ロングストローク船用ディーゼル機関クランク 軸系の振動および強度に関する研究

(第 3 報：クランク軸ピンフィレット部応力計算法)

正員 穂 森 繁 弘* 正員 鎌 田 実*
正員 佐々木 康 夫**

Study on the Vibration and Strength of the Long Stroke Diesel Engine Crank Shaftings.
(3rd report : Proposal of New Calculation Method for Crank Pin Fillet Stress)

by Shigehiro Homori, *Member* Miroru Kamata, *Member*
Yasuo Sasaki, *Member*

Summary

Following the previous reports, dealt with in this report is the strength of crankshafts of long stroke marine diesel engines.

The authors propose a new method which evaluates the strain of crank pin fillets of an engine under its operating condition, by introducing a new concept 'Response Factor'. The response factor, which is defined as the ratio of strain response to external concentrated force, is classified to 9 types according to kinds of the applied load and positions. The every response factor is obtained effectively by the calculation using F. E. M. zooming model of the pin fillet, and then the strain is calculated through summation of each response produced by the external forces which are evaluated by matrix calculation.

Moreover, measurements were carried out on two kinds of long stroke engines to know the stress condition of the crankshaft of such type engines while running. The results show that the pin fillet's strain along radial direction has much effect of the constrained moment from the adjacent throws and the axial vibration.

The fact that calculation results by the new method corresponds to measured ones fairly well shows the high reliability and great effectiveness of the method.

1. 緒 言

近年の船用ディーゼル機関のロングストローク化，最高筒内圧力の上昇傾向により，クランク軸は以前にも増して強度的に厳しい状況におかれている。このような傾向にあるなか著者らは約 5 年前からロングストローク機関でも対応し得るクランク軸系振動および応力評価システムの構築を目指し，2 船の実船計測結果の考察，今までに報告された種々の評価法の検討，新しいモデルに基づく理論解析を行ってきた。

これまでの解析の結果，主機・軸系を含めた軸系振動は，各スローに縦およびねじりの自由度を有する質点を配し，それらを縦ばね，ねじりばね，連成ばねでつなぐといった比較的簡易なモデルによってねじり，縦およびこれらの連

成振動を包括的に記述できることが明らかになった。

本研究第 1 報¹⁾では，この簡易軸系モデルを提案し，各ばね定数などの導出について詳説した。またこのモデルによる自然振動解析結果（固有振動数および固有モード）は実測結果と良く対応した。

続く第 2 報²⁾では，起振力の作用について細かく検討し，強制振動解析を行った。また実機計測の結果をロングストローク機関軸系の振動の特徴についてまとめ，本研究の振動解析システムの計算結果と実測結果との対応について考察した。その結果，このシステムによる振動解析は実用上満足いくレベルにあることがわかった。

さて，これに引き続く本報（第 3 報）ではクランク軸系の強度に関し，そのひとつの指標となるクランクピンフィレット部の応力評価を対象とする。

クランク軸の応力評価法については，特に昭和 30～40 年代に各方面で精力的な研究が行われた。当時の状況については文献 3) に詳しいが，当会新井らの研究^{4),5)}もそのひと

* (財)日本海事協会技術研究所

** (財)日本海事協会開発部

つで、多数の模型クランクによる実験および実船計測データをもとに解析を行い、ピンフィレット部の形状係数に関する実験式、3モーメントの定理を応用した連続梁モデルによる曲げモーメントの算出により応力評価を行う計算法を確立した。当会の鋼船規則のクランク軸強度の詳細検討法⁶⁾はこの計算法をベースとしており、信頼度の高いものとして各方面で普及していた。しかしこの計算法は、クランク軸強度の評価として応力変動振幅レベルの推定を目的としており、振動等による付加応力についてはその振幅レベルを別途推定し加え合わせる方式をとっており、実働時のクランク角に対する応力波形を直接求めるものではなかった。また最近の機関では、クランクスローの形状が新井の形状係数に関する実験式の適用範囲の外に位置する例もでてきており、ある種の補正を行って適用しているのが実情である。

著者らは以上のような背景のもとで、FEM計算を用いた応力評価法の開発を行ってきた。本報ではこの新しいクランク軸ピンフィレット部応力計算法について詳説し、実測結果との対応を示す。この計算方法では、前報までの結果を用いて振動による付加応力分まで含めて応力(歪)が時刻歴的に精度良く求められる。以下、応力計算法の詳細、実機計測のうち応力測定に関する結果の紹介と考察、計算結果と実測結果の比較という順で述べていくことにする。

2. ピンフィレット部応力計算法

2.1 概要

Fig.1は本研究で構築したクランク軸系振動・応力解析システムの全体像である。このうち本報で述べる応力計算に関するところは「F.E.M. calculation of one crank throw.」内の部分である。即ち各スローに作用する外力(ピン荷重、隣接スローからの拘束モーメント、振動による慣性力)を集中外力としてすべて算出し、ピンフィレット部FEMズーム計算による「応答係数」

(単位外力に対するフィレット部応力(歪)値として定義、詳細2.2節)を用い、これら外力による応力(歪)応答値の総和を求めるものである。ここで振動付加応力成分については、クランク軸の剛性低下から軸系振動による慣性力が応力値に及ぼす影響は無視できないレベルと考えられたため、応力計算時に同時に組み入れるようにした。またFEM計算については、単一スローのクランク軸部のFEM詳細モデルとピンフィレット部ズームモデルを一度作成し、両端単純支持条件での計算結果を蓄えておけば、気筒数の異なる機関についてもそのまま使用でき、軸系振動およびピンフィレット応力変動の挙動が容易に求められる。

さて、本計算法では外力に対する歪量の線形性が成り立つということを前提としており、瞬時瞬時の外力の評価、それぞれの外力に対する歪量の算出を経て最終的にそれらの線形和を求める。Fig.2にこれら外力が加わったある瞬間の単一クランクスロー部の変形状態を示す。ここで Fr_i , Ft_i , $M_{xi}^0(*:l, r)$, $f_{xi}^0(*:l, r)$, T_i , F_i が集中外力で、それぞれピン部半径力、同接線力、隣接スローから加わる拘束モーメント、軸受反力、そしてそのスロー部に作用するねじりトルクおよび軸力である。本計算法では軸系縦およびねじり振動による付加応力も考慮するため T_i と F_i には軸系振動による慣性力分が含まれている。 α_i , α_{ri} , β_i , β_{ri} はジャーナル部のたわみ角でジャーナルの両端を結んだ直線からの角度として定義する。また x_i , θ_i は軸系モデルの質点のその瞬間の縦変位とねじれ角である。さらに各スロー間をたわみ角の連続条件で結ぶ際にジャーナル軸受の変形を考慮するため、軸受のばね定数 k_{yi} , k_{zi} も定義する。ただし軸受は十分剛であり、その変形量は微小であると考えられたため、軸受変形方向の運動の慣性力は無視することにした。さて上記外力のうち、 Fr_i , Ft_i は前報の振動計算時に既にデータとしてあるので、 M_{xi}^0 , T_i , F_i を振動データ x_i , θ_i と全体の釣合式から行列演算により算出する。

Fig.1 Analyzing system of crank shaft vibration and stresses.

