クランク軸のねじり振動に関する解析 (ねじりばね定数に関する研究)*

米沢 徹**・安間 源司***

Analysis of Torsional Vibration for Crankshaft
(Study of Torsional Stiffness)

By Tohru Yonezawa, Gensi Yasuma

Various experimental equations (designated as experimental equations hereinafter) have hitherto been applied on torsional stiffness calculations of crank shaft in the form of equivalent length. However, all of these experimental equations had been obtained more than 50 years ago. Recent engines become substantially different from engines of those days in respect of weight, speed and so on, and characteristics of crank shaft are also conspicuously changed. Accordingly, experimental equations produce large errors and have little universality for diversification of crank shaft shapes. Therefore, the equivalent length is now obtained from actually operated engine data or estimations from an engine having similar characteristics, thus an experimental equation being used with its correction factors properly determined by an engineer in charge.

In this study, first, torsional stiffness of crank shaft was dynamically measured by the use of a vibrator, and good coincidence between the measured results and values calculated back from measured results of torsional vibration in an actual engine, was made clear. Then, torsional stiffnesses were measured with the shape of the crank shaft changed variously, and simultaneously torsional stiffnesses were obtained by the FEM, thus calculation accuracies of more than and inclusive 96% being obtained with respect to actually measured results for all shapes of crank shafts.

1. 緒 論

クランク軸のねじり剛性は、従来等価長サと言う形で、種々の実験式・経験式が用いられて来た¹⁾。しかしいずれの式もあらゆるクランク軸のねじり剛性(以後、剛性と呼ぶ)を正しく評価しているとは言えない。

本研究は、種々の形状のクランク軸の剛性を単体試験装置によって実測すると共に、計算式の汎用化をねらいとして、有限要素法を利用した剛性計算手法(以後、TS-PRO.と呼ぶ)を開発し、実測値と計算値の整合性を評価し、クランク軸形状が剛性に及ぼす影響を解析した。さらに、TS-PRO.を利用することにより、クランク軸の慣性モーメントも剛性と同時に求まり、クランク軸ねじり振動を計算する場合の、等価長サ、等価マスの入力データが精度よく求まる様になった。

2. 供 試 機 関

表1に供試機関諸元を示す。この機関のクランク軸はバランス・ウェイト等の関係で、図1に示す様に、クランク軸の両端部(No.1, No.6シリンダ)、中間部(No.

表1 供試機関諸元

ENGINE NAME	6CH
TYPE	VERTICAL WATER-COOLED 4-CYCLE DIESEL ENGINE
NUMBER OF CYLINDER - CYLINDER BORE x STROKE	6 - 105 ϕ x 125 mm
CYLINDER VOLUME	6.494 l
MAXIMUM OUTPUT POWER	130 ps / 2600 rpm.
MAX. MEAN EFFECTIVE PRESSURE	6.93 kg/cm ²
CRANK PIN DIAMETER x LENGTH	65 ϕ x 43 mm
CRANK JOURNAL DIAMETER x LENGTH	80 ϕ x 38 mm
CRANK ARM WIDTH x THICKNESS	112 mm x 26.5 mm

* 原稿受付 昭和58年8月19日

月例講演会(昭和58年9月2日)

** 正会員 ヤンマーディーゼル(株)技術研究所(京都府乙訓郡大山崎町字円明寺)

*** ヤンマーディーゼル(株)技術研究所(京都府乙訓郡大山崎町字円明寺)

図1 供試機関クランク軸形状

2, No.5 シリンダ), 中央部 (No.3, No.4 シリンダ) で, アームのチャンファー形状, アーム厚サなどが異なっている。

3. 単体試験

実際に, 機関を運転して剛性を測定すると, 非常に時間がかかり, 測定されたデータも潤滑油等の影響を受け, 解析が複雑になる。そこで単体試験装置を開発し, それによって試験を進めた。

3.1 単体試験装置 剛性を測定するには, 相当大きなトルクが必要なため, 油圧加振機を利用して, 図2の様な装置を作成した。即ち, 油圧シリンダによる往復動の力を板バネを介して, クランク機構によって回転力とし, 供試クランク軸をねじり方向に加振した。

なお本装置の性能は次のとおりである。

加振力; 400 kg・m (1000 kg)

振 幅; ± 4.2 deg (± 30 mm)

振動数; 0~100 Hz

図2 ねじり試験装置

3.2 加振力のかけ方と固定方法 図2に示す様に, 強制力は, 供試クランク軸の片側を固定して, 反対側にトルクを作用させた。強制トルクによって, クランク軸は図3に示す様に, ジャーナル, ピン部はねじり変形, アーム部は曲げ変形をする。

