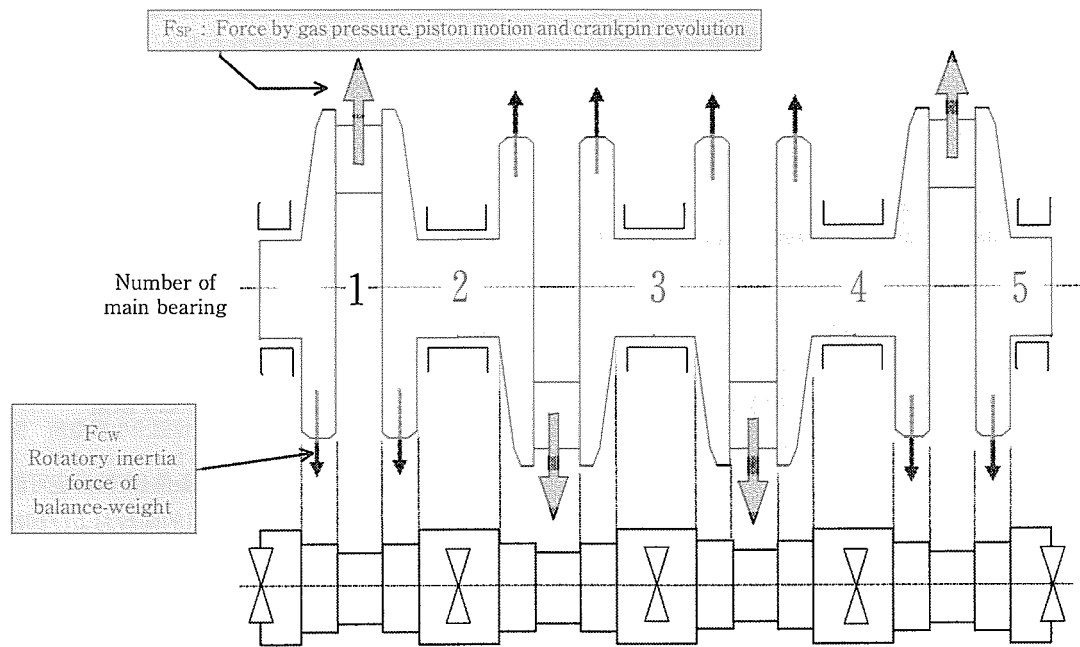
$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_{Spx} \\ F_{Spy} \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} F_{Sx} \\ F_{Sy} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{Px} \\ F_{Py} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_S \sin \varphi + F_P \sin \theta \\ F_S \cos \varphi + F_P \cos \theta \end{Bmatrix} = \\ &= \begin{Bmatrix} (F_S + F_i) \tan \varphi + F_P \sin \theta \\ F_g + F_i + F_P \cos \theta \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

(アームおよびカウンタウェイトに作用する荷重)

$$\begin{Bmatrix} F_{ACx} \\ F_{ACy} \end{Bmatrix} = F_{AC} \begin{Bmatrix} \sin(\theta + \theta_{AC}) \\ \cos(\theta + \theta_{AC}) \end{Bmatrix} \quad (5)$$

2-2 軸受け荷重計算モデル

クランク軸の剛性を考慮して軸受け荷重を求めるためには、クランク軸の変形を計算する必要がある。この変形計算の方法としては3次元有限要素法の適用が計算精度の点から最も優れると考えられるが、計算規模が大規模になる。クランク軸の場合はその回転に伴って作用する荷重の方向や大きさが変化するため、1回転分においても数十の荷重条件での計算が必要となることに加え、設計においては同様な計算を複数回繰り返す必要がある。そこで本報告においては、計算をより単純にするため、クランク軸の1スローを単純支持はりで近似し、第2図に示すようにクランク軸を連続はりとしてモデル化した。ただし、1つのスパン(クランク軸の1スローに対応)において、ジャーナル、アーム、クランクピンの各部で曲げ剛性を区別することが可能な段付き棒からなるはりとして定式化を行った。この定式化により、アームの3次元的な変形の効果もアーム部に用いる曲げ剛性を調節することで考慮可能となっている。



第2図 クランク軸のモデル化

Fig. 2 Computation model of crankshaft

上記の連続はり近似において、各支点におけるたわみ角の連続性から、次の3モーメントの式が導かれる。

$$\frac{D_{1k-1}}{l_{k-1}} = M_{k-1} + \left(C_{1k} + \frac{D_{2k-1}}{l_{k-1}} - \frac{D_{1k}}{l_k} \right) M_k + \left(C_{2k} - \frac{D_{2k}}{l_k} \right) M_{k+1} = \alpha_{k-1}^L - \alpha_k^L \quad (6)$$