Fig. 2 Deformation of a crank throw under external forces.

UNIT FORCE, MOMENT TORQUE.	RESPONSE
	• $F \cdot e_1$
	• $M_{li} \cdot e_2 + M_{ri} \cdot e_3$ ○ $M_{li} \cdot e_3 + M_{ri} \cdot e_2$
	• $M_{li} \cdot e_4 + M_{ri} \cdot e_5$ ○ $M_{li} \cdot e_5 + M_{ri} \cdot e_4$
	• $F_{ri} \cdot e_6 + F_{ti} \cdot e_7$ ○ $F_{ri} \cdot e_7 + F_{ti} \cdot e_6$
	• $T \cdot e_9$

Fig. 3 Definition of 'Response Factor'.

算出法は2.4節で述べる。

刻々の外力が求まれば、別途求めておいたそれぞれの外力に対する「応答係数」を乗じ、応答歪量の総和をとれば刻々の求めたい応力（歪）が得られる。クランク角のある刻み毎の応力が1回転分全て求まれば、軸系振動まで含めたクランク応力波形が算出できるわけである。この応答係数の詳しい定義、意味、算出法については次節で述べる。

2.2 FEM ズーミングモデルによる応答係数

クランク軸の応力を考える場合、クランクピンフィレ

ット部で応力値（歪量）が最大となり、そこが強度的に一番厳しい状況にあることは過去の損傷報告例、計算例から明らかである。このピンフィレット部の応力を換算するために、この部分の応力集中度を表す量として「形状係数」という概念が昔から用いられていた。この形状係数の定義にはいくつかあるが、いずれもピンフィレット部の局所的な応力を単純な梁理論で求めた平均応力で除したものである。本研究において著者らは、この形状係数の概念を拡張し、様々な外力に対する特定部分の応力（歪）の応答倍率をそれぞれの外力の単位量に対するものとして定義し、これを「応答係数」と呼ぶことにした。

この応答係数には e_1 から e_9 まで9種類が存在し、それらの定義は Fig. 3 に記されている。例えば e_1 は単一スローの両端単純支持状態に単位軸力をジャーナル部に作用させた場合のピンフィレット部の特定部分の歪値であり、 e_2 と e_3 はそれぞれ単位曲げモーメントをジャーナル部Z軸回りに作用させた場合の、作用点に近いフィレット部および遠い方の特定部分の歪値である。ここで特定部分と称したのは、後述のように FEM モデルによる計算を行うので任意の所で応答係数が定義できるからであり、これを用いれば任意の所、任意の方向の歪（応力）が求められる。極端なことを言えば、場所をピンフィレットでなく腕部に指定すれば、その部分の応力値も求めることが可能であるが、腕部の応力はピンフィレット部に比べてかなり小さいことが経験上知られているのでここではピンフィレット部のみを対象として話を進める。

このように新たな応答係数を定義することにより、種々の外力に対する歪応答が別々に考えられ、それらの正負、大きさを細かくみることで、実際の歪変動に各々がどの程度のウェイトで影響を及ぼしているかが理解できる。また対象とする点および歪方向が任意に設定できるということも大きな利点である。ただし本報では、計測結果と比較する意味で、対象はピンフィレット部45度方向位置の点の半径方向の歪に限定する。

さて、この応答係数を実際に求めるのに際しては、本研究第1報で示したクランク1スロー FEM モデルではピンフィレット部の解析に対してあまりにもメッシュが粗すぎるため、FEM ズーミングモデルによる解析が不可欠である。このズーミングモデルとしては、精度、実用性の面からいくつか検討し、Fig. 4 に示すくらいが必要かつ十分であると考えられた。同図は上側の単一スローピンフィレットの○部を下側に示すように細分化するという意味であり、ズーミングされたソリッドモデルの各節点間の距離は大体7~8ミリとなっている。

そこでこの計算での境界条件は、クランク軸全体モデルの計算結果の節点変位を、ズーミングモデルと全体モデルの境界面内に強制変位として与えるが、要素細分化後のその境界面で新しく生成される節点にも強制変位を振り分け

Fig. 4 F.E.M. zooming models of crank pin fillets.

なければならない。これには全体モデルの節点変位をもとに、その要素面内において補間して推定するしかないので、本計算では平面近似による推定を用いた。

なお、こうして求まる応答係数は実機の真の係数より小さめになることが予想されるので注意を要する。これは第1報で示したように、FEMの計算時間および計算機の容量を考慮するとFEMモデルの要素数には限界があり、今回使用したFEMモデルでは作用させた外力による変位量が実際のそれより若干小さめになること、さらには上述の強制変位の補間法なども誤差を拾う要因になると考えられる。従ってFEMのモデル化および境界条件の与え方などについても今後いっそうノウハウを蓄えることが必要であろう。

2.3 クランクローに作用する外力の算出と歪量の計算

2.1節の概要で述べたようにクランクピンへの外力は既に求まっているので、本節では残りの拘束モーメント、ねじりトルクおよび軸力の算出法について詳説する。

2.3.1 諸量の定義

主機実働時の各スローに加わる集中外力およびそれらによる変形状態は既にFig. 2に示した。同図に示した諸量は、各スローに固定の座標系(XYZ 系)で表している。各スローをクランク位相角ごとにずらしてつなぎ合わせた軸系全体モデルではFig. 5に示すように絶対座標系(xyz 系)を定義し、この座標系のもとで隣接スロー間でおおよそいう拘束モーメント $m_{ia}^{(0)}$ を定義する。

Fig. 5 Constrained moments at absolute coordinate.