図3 クランク軸の変形

したがって, ジャーナル部は, 荷重側において, x 方向に変位が生じるので, 強制力を加える時には, x 方向には力が加わらず, トルクのみ作用する様にしなければならない。即ち, 実機において, ねじり振動による付加トルクが作用した場合, x 方向の変位量は軸受部のクリアランスの $1/4$ 以下と小さく, x 方向には力が作用しないと考えた方が実際に近いと思われる。又, z 方向の変位も無視できる程度である。したがって, 実験及び計算においては x 方向, z 方向には力が作用しない条件で研究を行った。

3.3 ねじれ角測定方法 剛性の測定は, クランク軸にねじりトルクを作用させ, その時のねじれ角を測定した。この時のねじれ角の大きさは, 実機相当量で測定しなければならない。したがって測定精度が必要であり, 我々は, 図4の様にクランク・ジャーナル部からアームを両側に出してねじれ角を往復動変位に拡大し, ギャップ, センサを用いて測定した。なお静的に1方向だけトルクを加えると, 荷重点の摩擦, 若干のガタにより, 荷重を加える場合と減少する場合にヒステリシスが見られるので, 1 Hz で動的にトルク

図 4 ねじれ角計測方法

を加え、その時の荷重側と固定側の変位波形をウェブ・メトリーに取り込み、両者の差を計算機により算出した。

3.4 試験結果 測定されたねじれ角変位を荷重(トルク)に対してプロットすると図5のようになる。○, △は荷重側の測定点, ●, ▲は固定側の測定点の値である。又, ○, △はジャーナル部から両側に出したアーム先端の右側, 左側における変位を示し, その値は、若干の差がある。これは3.2項で述べた様にトルクを加えた時の変位がねじれのみでなく、*x*方向などにも変位することによると思われる。又、荷重の大きさに対する直線性はあがるが、荷重・トルク線が0点を通らない。これは、先に述べたヒステリシスによるものと思われ、剛性は直線の傾きとして求めた。

この単体試験装置から求めた剛性と、実機運転時におけるねじり振動実測結果から剛性を逆算した値を比較すると表2の様に剛性では96%以上、振動数に直してみると98%以上の精度があることが判明し、以後の研究は、この単体試験装置を用いて行った。なおねじり振動実測結果からの逆算とは、クランク軸1スローを1個のバネ

図 5 ねじれ角測定結果

表 2 ねじり剛性測定結果

POSITION	MEAS. VALUE (kg · cm / rad)	CAL. VALUE (kg · cm / rad)	ACCURACY (%)
No.1, No.6	1.19×10^7	1.15×10^7	96.6
No.2, No.5	1.14×10^7	1.15×10^7	99.1
No.3, No.4	1.17×10^7	1.13×10^7	96.5

と置き換え、ピン部に集中マスがあると考えた振動系を想定した時²⁾、マスは、ピストン、コンロッドなどの往復運動部とクランクピン、クランクアーム、バランスイェイトなどの回転運動部の慣性モーメントであるから、一応正確に求められるので、試行錯誤によりバネ定数を求めたものである。

4 剛性計算

剛性は、従来、等価長さと言う形で、種々の実験式・経験式が用いられて来たが、表3に示す様にいずれの式も誤差が大きく計算実施者が各自実測に合う様に修正係数を掛けて使っている。この様に、従来の等価長さは、最近の機関に対しては誤差が大きく、汎用性に欠ける。そこで、種々の形状のクランク軸に対応できる様に、3次元有限要素法を用いて、剛性を計算した。

表 3 各種実験式による値と誤差 (No.2, No.5)

	TORSIONAL STIFFNESS		ERROR
MEASURED VALUE	1.14×10^7	kg · cm / rad	
Ker Wilson	1.37×10^7	kg · cm / rad	20.1 %
Timoshenko	1.19×10^7	kg · cm / rad	4.3 %
Carter	1.42×10^7	kg · cm / rad	24.5 %
Geiger	1.65×10^7	kg · cm / rad	44.7 %