ここで、 k は k 番目の支点での値を表し、 l_k は k 番目と $k+1$ 番目の支点間のスパン長さを表す。また、

$$C_{1k} = \sum_i \frac{Z_i - Z_{i-1}}{EI_i} \left(1 - \frac{Z_i + Z_{i-1}}{2l_k} \right), \quad C_{2k} = \sum_i \frac{Z_i^2 - Z_{i-1}^2}{EI_i}$$

$$D_{1k} = \sum_i \frac{1}{EI_i} \left(\frac{Z_i^2 - Z_{i-1}^2}{2} - \frac{Z_i^3 - Z_{i-1}^3}{3l_k} \right), \quad D_{2k} = \frac{1}{3l_k} \sum_i \frac{Z_i^3 - Z_{i-1}^3}{EI_i}$$

$$\alpha_k^L = \int_0^{l_k} \frac{M_L(Z)}{EI} dz, \quad \alpha_k^R = -\int_{l_k}^0 \frac{M_L(Z)}{EI} dz, \quad \alpha_k^R = -\frac{1}{l_k} \int_0^{l_k} \frac{M_L(Z)}{EI} Z dz$$

であり、ここで z_{i-1} , z_i はスパン k における i 番目の曲げ剛性を有する部材の左右点をスパン左支点からの距離で定義したものであり、 M_L は式(4)、式(5)で定義した横荷重により単純支持はりに生じる曲げモーメントを表す。式(6)より M_k を求め、横荷重ならびに M_k による反力として軸受け荷重を求める。

2-3 軸受け荷重計算例

直列4気筒エンジンを対象にクランク軸の軸受け荷重計算を行った。なお、以下の例ではアーム部の剛性はジャーナル部と等しいとして計算した。軸受け荷重計算に

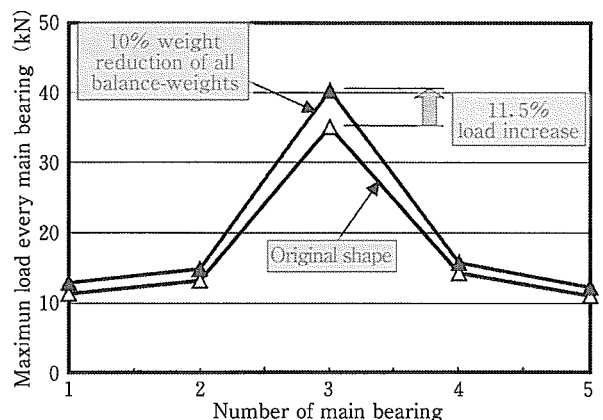
必要なデータ項目を第1表に示す。また、主要諸元を変更せずに、カウンタウェイト重量のみ減少させたケースについても(各カウンタウェイト重量のみ一律10%減)計算した。

第1表 軸受け荷重計算に必要なデータ項目

Table 1 Calculation conditions for bearing load

| | |
|---------|----------------------|
| ストローク | コンロッド重心と大端部との距離 |
| シリンダ内径 | ピストン、ピストンのピン、リング合計質量 |
| コンロッド質量 | 最大筒内圧 |
| コンロッド長さ | エンジン回転数 |

各主軸受けでの最大荷重の計算結果を第3図に示す。



第3図 軸受け荷重計算結果の例

Fig. 3 Example of calculated main bearing load

図に示すように、直列4気筒エンジンでは、エンジン回転数6500rpmにおいて、第3主軸受けの荷重が最も高くなっており、更に、単純なカウンタウェイト重量の削減はかえって軸受け荷重を大きくすることがわかる。

3. クランク軸設計手法

従来は、コンロッド大端部、クランクピン、アームによる回転慣性力による不釣り合い力を打ち消すようにカウンタウェイトの配置を決定しており、多気筒エンジンにおいては、各気筒で生じる不釣り合い力を、全気筒で打ち消すようにカウンタウェイトの配置²⁾やV型エンジンではバンク角の決定⁴⁾等が行われてきた。

この方法では、カウンタウェイトの質量およびその配置は、不釣り合い力を打ち消すために決定しているため、エンジンシリンダ内部の爆発力や、ピストン(ピストンピン、ピストンリング、コンロッド小端部を含む)の往復運動による慣性力等の影響は考慮されていない。

近年、エンジンが小型・高出力化されており、このような方法で設計されたクランク軸では、十分な大きさが確保できないため、主軸受け金属の損耗が激しいなどの問題が生じている。