Fig. 6 Angular and axial displacement by unit force, torque and bending moment for one crank throw or shaft.

そこでまず外力を求める前段階として、Fig. 6に示すように単一スローにおいて単位外力((1)軸力あるいはクランクピン半径力あるいはピン接線力(回転を止めるトルクは片側のみに与える)、(2)ねじりトルク、(3)曲げモーメント)を作用させた時の変形諸量が必要である。諸量の定義は図中にあるとおりで、 $Al, Ar, B_{**}, C_{**}(*: l, r)$, Tl, Tr, Pl, Pr は各条件の時のクランクジャーナル端部のたわみ角、 $S_{**}(*: l, r)$ はクランク軸以外の軸部の軸端たわみ角、 Da, Dp, Dml, Dmr は軸方向変形量で、以上のものは1, 2報で定義しており、これらの算出式は本報では省略する。残りの変形諸量は本報で新たに定義するもので、 Cl, Cr はジャーナル端部のたわみ角、 Tq, Tm, Up はジャーナル端部のねじれ角、そして Sq_i は軸端部のねじれ角

Ds_i は軸方向変位量である。これらの算出式は付録 1 にまとめて記してある。

2.3.2 拘束モーメントの座標系間関係式

Fig. 2 に示した拘束モーメントと Fig. 5 に示したそれとの関係は、座標系がクランクの位相角分回転しているわけであるから、 A_i を No. 1 スロー (スロー番号は船首側より数える) を基準とした No. i スローの相対角, θ を No. 1 スローの上死点からの回転角とすると, i 番目のクランクスロー部においては,

$$\begin{Bmatrix} Ml_i \\ M'l_i \\ Mr_i \\ M'r_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos B_i & -\sin B_i & 0 & 0 \\ \sin B_i & \cos B_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos B_i & -\sin B_i \\ 0 & 0 & \sin B_i & \cos B_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_{(i-1)a} \\ m'_{(i-1)a} \\ m_{ia} \\ m'_{ia} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

また i 番目が軸部であれば,

$$\begin{Bmatrix} Ml_i \\ M'l_i \\ Mr_i \\ M'r_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} m_{(i-1)a} \\ m'_{(i-1)a} \\ m_{ia} \\ m'_{ia} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

となる。(ここで $B_i = \theta - A_i$)

2.3.3 スロー接続部でのたわみ角連続の関係

Fig. 2 の 1 スローをクランクの位相角だけ回転させて接続し、全体の釣合式から拘束モーメントなどを求めるが、このためスロー接続部でのたわみ角連続の条件から相互の関係式を得なければならない。これは以下のように求まる。

Fig. 2 において, i 番スローでの Y, Z 方向の軸受反力は拘束モーメント, ピン半径力, 接線力より次式で与えられる。Fig. A に定義するクランク形状により,

$$\begin{cases} fl_i = [Mr_i - Ml_i + Fr_i(a_2 + b)]/L \\ f'l_i = [M'r_i - M'l_i + Ft_i(a_2 + b)]/L \\ fr_i = [Ml_i - Mr_i + Fr_i(a_1 + b)]/L \\ f'r_i = [M'l_i - M'r_i + Ft_i(a_1 + b)]/L \end{cases} \quad (2)$$

(なおクランク以外の軸部では $Fr_i = Fr_i = 0$ とする)

従って i 番軸受部の変形量は y および z 軸の負方向に,

$$\begin{cases} \delta_{yi} = [fr_{(i-1)} \cos B_i + fl_i \cos B_i \\ \quad + f'r_{(i-1)} \sin B_i + f'l_i \sin B_i]/k_{yi} \\ \delta_{zi} = [-fr_{(i-1)} \sin B_i - fl_i \sin B_i + f'r_{(i-1)} \cos B_i \\ \quad + f'l_i \cos B_i]/k_{zi} \end{cases} \quad (3)$$

となる。(ただし $f'_{*0} = 0$ ($*$: l, r) と定義する)

これら δ_{yi}, δ_{zi} は微小であるので $\sin \delta/L \approx \delta/L$, $\cos \delta/L \approx 1$ と近似し, たわみ角の連続条件から次式が得られる。

$$\begin{Bmatrix} \begin{bmatrix} \cos B_i & \sin B_i & \cos B_i & \sin B_i \\ -\sin B_i & \cos B_i & -\sin B_i & \cos B_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} ar_i \\ \beta r_i \\ al_{(i+1)} \\ \beta l_{(i+1)} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \delta_{y(i-1)}/L - 2\delta_{yi}/L + \delta_{y(i+1)}/L \\ \delta_{z(i-1)}/L - 2\delta_{zi}/L + \delta_{z(i+1)}/L \end{bmatrix} = 0 \end{Bmatrix} \quad (4)$$

($\delta_{*0} = \delta_{*1}$ ($*$: y, z) と定義)

この式 (4) に式 (2) および (3) を代入すると, 実働時のクランクスロージャーナル部のたわみ角と拘束モーメントとクランクピンへの外力との間の関係式となる。

2.3.4 クランクスローへ作用する外力とたわみ角の関係

i 番スロー部の実働時におけるクランクジャーナル端部のたわみ角は, そのスローのすべての作用外力それぞれに対するたわみ角の総和として次のようにして求まる。

$$\begin{Bmatrix} al_i \\ \beta l_i \\ ar_i \\ \beta r_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Bll & 0 & Brl & 0 \\ 0 & ClI & 0 & CrI \\ Blr & 0 & Brr & 0 \\ 0 & Clr & 0 & Crr \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Ml_i \\ M'l_i \\ Mr_i \\ M'r_i \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} Pl & 0 \\ 0 & Cl \\ Pr & 0 \\ 0 & Cr \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Fr_i \\ Ft_i \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} Al & 0 \\ 0 & -Tl \\ Ar & 0 \\ 0 & Tr \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_i \\ T_i \end{Bmatrix}$$