4.1 要素分割 有限要素法において、要素分割は、計算精度を左右し、計算時間にも関係し、またクランク軸を3次元に要素分割するには相当労力を要する。そこで、要素分割をある程度自動的に行い、また計算機の容量を考慮して、次の様にした。

i) クランク軸を軸直角方向にスライスし、各面ごとの座標を2次元で決める。

ii) ジャーナル部、アーム部、ピン部の各面内での要素分割は同じであり、アーム部は、ジャーナル部、ピン部を包含している事に着目し、アーム部の一面だけを2次元的に人手で要素分割する。

iii) アーム部の中からジャーナル部、ピン部を自動的に抜き出し、i)で定めた座標に従って、3次元の要素を

作って行く。

iv) 本研究で用いた計算機は、メモリー容量が4Mバイトであるので、節点数は約1500点、要素数は約1200個が上限であり、アーム部の要素の上限は170個とした。

供試機関のクランク軸と主要諸元を同じにしたモデルクランク軸を分割したのが図6であり、節点数1618点、要素数1232個である。なおクランク形状による要素分割数と計算精度については、現在研究中である。

図6 モデル化クランク軸要素分割

図7 アーム形状がねじり剛性に及ぼす影響

た。その結果を図7に示す。なお実際のクランク軸は、更に潤滑油用の油穴などが設けられているが、これについては、今後研究を進める。

計算値と実測値は、よく一致しており有限要素法を用いて、剛性を求める妥当性がさらに証明された。一方図7にはCarterの式³⁾による計算値も示してあるが、Carterの式において剛性を決定する要因は、ジャーナル径、ジャーナル長サ、ピン径、ピン長サ、アーム厚サ、アーム幅だけである。したがって、図7の様にアーム形状(MODEL-III~MODEL-VI)、フィレット半径の大きさ(MODEL-II)を変更しても、剛性の計算値は一定である。MODEL-Iのクランク形状においてはCarterの式³⁾もかなり近い値を示している。したがって、この様な旧式のクランク軸形状に対しては、Carterの式を用いても良い結果が得られるが、MODEL-VIの様な高速機関のクランク軸形状に対しては、精度が悪くなる。すなわちクランク軸の等価長サを求める各種実験式は今から50年以上昔に作られたものであり、当時のクランク軸形状に対して考えており、最近の軽量高速機関のクランク軸形状は全く考えていなかったものと思われる。

そこで、最近、開発されたシリンダ径105φから280φのディーゼル機関7機種(諸元を表4に示す)について、各種実験式より求めた値と、TS-PRO.を用いて求めた値の比較を行った。

結果を図8に示すが、どの実験式を取っても誤差は、かなり大きかった。それに反して、TS-PRO.による計算値は、4%以内、振動数にすると、2%以内に収まり実測値と非常に良い一致をみた。

この様に、クランク軸形状を大幅に変更しても、TS-PRO.を用いることにより、剛性は、非常に精度良く計

4.2 計算方法 クランク軸の対称性により、計算は、1/2スローのみを対象とし、ピン側を全面固定し、ジャーナル側に一定トルクを作用させることによって、軸のねじれ角を計算した。力は各節点にしか加えることができないので、力を加える面にダミーの要素を設け、要素の歪を緩和した。なおダミー要素は種々の試験の結果ある程度要素が大きければ1列で良い事がわかり現在は、ダミー要素を1列設けている。

4.3 計算結果 計算による剛性は $1.16 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{cm/rad}$ と実測値($1.14 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{cm/rad}$)に対して98.3%の精度で求まった。一方、各種実験式による精度は、55~96%と悪く、この原因は、5章で説明する様に、剛性の値を決める要素の大部分が、アーム形状であるのにもかかわらず、実験式の大半は、アームの厚サだけで、剛性が決まり、フィレット部半径、アーム部チャンファー、アーム部穴あき加工等は無視されているためである。

そこで、アーム部の形状を標準モデル(MODEL-I)に対して、フィレット部半径(MODEL-II)、アーム部チャンファー(MODEL-III, MODEL-IV, MODEL-VI)、アーム部穴あき加工(MODEL-V)によって変化させた時のクランク軸1スローの剛性の変化を、供試機関のクランク軸を基にしたモデルクランク軸を用いて調べ

表4 ねじり剛性調査機関諸元

No.	No. CYLINDER BORE x STROKE -(mm) x (mm)	MAX. POWER (PS/rpm.)	JOURNAL DIAMETER (mm)	PIN DIAMETER (mm)
1	6 - 105 x 125	130 / 2600	80	65
2	6 - 130 x 150	300 / 2100	100	82
3	6 - 135 x 160	360 / 1900	105	86
4	6 - 150 x 165	500 / 1900	120	97
5	6 - 200 x 240	650 / 750	160	160
6	6 - 240 x 290	1000 / 750	200	190
7	6 - 280 x 340	1800 / 680	230	225