また、前述のR. N. Sharpeらは、本方法同様エンジンシリンダ内部の爆発力や、ピストン(ピストンピン、ピストンリング、コンロッド小端部を含む)の往復運動による慣性力等の影響を考慮して、アーム部の重量最適化を実施しているが、クランク各部での剛性を考慮していない。

3-1 軸受け荷重計算を基にしたクランク軸設計手法

本方法は、前述の軸受け荷重計算手法により最大軸受け荷重を求め、この最大軸受け荷重を目的関数として、各種設計変数の最適化を行うものである。

なお、最大軸受け荷重の求め方は、一つの運転条件において、クランク角を4サイクルエンジンであれば720°、2サイクルエンジンであれば360°に達するまで、

例えば1°づつ増加させながら、軸受け荷重を計算し、各軸受けで発生する最大荷重を求め、全軸受け中で最大の荷重がその運転条件での最大軸受け荷重とする。更に、いくつかの運転条件で発生する最大軸受け荷重の中で、最大のものを最小化の目的関数とする。

また、最小化の目的関数をカウンタウェイトの総重量とする重量最小化設計も可能である。

軸受け荷重最小化あるいはカウンタウェイト総重量最小化設計の定式化を以下に示す。

$$\min \Psi \quad \left. \begin{array}{l} G(x) \leq \text{上限値あるいは } G(x) \geq \text{下限値} \end{array} \right\} \quad (7)$$

ここで、

Ψ ：目的関数、 $G(x)$ ：制約条件(複数指定可能)

であり、本報告で使用した目的関数および制約条件を、その数値も含めて第2表に示す。

3-2 クランク軸設計例

前述の直列4気筒エンジンを対象に、軸受け荷重最小化設計および軸受け荷重+重量最小化設計した例を以下に示す。

設計に使用したクランク軸の主要諸元および運転条件は第2表のとおりであり、重量最小化設計においては、カウンタウェイト最大(最小)モーメントの制約は取り除いて設計した。

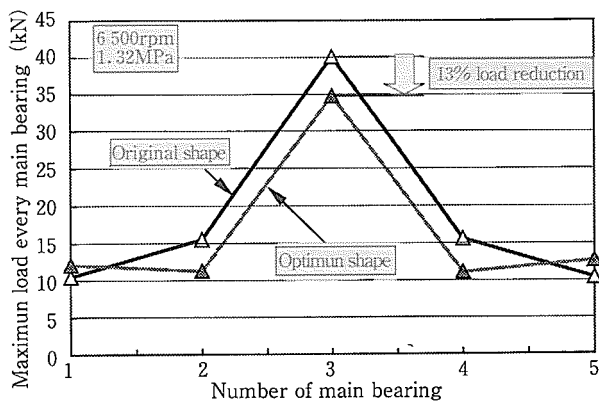
軸受け荷重最小化設計により得られた結果を第4図および第5図に示す。図に示すように、第3主軸受けの両隣(No.4, No.5)のカウンタウェイト質量を増加させ、その隣(No.3, No.6)で減少させることで、最大軸受け荷重を13%低減できることがわかった。

また、軸受け荷重最小化設計により得られた形状を元形状とし、カウンタウェイト総重量最小化設計した結果を第6図および第7図に示す。図に示すように、No.2, No.4, No.5, No.7の各カウンタウェイトを最大限に大きくし、他の4枚のカウンタウェイトを最小にすることにより、最大軸受け荷重を低減(元形状に比べ13%減)した上でカウンタウェイト総重量を21%低減できることがわかった。