またクランク以外の軸部においては, たわみを生じさせるのは拘束モーメントだけであるので,

$$\begin{Bmatrix} al_i \\ \beta l_i \\ ar_i \\ \beta r_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Sll_i & 0 & Srl_i & 0 \\ 0 & Sll_i & 0 & Srl_i \\ Slr_i & 0 & Srr_i & 0 \\ 0 & Slr_i & 0 & Srr_i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Ml_i \\ M'l_i \\ Mr_i \\ M'r_i \end{Bmatrix} \quad (5)$$

となる。

2.3.5 軸系振動による変位量とクランクスロー作用外力の関係

軸系振動による変位量 x_i, θ_i はジャーナル部に配置した質点の縦変位およびねじれ角であるので, クランクスロー部での変形量 (縦方向の伸び縮み, 回転方向のねじれ) は, 隣接質点の変位量の差になる。この変形量を生じさせるのが拘束モーメント, ピン部作用外力, そして振動による慣性分まで含めた軸力およびねじりトルクであるので, 次式の関係が得られる。

No. 1 スローでは,

$$\begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ \theta_1 - \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Dmr & 0 \\ 0 & Tm \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Mr_1 \\ M'r_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} Da & 0 \\ 0 & Tq \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ T_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} Dp & 0 \\ 0 & Up \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Fr_1 \\ Ft_1 \end{Bmatrix}$$

No. i スローでは,

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} x_i - x_{i+1} \\ \theta_i - \theta_{i+1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} Dml & 0 & Dmr & 0 \\ 0 & -Tm & 0 & Tm \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Ml_i \\ M'l_i \\ Mr_i \\ M'r_i \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} Da & 0 \\ 0 & Tq \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_i \\ T_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Dp & 0 \\ 0 & Up \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Fr_i \\ Ft_i \end{bmatrix} \\ \text{またクランク以外の軸部では,} \\ \begin{bmatrix} x_i - x_{i+1} \\ \theta_i - \theta_{i+1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} Dq_i & 0 \\ 0 & Sq_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_i \\ T_i \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} (6)$$

2.3.6 軸系全体の釣合い

今までに述べた式(1), (4), (5), (6)をクランク軸系モデルの全体にわたって書き並べて行列を作ると次のような表示ができる。

$$\left. \begin{aligned} \text{式(1)より } M &= Am \\ \text{式(4)より } Ba + VM + UP &= 0 \\ \text{式(5)より } a &= CM + RP + EF \\ \text{式(6)より } x &= GM + HF + JP \end{aligned} \right\} (7)$$

ここで, M, m, a, P, F, x は列ベクトルで, N を機関気筒数, NN を軸系モデルのばねの総数とすると,

$$\begin{aligned} M &= (Mr_1, M'r_1, Ml_2, Mr_2, M'l_2, Ml_3, M'r_3, \dots, \\ &\quad Ml_{NN}, M'l_{NN})^T \\ m &= (m_{1a}, m'_{1a}, m_{2a}, m'_{2a}, m_{3a}, m'_{3a}, \dots, \\ &\quad m_{(NN-1)a}, m'_{(NN-1)a})^T \\ a &= (\alpha r_1, \beta r_1, \alpha l_2, \beta l_2, \alpha r_2, \beta r_2, \alpha l_3, \beta l_3, \dots, \alpha l_{NN}, \beta l_{NN})^T \\ P &= (Fr_1, Ft_1, Fr_2, Ft_2, \dots, Fr_N, Ft_N)^T \\ F &= (F_1, T_1, F_2, T_2, \dots, F_{NN}, T_{NN})^T \\ x &= (x_1 - x_2, \theta_1 - \theta_2, x_2 - x_3, \theta_2 - \theta_3, \dots, x_{NN} - x_{(NN+1)}, \\ &\quad \theta_{NN} - \theta_{(NN+1)})^T \end{aligned}$$

である。(軸系の両端の境界条件から $Ml_1 = M'l_1 = Mr_{NN} = M'r_{NN} = 0$ であるので, これらの要素は行列から省く)

また行列の大きさは,

$$\begin{aligned} A &: 4(NN-1) \text{ 行 } 2(NN-1) \text{ 列} \\ V &: 2(NN-1) \text{ 行 } 4(NN-1) \text{ 列} \\ C &: 4(NN-1) \text{ 行 } 4(NN-1) \text{ 列} \\ E &: 4(NN-1) \text{ 行 } 2NN \text{ 列} \\ H &: 2NN \text{ 行 } 2NN \text{ 列} \\ B &: 2(NN-1) \text{ 行 } 4(NN-1) \text{ 列} \\ U &: 2(NN-1) \text{ 行 } 2N \text{ 列} \\ R &: 4(NN-1) \text{ 行 } 2N \text{ 列} \\ G &: 2NN \text{ 行 } 4(NN-1) \text{ 列} \\ J &: 2NN \text{ 行 } 2N \text{ 列} \end{aligned}$$

となっている。

式(7)の4つの式を連立させると, 各クランクスローへの外力 F_i, T_i, M^*_i が要素となっている列ベクトル F, M は次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} F &= Q(x - (J - GAL(BR + U)))P \\ M &= -AL(BEF + (BR + U)P) \end{aligned} \right\} (8)$$

(ただし $L = (BCA + VA)^{-1}$, $Q = (H - GALBE)^{-1}$)

2.3.7 クランクピンフィレット部の歪量の算出

前項までに述べたようにして, クランクピンフィレット部の特定箇所の応答係数を求め, ある瞬間に各クランクスローに作用するすべての外力が算出されれば, その時の i 番スローのその箇所(船首側と船尾側で2つ)の応力(歪量)は次式により計算される。

$$\left. \begin{aligned} \epsilon l_i &= -F_i \cdot e1 + Ml_i \cdot e2 + Mr_i \cdot e3 + Fr_i \cdot e6 + Ft_i \cdot e7 \\ &\quad + M'l_i \cdot e4 + M'r_i \cdot e5 + T_i \cdot e9 \\ \epsilon r_i &= -F_i \cdot e1 + Mr_i \cdot e2 + Ml_i \cdot e3 + Fr_i \cdot e6 + Ft_i \cdot e8 \\ &\quad + M'r_i \cdot e4 + M'r_i \cdot e4 + M'l_i \cdot e5 + T_i \cdot e9 \end{aligned} \right\} (9)$$