図8 各種実験式とFEM計算値との精度比較

表5 等価マスの比較

CAL. VALUE	MEAS. VALUE	ACCURACY
0.126 kg. cm. s ²	0.130 kg. cm. s ²	96.9 %

算できる様になった。

なおTS-PRO.を利用することにより, 従来, 剛性とは別個に実施していたクランク軸部の等価マスも同時に求まり, 表5に示す様に, 充分精度の良い結果を得た。

5. クランク形状に対する考察

本研究の結果TS-PRO.を用いることによって, 剛性が精度よく計算できることが明らかになったので, この手法を利用して, クランク軸形状が, 剛性に及ぼす影響を検討した。この場合クランク軸をジャーナル部, ピン部, アーム部の3箇所に分けて, 各々の剛性も計算した。

5.1 オーバ・ラップの影響 オーバ・ラップはジャーナル径, ピン径を同一にして, クランク半径を変更して, 変化させた。

図9は横軸にクランク半径に対する相対オーバ・ラップ(C_0/R), 縦軸に1スローの剛性を, クランク軸全体, ジャーナル部, ピン部, アーム部に別けて示している。クランク軸全体の剛性は, C_0/R の増加と共に増すが, 約0.3を越えると大体一定となる。したがって, オーバ・ラップを余り大きくとっても剛性の増加は期待できない。

ジャーナルとピン部は, C_0 の影響を受けず, 大体一定であるが, アーム部は, C_0 の影響を大きく受ける。この原因は, アームの変形はジャーナル, ピンの変形によって生じるものと, アーム自身の変形の合成されたもので, ピンとジャーナルがオーバ・ラップするアーム部の変形は, ピン下部の変位方向とジャーナル上部の変位方向が逆になるため, オーバ・ラップが大きいと変位が小さい領域が増加しアーム全体として変形が少なくなり, 剛性が高くなる。逆にオーバ・ラップが少ないと変位が小さい領域が少なくなり剛性は低くなる。すなわちアームの変形は C_0 の影響を大きく受ける。

図9 ねじり剛性に対するオーバ・ラップの影響

5.2 フィレット部半径の影響 フィレット部の半径を4, 7, 10 mmと変更して剛性を調査した。横軸にジャーナル径及びピン径に対するフィレット半径を相対半径としてプロットすると図10のようになる。剛性は, 相対半径に比例して増大し, この傾向はピン側の方が顕著である。オーバ・ラップと同様に, 剛性が変化する主

図10 ねじり剛性に対するフィレット半径の影響

体はアーム部であり、ジャーナル部のフィレット半径を変更しても、剛性は変化しないが、ピン部のフィレット半径を変更すると大きく変化する。

この原因を解明するためピン径とジャーナル径を同じにして、フィレット半径の影響を計算した。ピン径とジャーナル径が同じにかかわらず図11に示す様にピン部はジャーナル部に比べるとわずかに剛性が低い。これは、アーム部の形状の影響である。表4に示す様に一般にジャーナル径はピン径に比べると大きく、かつアーム形状

図11 ねじり剛性に対するフィレット半径の影響

の影響もあり、アームのジャーナル部は、剛性が高いので、フィレット半径の影響を受けにくい。したがって剛性の低いピン部のフィレット半径を増した方が効果が大きくなる。

5.3 アーム部チャンファー、穴あき加工の影響

軽量化のためにアーム部にチャンファー加工をしたり、穴あき加工をした場合の剛性の変化を図12に示す。これによれば、ジャーナル部は、アーム形状の影響を全く受けない。ピン部は、アームに穴あき加工を行った時には穴底がピン部に一部かかるため、若干剛性は低下する。しかしそれ以外の形状変化の影響は、ほとんどない。アーム部の形状変化のうち剛性に最も影響を与えるのは穴あき、次にピン側のチャンファー加工、ジャーナル側のチャンファー加工の順であり、軽量化のためにピン側重量を低減する時は、剛性低下を充分考慮すべきである。

図12 ねじり剛性に対するアーム形状の影響

6. ねじり振動計算結果

クランク軸のねじり振動計算の概略は3.4項で述べたとおりであるが、バネ定数としてTS-PRO.を用いて求めた剛性を、また質量としては、ピストン、コンロッドの実測重量及びクランク軸慣性モーメントを入力諸元として、多自由度系のクランク軸ねじり振動振幅を計算したところ図13の様に、共振回転数は、実測値に対して、良く一致し、剛性、等価マス共精度良く計算されていることが証明された。なお振幅を計算する場合に必要な減衰係数は、実験式を、強制力は、筒内圧及び慣性力から求めたトルク・ハーモニックスを用いた。