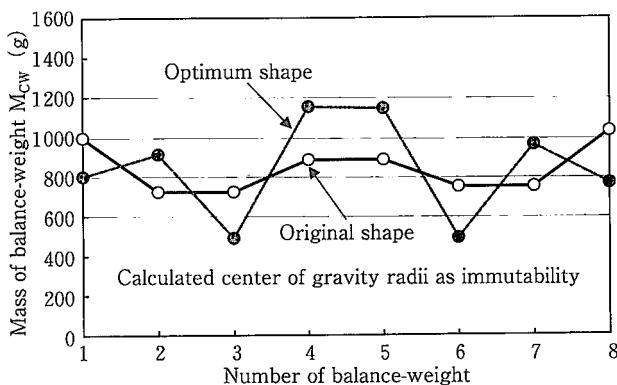
第2表 形状設計に使用した目的関数および制約条件

Table 2 Objective function and constraints used for configuration design

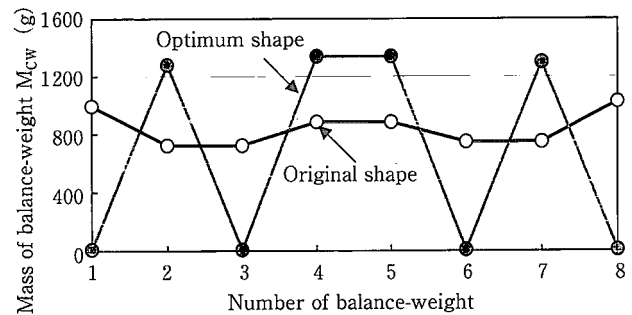
| 軸受け荷重最小化設計 | | | 重量最小化設計 | | |
|------------|-----------------|----------|---------|----------------|----------|
| 目的関数 | 最大軸受け荷重 | | 目的関数 | カウンタウェイト総モーメント | |
| 制約関数 | 静的アンバランス上限 | 初期形状同等以下 | 制約関数 | 静的アンバランス上限 | 初期形状同等以下 |
| | 動的アンバランス上限 | | | 動的アンバランス上限 | |
| | カウンタウェイト総モーメント | | | 最大軸受け荷重 | |
| | カウンタウェイト最大モーメント | | | | |
| | カウンタウェイト最小モーメント | 0.0 | | | |



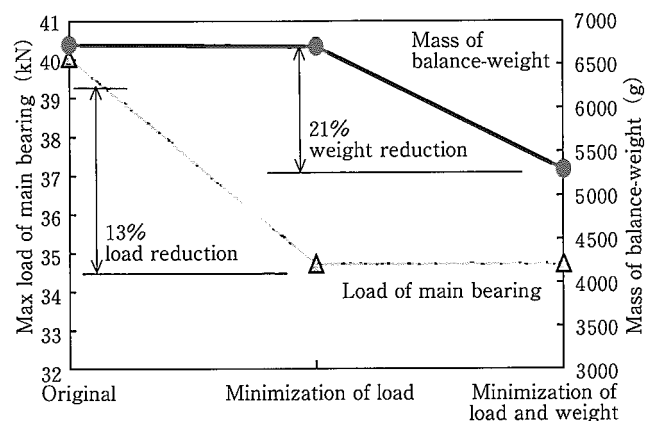
第4図 荷重最小化設計による最大軸受け荷重の変化
Fig. 4 Maximum load every main bearing by load minimization design



第5図 荷重最小化設計によるカウンタウェイト質量配置
Fig. 5 Optimum mass arrangement of balance-weight by load minimization design



第6図 重量最小化設計によるカウンタウェイト質量配置
Fig. 6 Optimum mass arrangement of balance-weight by weight minimization design



第7図 荷重最小化と重量最小化の効果
Fig. 7 Effect of minimization of load and weight

4. エンジン振動評価手法

4-1 エンジン振動評価モデル

エンジン性能の評価項目の一つに振動評価がある。振動評価は実験的に評価されているのが現状であり、性能評価に時間がかかっている。

そこで、実験にかかる時間(およびコスト)を極力低減するため、エンジン振動を計算する手法を開発した。本法では、エンジンを剛体でモデル化し、前述した軸受け荷重およびシリンダ内部での爆発力をエンジンへの加振力とし、更にエンジンマウントの反力を考慮して、エンジン重心の振動加速度を評価している(第8図)。このとき、エンジン振動は常微分方程式で以下のように記述できる。

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= \Sigma F_J + \Sigma F_p + \Sigma F_m \\ mI_\theta \ddot{\theta} &= \Sigma M_{PJ} + \Sigma M_{Pp} + \Sigma M_{pm} \\ mI_\phi \ddot{\phi} &= \Sigma M_{RJ} + \Sigma M_{Rp} + \Sigma M_{Rm} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここで、