これらをクランク1回転分ある刻みで求めてやると, 実働時の軸系振動成分まで考慮した応力(歪)波形が得られる。

2.4 静的荷重試験結果との比較

本節では, 2.2節で述べたFEMブリージングモデルによるピンフィレット部応答係数計算結果と式(9)の応力(歪)計算法の精度について, 静的荷重試験の結果と比較することによって検証する。

2.4.1 実験の概要

実験は第1報で述べたクランク軸の剛性を測る静的荷重試験の際に, 同時に応力(歪)も計測したもので, 5気筒5RTA58型機関のクランク軸を使用して行われた。計測点は, クランクスローピンフィレット部の最も応力が高くなる箇所として経験的に知られている, ピン中心とジャーナル中心を結ぶ半径方向45度の位置とし, No.1~3スローの同3点(Fig.5のG1~G3)に歪ゲージ(ゲージ長3ミリ)を貼付した。実験方法としては, 図に示すようにF1荷重を油圧ジャッキでNo.1スローに与えた時のG1位置の歪量, そしてF2荷重を同様にNo.3スローに与えた時のG2およびG3位置の歪量を測定するものとした。

2.4.2 実験結果と計算結果との比較

F1, F2荷重付加時のG1, G2, G3位置の歪量を計算

Fig.7 Static loading test.

Table 1 Comparison of measured pin fillet strains with calculated ones.

		CAL.		CAL.	MEAS.
F1	Mr1	-373470.	G1	96.	98.
F2	Mr2	25760.	G2	-6.2	-8.
	Ml2	-86350.			
	Mr3	-279960.	G3	76.	79.
	Ml3	-279960.			

Fi:10⁴kgf, Mli (Mri):kgfcm, Gi:μ. strain

するためには、歪ゲージ貼付位置半径方向を対象とした応答係数 $e_1 \sim e_3$ が必要である。これら係数値と、それぞれの荷重条件時の各スロー間の拘束モーメントが得られれば、作用荷重に対する歪応答値は以下の式で算出できる。

$$\left. \begin{aligned} G1 \text{ での歪量は, } & -F1 \cdot e_1 + Mr_1 \cdot e_3 \\ \text{同様に} & \\ G2 \text{ では, } & Mr_2 \cdot e_2 + Ml_2 \cdot e_3 \\ G3 \text{ では, } & -F2 \cdot e_1 + Mr_3 \cdot e_2 + Ml_3 \cdot e_3 \end{aligned} \right\} (10)$$

そこでまず $F1, F2$ 荷重を付加させた時それぞれの各スロー間に作用する拘束モーメントの計算であるが、これは第1報で示したような方法で次のようにすればよい。第1報式(5) ($M = -(A(BCA)^{-1}B)D$)において $F1, F2$ 荷重条件に相当する列ベクトル D を与えれば、その他の行列は既知であるので拘束モーメントを要素とする列ベクトル M が算出される。この D は、 $F1$ 荷重付加時には、

$$D = (F1 \cdot Ar, 0, 0, 0, \dots, 0)^T$$

No.1 スロー部

また $F2$ 荷重付加時には

$$D = (0, 0, 0, 0, 0, 0, F2 \cdot Al, 0, F2 \cdot Ar, 0, \dots, 0)^T$$

No.3 スロー部

とする。

さて応答係数を求める際に多少の注意が必要である。それは2.2節でも述べたように、要素数と計算誤差との関係に関してである。実際のピンフィレット部のアールが30~35ミリ程度、FEMブーミングモデルの節点間距離が7~8ミリ、そして計測時のゲージ長が3ミリであることを勘案し、応答係数の生の計算結果に対し10%の補正分加えた値を以後の計算に使用することにした。

この補正を行った後のRTA 58型機関の応答係数は、 $e_1 = -1.05 \times 10^{-2} \mu\text{s/kgf}$, $e_2 = 7.8 \times 10^{-5} \mu\text{s/kgf} \cdot \text{cm}$, $e_3 = 2.4 \times 10^{-5} \mu\text{s/kgf} \cdot \text{cm}$ (s: strain) となった。そこで上に述べた方法で算出した拘束モーメントとこれら応答係数から静的荷重試験の条件の下でのピンフィレット部半径方向歪量を求めると、Table 1 のようになった。これから本報で提案した方法による応力計算は、実測値と非常によく対応していることがわかる。

3. 実機計測

主機関のロングストローク化に伴いクランクスロー腕部に剛性低下がみられ、その応力状態も従来の機関と傾向が

Fig. 8 Measuring method of engine running test.

異なることが予想されたため、第2報で述べた2種機関(6RTA 58型および7RTA 62型(それぞれ58型、62型と略称))の実機計測の際にクランク軸の応力計測も行っている。軸系振動が応力変動にどのように影響を及ぼすかについても興味の対象であった。本章ではこれについて詳しくふれる。

3.1 計測方法

計測の概要はFig. 8に示す通りで、応力(歪量)は歪ゲージにより検出し、FMテレメータ方式で信号を受信してデータレコーダに記録した。計測点については、58型ではNo. 1, 4スローの船首側ピンフィレットピン直下部と腕中央部の半径方向とし、62型ではNo. 2スローの船尾側ピンフィレットピン直下部の半径・接線・45度方向として、それぞれの箇所に歪ゲージを貼付した。(実際は他に数点計測を試みているが、機関内部という劣悪な環境下での計測であるため残念ながら成功せず、最終的に上記箇所のみが解析可能であった。)歪ゲージは1アクティブ3ダミーとし、ダミーゲージは腕部内側軸心付近に設置した。なおピンフィレット部の歪ゲージの貼付位置は、静的荷重実験と同じく45度の位置としたが、このあたりで歪量が最大になることは、数種のクランクの静的荷重試験から確かめられている。

計測は、58型については陸上・海上いずれの運転においても実施したが、62型については海上運転時のみである。記録は第2報に述べた他の計測項目とともに2~5rpmの回転速度ピッチでなされた。

3.2 結果および考察

3.2.1 58型

すべての条件における結果を示すことは膨大となるため、ここでは特徴的な7ケースを選び、クランク軸端部縦変位とともにNo. 1スロー死点を起点とした1回転分の波形を示し、これについて考察を加えることにする。

Fig. 9 Experimental results (6RTA 58)