図 13 ねじり振動実測値と計算値の比較
(No. 6 ジャーナル)

7. む す び

従来、クランク軸の等価長さを計算するのに各種実験式が用いられていた。しかし形状が異なるクランク軸に充分対応できなかった。これに対して、我々は、有限要素法を利用することにより、種々形状が異なるクランク軸の剛性を精度良く、計算できる様にすると共に同じプログラムを利用してクランク軸の慣性モーメントも計算し、クランク軸ねじり振動計算に必要な等価長さ、等価マスの入力データ計算の汎用化と精度向上を図れた。

さらに、本計算手法を利用して、クランク軸剛性に影響を及ぼすクランク軸形状諸元について検討を行い、剛性に大きな影響を及ぼすクランク軸諸元は次のとおりであった。

- ジャーナルとピンのオーバ・ラップ量
- アーム部のチャンファー加工、穴あき加工

文 献

- 1) E. J. Nestorides, A Handbook on Torsional-Vibration, Cambridge University Press, p 72 81, 1958
- 2) 富山 修, 内燃機関のねじり振動と疲れ強さ, コロナ社, p. 1~20
- 3) B. C. Carter, An Empirical Formula for Crankshaft Stiffness in Torsion, Engineering, 13th July, 1928

〔 質 疑 応 答 〕

質問者 埼玉大学工学部 岩本昭一

〔質問〕 クランク軸の形状、寸法によるねじりこわさの影響が明らかになったことは大変に意義が大きいと思います。下記 2 点についてお伺いしたい。

1. ねじりこわさを計算するプログラムを開発してい

ますが、その計算の問題点(あったらば)と計算時間について、ご教示下さい。

2. もう少し系統的に整理して(これからの研究と思うが)みれば、トランクピストン形機関に対する米沢の式のようなものができると思うが、この辺の見解はいかがでしょうか。

〔回答〕 1. 色々な形状のクランク軸に対して計算精度が 96% 以上有り、計算上の問題点は現在はありませんが、計算方式を開発中に境界条件を決めるのに苦心しました。

計算時間は FEM 分割は自動分割プログラムを開発しましたので、5 分程度で終了しますが、剛性計算は CPU で 12 分程度かかります。

2. 本計算方式で汎用性は充分あり、色々な形状のクランク軸に対応できますが、計算時間がかかり、計算費用も必要となりますので、できれば先生に指摘されました様に簡易式を作りたいと思います。今回の計算方式で、フィレット半径、ジャーナルとピンのオーバ・ラップ、クランクアームのチャンファー加工等の影響が精度良く求まることが明らかになりましたので、可能だと考えます。

質問者 (株)神戸製鋼所 出納真平

〔質問〕 有限要素法による解析技術が発達した今日においては、クランクの剛性評価を従来の経験式によってではなく、貴研究のように個々のクランクごとに正確に評価することが重要であり、その作業を容易にするために自動要素分割プログラムまで開発しておられ、今後のあるべき方向を示しているものとして敬服しております。

1. ところで、有限要素法で剛性を解析するに際しても、それなりに経験的要素(例えば、拘束条件の取り方など)が必要と考えますが、特に解析上留意された点があれば、お教え下さい。

2. 実際のクランク軸では、ジャーナルとメインベアリングの間のすき間や、メインベアリング自体の弾性変形のために、ねじり荷重を受けた場合に、隣接するジャーナルの軸芯が相対的にズレを生じますが、実験的にクランクのねじり剛性を測定されるに当たって、これらの点についてどのような工夫をされたか、お教え下さい。

〔回答〕 1. 強制力は、クランク軸の片側を固定して、反対側にトルクを作用させました。この場合クランク軸は強制トルクによってジャーナル及びピン部はねじり変形アーム部は曲げ変形をします。したがって、ジャーナル部は荷重側において x 方向に変位が生じます。しかし実機において x 方向の変位量は軸受部のクリアランスの 1/4 以下と小さく、 x 方向には力が作用しないと考えた方がよい。そこで x 方向には力が加わらず、トルクのみ作用する様にしました。又荷重側にダミーの要素を設け要素の歪を緩和しました。

2. 前項と同じ様に x 方向に力が作用しない様に、加振力を板バネを介して掛けました。又軸芯のかたよりを防ぐために 1 Hz の正弦波加振を行いました。