F_J : 上下方向軸受け荷重

F_p : 筒内圧による上下方向荷重

F_m : マウント反力,

M_{PJ} : 軸受け荷重によるピッチングモーメント

M_{Pp} : 筒内圧によるピッチングモーメント

M_{pm} : マウント反力によるピッチングモーメント

M_{RJ} : 軸受け荷重によるローリングモーメント

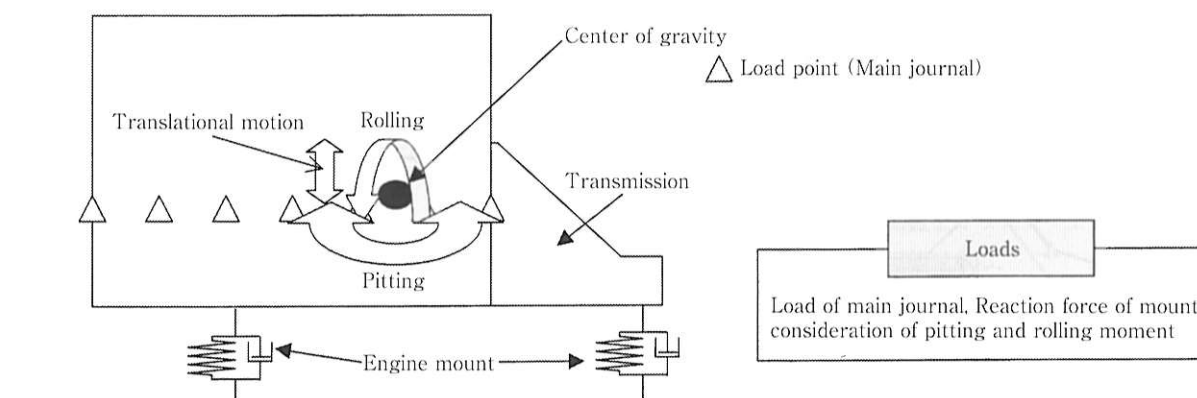
M_{Rp} : 筒内圧によるローリングモーメント

M_{Rm} : マウント反力によるローリングモーメント

4-2 エンジン振動計算例

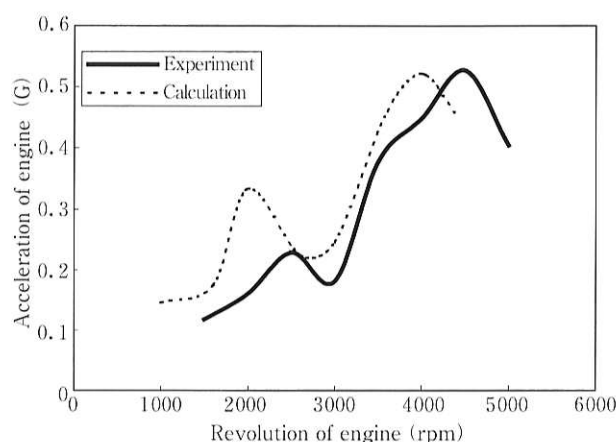
ここでは、エンジン振動を測定した直列6気筒エンジンを対象に、式(8)を Runge-Kutta-Gill 法を用いてといた結果と実験結果を比較した。

第9図に直列6気筒エンジンの振動測定結果と計算結果の比較を示す。図に示すように、エンジン振動レベルの絶対値は若干異なるものの、エンジン回転数2000rpmおよび4000rpm付近にピークが見られるように定性的な傾向はよく表されていることがわかる。



第8図 エンジン振動計算モデル

Fig. 8 Calculation model of engine vibration



第9図 エンジン振動実験値と計算値の比較

Fig. 9 Comparison of acceleration between experiment and calculation

5. 結 言

クランク軸 1 スロー中の断面剛性の変化を考慮した軸受け荷重計算のための力学的モデルを定式化し、計算プログラムを作成した。更に、同プログラムに基づくクランク軸形状設計手法を開発した。

同手法により直列 4 気筒エンジン用クランク軸を設計

すると、軸受け荷重最小化と重量最小化が両立できる形状があることを確認した。

更に、軸受け荷重に基づくエンジン振動評価手法を開発し、エンジン回転数による振動レベルの変化傾向などの定性的評価が可能であることを示した。

今後、本設計技術を活用して、型鍛造クランク軸素材メーカーとして高性能型鍛造クランク軸の形状追求を図り、ニーズに答えていきたい。

最後に本設計技術の開発に当たりご指導いただいた自動車メーカーの方々に謝意を表します。



藤本隆裕/Takahiro Fujimoto

総合技術研究所
基盤技術研究部

(問合せ先: 06(6489)5733)

参考文献

- 1) R.N.Sharpe, J.W.David and E.M.Lowndes : Determination of Optimal Counterweight Configurations for Multithrow Crankshafts, SAE TECHNICAL PAPER SERIES [SAE-960354] (1996)
- 2) 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 A3 力学・機械力学, (1986), p. 146, 日本機械学会
- 3) 日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 A3 力学・機械力学, (1986), p. 142, 日本機械学会
- 4) 伊藤紀男, 高橋 : V 型 10 気筒機関の起振モーメントに関する研究, 日本機械学会論文集 (C 編), 63, (1997), p. 1875