Fig. 9 が 58 型の計測結果の波形である。上から No.1 スロー FORE 側ピンフィレット部歪, No. 4 スロー FORE 側ピンフィレット部歪, 縦変位波形で, 海上運転時のものである。陸上運転時のものについては, 違いが顕著に現れている中段のみに破線で書き入れてある。また 50 rpm の波形には全スローの上死点位置を示し, No. 4 スロー FORE 側腕中央部半径方向の歪波形もいくつか示してある。各波形の上下 (正負) 方向は, 上 (正) がクランクスローが伸びる方向に対応しており, 解析時の A/D 変換は AC カップリングで行っている。

58 型では, クランク腕中央部でも歪計測を行ったが, 図にあるように歪変動量はピンフィレット部の 2 割にも満たない程度と微小であり, ロングストローク化された機関に

おいてもクランクの強度を考える際はピンフィレット部に着目すればよいと考えてよさそうである。

さてピンフィレット部の歪波形を見ていく際のポイントとしては, No. 1 スロー FORE 側では自由端に最も近く, 船首側ジャーナル部では拘束モーメントを受けないということ, No. 4 スローは機関中央のスローで隣接スローからの拘束モーメントを受けているということ, また両スローとも軸系振動分の影響が及んでいるであろうということがあげられる。このようなことを頭にいれて各波形を見ていくと次のようなことが理解されよう。

No. 1 スロー FORE 側では, No. 1 シリンダの筒内圧力変動による歪変動が支配的であり, No. 2 スローとの境界部での拘束モーメントによる影響はわずかなため, 着火位

Fig. 10 Experimental results (7RTA62)

置付近でのみ正の大きなピークを持つ波形となっている。ただし細かな凹凸を詳しくみると、縦変位と対応しているのがわかる。

No. 4 スロー FORE 側ピンフィレット部歪波形においては、海上のものは陸上のそれに軸系縦振動によって誘起された歪変動が重畳した形になっている。図に示したもののうち、60, 62 rpm はねじり 1 節 6 次の、72 rpm は縦 0 節 12 次の、96 rpm は縦 0 節 9 次の共振点であり、102 rpm も 8, 9 次が卓越している。それぞれの縦変位波形のピーク位

置と歪変動波形のピーク位置は完全に一致している。特に 60, 62 rpm を比較すると、わずかに 2 rpm の違いで振動成分の位相が大きく変化するため、それに応じて歪波形も、最大歪発生位置・ $P-P$ 値を含めかなり異なった様相を示している。96, 102 rpm の比較でも、当該シリンダ着火位置付近の波形のピーク位置が軸系縦振動の位相により大きく変わることが確認され、陸上運転時のデータ（破線）と見比べることにより縦振動の影響が明らかである。

以上のことから、クランク軸ピンフィレット部の応力

(歪)を論ずる場合、軸系縦振動によって誘起される変動分が大きく影響しており、これらを正確に把握して振動付加応力まで含めた状態で議論すべきであると考えられた。

3.2.2 62型

62型についても計測波形のうち特徴的なものをいくつか選んで示し、それをもとに考察する。62型の計測は海上運転時のみであるが、同機関は58型よりもさらにロングストローク化されているため、縦振動との関連が興味の対象である。

Fig. 10に62型計測結果のうち8ケースを示す。62型の歪計測は3軸ゲージで行ったが、そのうち接線方向のものについては他の2つの方向に比べて変動が微小であるためここでは省略し、各ケースとも上から半径方向歪波形、45度方向歪波形、クランク軸首端縦変位波形を1回転示してある。上下(正負)方向の意味は58型の場合と同様である。図中の破線は計測を行ったNo.2スローの上死点位置を、一点鎖線は同下死点位置を表わしている。また30rpmの波形には全スローの上死点位置を示してある。

まず30rpmは、軸系振動の共振回転速度よりも低い回転速度であるため、その歪波形は陸上運転のそれに近いものであると思われる、筒内最高圧力の変化に伴い変動幅は変化するもののすべての回転速度での歪波形の振動分を除いたベースとなる波形と考えられる。半径方向の波形で、No.2スローが着火する付近で正のピークを持つことは当然のことと言うまでもないが、No.3スローの着火位置付近でも正のピークを持つのが大きな特徴である。これはこの隣のスローでの着火により、No.2スローとの境界部に大きな拘束モーメントが誘起され、No.2, 3スロー間の位相角が154.3度と180度に近いことから、この拘束モーメントがNo.2スローを開く方向に作用することによるものである。またNo.1スロー上死点位置から少し経過したところで負のピークがあるが、これは隣のスローであるNo.1スローのクランクピン接線力が最大になる位置であり、No.1, 2スロー間の位相角が102.8度と90度に近いことから、両スロー間に誘起される拘束モーメントがNo.2スローを閉じる方向に作用するためと考えられる。

このようにクランクスロー間の拘束モーメントによりクランクスローの歪波形が大きく影響を受けることは、過去の例ではあまり見られなかったことであり、クランク軸のロングストローク化による腕部の剛性低下により新たに顕著になってきた現象のひとつである。

さて他の7ケースの半径方向歪波形を見てみると、この30rpmの波形に軸系縦振動により誘起された応力(歪)成分が重畳したような挙動を示している。ちなみに36rpmはねじり1節7次の、また、78rpmは縦0節7次の共振の回転速度であり、他のデータとも縦変位波形のピークに対応したピークを持っていることがこの図からわかる。78, 84rpmでは、No.2スロー上死点位置付近で縦変位が一番

圧縮された位置にあるので、筒内圧の上昇に伴う引張り(正)のピークが振動分により潰され、逆に負のピークとなっている。90, 102rpmと回転速度が変化していくと縦変位波形のピークがずれ、No.2スロー上死点位置付近で高い筒内圧に基づく正のピークが現れる。従来から、あるスローで着火する時にはそのスローのピンフィレット部半径方向応力(歪)はピン半径力の増大により引張りのピークを持つと画一的に考えられてきたが、縦振動の位相によっては強い慣性力が軸力として作用するため、負のピークを持つこともあり得るわけで、ロングストローク機関の大きな特徴と言えよう。

続いてNo.2スローの下死点位置付近を見てみると、このあたりは前述のようにNo.3スローの着火に伴いもともと引張りの方向にある(No.3スローのピン半径力による拘束モーメントは回転速度の上昇に伴い、30rpmに比べ10~20度遅れた位置で最大となる)上に、縦振動の位相がちょうど正のピークを迎え、これらによりかなり鋭い正のピークを呈している。このピークは半径方向歪波形の1回転のうちの最大値となっており、結局この機関このスローでは下死点位置で最大応力(歪)をとるという過去に全く経験されなかった現象が発生していたわけである。このこともロングストローク機関の大きな特徴のひとつと考えられる。

さらに50rpmの32次、66rpmの25次、90rpmの18次、102rpmの16次といった高次の変動成分が確認されるが、これは縦2節振動によるものと考えられた。第1報で示した軸系振動のモード図において、No.2スロー相当部での勾配が大きいことから、軸端縦変位ではあまり顕著でないこういった高次成分が歪波形では明白に現れていることが説明できる。

一方45度方向の歪波形では、36rpmのねじりの1節共振時に多少変動する他はあまり目立った特徴はなく、変動振幅も半径方向のそれに比べてかなり小さく、従って強度の点で着目するならば、半径方向を見ればよさそうである。(ただし主応力を求めるならば他の方向も必要であるが)

以上のように、62型機関は58型よりもロングストローク化されていることから、歪波形も従来に無い特徴を持ったものであった。上記のことから、ロングストローク機関においてクランク軸の応力を論ずる場合には、振動によって誘起される付加応力まで含めて一緒に考えなければならぬと結論されよう。

4. 計算結果と実測結果の比較

本章では2章で述べた応力計算法を供試2機関(58型・62型)に適用した結果を示し、実機計測の結果と比較検討を行う。

まず始めに、この計算法では軸系縦振動の計算結果が位相まで含めた形で実際の挙動を正確に記述していることが

Fig. 11 Comparison of axial displacements between measured and calculated results.

Table 2 Calculated results of response factors.

	RTA58	RTA62	
e1	-1.05×10^{-2}	-1.05×10^{-2}	$\mu\text{.Strain/kgf}$
e2	0.78×10^{-4}	0.78×10^{-4}	$\mu\text{.Strain/kgfcm}$
e3	0.24×10^{-4}	0.38×10^{-4}	$\mu\text{.Strain/kgfcm}$
e6	0.19×10^{-2}	0.17×10^{-2}	$\mu\text{.Strain/kgf}$

前提条件になるため、前報で各次数ごとの振幅の形で示した縦振動計算結果を、ここでは振動波形の形で示し、実測結果との対応を見てみる。Fig. 11 が No. 1 スロー上死点を起点とした両機関のクランク軸端縦変位波形 1 回転分の実測・計算の比較の数例であるが、62 型では架構振動の影響があることを考慮にいれると、大変よく一致していると言っても過言では無からう。

さてこれら縦振動計算結果をもとに実働時におけるクランクスローピンフィレット部の半径方向歪変動の計算を行うわけであるが、そこで応答係数を算出しておかねばならない。ここでは半径方向の歪のみを対象とするため、Fig. 3 で定義した応答係数のうち e1, e2, e3, e6 の 4 種が必要となる。Table 2 にそれぞれの機関のピンフィレット部 45 度位置のこれら 4 種の応答係数を示す。

実際の歪変動の計算は、各回転速度 1 回転を 72 分割し、クランク角 5 度ごとのクランクスロー作用外力をすべて求めて、式 (9) によりそれぞれのタイミングの歪値を算出するという手順をとった。(なおジャーナル軸受部のばねこわさについては、いくつかの値を設定した試算の結果から軸系のばねこわさに比べて十分剛な特性にした方が傾向がよく合うため、以下に示す結果は軸受の変形は考慮にい

ていない。)

Fig. 12, 13 にそれぞれ 58 型 (No. 1 スロー部および No. 4 スロー部) と 62 型 (No. 2 スロー部) の歪波形の計算結果と実測結果を重ねたものを示す。図の 0 点は計算のもので、実測結果は形状から上下位置を推定して重ねている。また両図とも、軸系振動による歪成分を考慮にいれない計算波形 (式 (7) において、式 (6) から得られた式を考慮せず、式 (5) から得られた式の F_i の要素のうち F_i は 0 とし、 T_i はピン接線力によるねじりトルクのみ与えて連立させて解く) も併記してある。

Fig. 12 の 58 型の結果は、全般的にまずまずの一致度であるが、細かくみると例えば No. 4 スロー波形で同スローの上死点から約 120 度経過したあたりのレベルなどがかなり実測と異なっている。この辺の原因を追求するために、全スロー歪・縦変位波形を詳細に検討してみたところ、歪計算の入力とした縦変位波形に問題がありそうなのがわかった。そこで本報で提案した計算法の精度を問うため、実測縦変位波形を入力として再度計算を行ってみた。58 型では全スロー部で縦変位計測を行っているため、各波形を軸心変位相当に補正した上で各スロー部クランク開閉変化量を算出し、歪計算の入力とするもので、その計算結果は Fig. 14 に示すようになり、実測歪波形と非常によく一致するものになった。このことから本報の歪計算法の信頼性は非常に高いこと、入力となる縦変位波形には高い精度が必要とされることがわかった。

一方 Fig. 13 の 62 型の結果では、No. 2 スローの下死点で歪の最大値をとること、縦 2 節などの高次振動の位相まで含めて、計算結果は実測に全般的によく対応していると言える。これは軸系振動計算がかなりの精度で実際の振動を記述し、また隣接スローとの間の拘束モーメントも正確に評価できているということを示している。

軸系振動による付加応力 (歪) 分を考慮にいれていない計算結果は、傾向はつかめているものの実働時の歪変動の評価には不十分であり、これからは振動付加分まで同時に考慮した応力 (歪) 評価が必要になることが明らかになった。

本章の比較は、実測値の点数が残念ながら少なかったため完全な比較とは言い難いが、本報で提案した歪計算法の精度はまずまず良好であると言える。最後に 62 型 100 rpm での全スローピンフィレット部の歪計算波形を Fig. 15 に示す。この図には軸系振動による歪成分を考慮にいれない場合 (細線) と参考までに新井の方法による結果 (破線) も併記してある。これは 7 気筒機関のものであるが、この図がロングストローク化された機関のクランク応力の特徴をよく表したものであると推定される。新井の方法による計算は、そもそも目的が異なるものであるため直接の比較はできないが、今までに発表された方法の中で最も信頼性のあるものとされているので、無理を承知で敢えて適

Fig. 12 Comparison of pin fillet strains between measured and calculated results. (6RTA58)

Fig. 13 Comparison of pin fillet strains between measured and calculated results. (7RTA62)

Fig. 14 Comparison of pin fillet strains between measured and calculated results by measured axial displacement. (6RTA58)

用してみた。計算にあたり、形状係数は適用範囲を越えてもそのまま算出し、一切の補正を行っていない結果であるのであくまでも参考値である。新井の方法による結果は全般的にかなり小さめになっているが、これはこの方法では

振動分を付加応力として別途考えるため考慮に入れていないこと、機関単体を扱っているためクランク軸の船尾側端の境界条件において軸部からの拘束を考えていないこと、形状係数の算出誤差などによると思われる。従って、最近のいわゆる超ロングストローク機関のクランク軸の強度を新井の式で評価する場合は、上記のことを考慮にいれて補正・修正してやる必要がある。

本報で提案した計算法は、今のところ2例のみの適用であるが、今後多数の実測・計算によりノウハウを蓄えて実績を伸ばしていきたいと考えている。またこの計算法では、1, 2 報で扱った軸系振動モデルに置き換えられる実系であれば、2 ストローク低速ロングストローク機関のみならず、過去の2 ストローク低速機関は無論のこと4 ストローク中速機関でも適用可能で、実働時の応力(歪)が評価できると考えられている。さらに高速機関に対しても、軸系振動

Fig. 15 Calculated results of all pin fillet strains of 7RTA62 engine.

モデルに横方向の自由度を考慮しなければならなくなると思われるが、適切なモデル化ができれば本報の計算法の考え方が十分適用できるであろう。

5. 結 言

本研究は、ロングストローク船用ディーゼル機関のクランク軸系振動・強度の評価ができるシステムの構築を目指すもので、様々な計測・解析を行ってきた。本報では強度の指標となる実働時の歪量の計算法を中心に述べてきたが、その内容は以下のようにまとめられる。

(1) クランクピンフィレット部の応力(歪)を評価する新しい計算法を提案した。この計算には、単位外力に対する特定部分の歪応答を「応答係数」という概念を取り入れて表し、振動慣性分まで含めたすべての外力を考慮して実働時の歪量を求める。この応答係数はFEM計算によって求めるが、そのモデルは第1報で示した1スローモデルのピンフィレット部をズームングにより細分化する必要がある。

(2) クランク単体の1スローのみを油圧ジャッキで開いた静的荷重試験の結果と(1)の計算法による計算結果は非常に良い対応を示した。

(3) ロングストローク化された機関の実働時のクランクピンフィレット部の応力(歪量)変動の挙動を知るべく、2種機関について実機計測を行った。その結果次のことがわかった。最近のロングストローク機関では、最高筒内圧力の増大に伴う歪量の増加の他、隣接スローか

らの拘束モーメントによる歪量も目立つ。ピンフィレット部半径方向の歪は軸系縦振動の影響を大きく受け、その位相によっては下死点で最大引張り歪値となったり、筒内圧力による引張り分が振動分により圧縮方向の歪となることもあり得る。

(4) (1)の計算法による供試機関の実働時ピンフィレット部半径方向歪計算値は、(3)の実測結果とおおむね良い対応がとれた。一部傾向が合わない点については、計算の入力である縦変位値に実測値を使用したところ歪計算結果も実測に近くなることが確かめられた。従ってこの傾向の不一致は前報の縦振動計算結果の精度によるもので、本報の計算法の精度は問題無いといえる。

第1・2報に引き続き本報の報告により本研究の目的であるロングストローク船用機関クランク軸系の振動・強度に関する解析および評価法がまとめられたが、今後も適用例を増やしてシステムの完成度を高めていきたいと考えている。また昔の機関、4ストロークなど別種の機関に対しても適用してみる予定である。

終わりに、本研究の遂行にあたってご懇篤なご指導を賜った東京大学 津田公一名誉教授に厚く御礼申し上げます。

また実機計測に際しては、(株)神戸製鋼所、日本鋼管(株)(NKK)、住友重機械工業(株)、(株)大島造船所、(株)日本工業試験所の関係各位に、ご多忙の中様々なご配慮ご協力をいただいたことに対して感謝の意を表します。

本報をまとめるにあたってご助言を下された当会星野常

務理事, 寺田技術研究所長, 新井北九州支部長, 並びに計測作業に尽力された当研究所馬場, 凌, 城戸口, 藤波, 新垣の諸氏に御礼申し上げる。

文 献

- 1) 穂森, 鎌田, 佐々木: ロングストローク船用ディーゼル機関クランク軸系の振動および強度に関する研究 (第1報: 軸系の縦ねじりを考慮した自然振動の理論的解析法) 日本造船学会論文集第163号 (昭和63年6月), p. 272.
- 2) 穂森, 鎌田, 佐々木: ロングストローク船用ディーゼル機関クランク軸系の振動および強度に関する研究 (第2報: 軸系の縦ねじり連成強制振動計算法および実機計測) 日本造船学会論文集第164号 (昭和63年6月), p. 282.
- 3) 星野: 船舶用ディーゼル機関のクランク軸の強度設計, 日本機械学会誌, 第70巻第581号 (昭和42年6月), p. 827.
- 4) 新井: 一体形クランク軸の曲げ形状係数, 日本機械学会論文集, 第30巻第218号 (昭和39年10月), p. 1174.
- 5) 新井: 船用機関クランク軸の強度に関する研究, 学位論文 (昭和43年).
- 6) 日本海事協会: 鋼船規則のディーゼル機関クランク軸の改正規則, 細則およびその解説 (昭和44年5月), p. A 11.
- 7) 星野, 新井, 中山, 梅野, 小阪, 清水: クランク軸の付加応力, 日本海事協会技術研究所報告, Vol. 3 (昭和47年1月) p. 35.

付 録 1

Fig. A にクランクロー梁モデルを示す。ここで

J_1, J_2 : クランクジャーナル, 同ピン部断面二次モーメント

J_j, J_p : クランクジャーナル, 同ピン部軸心回りの断面二次極モーメント

J_x, J_z : クランク腕部 X 軸, Z 軸方向回りの断面二次モーメント

J_y : クランク腕部 Y 軸方向回りの断面二次極モーメント

E : 縦弾性係数

G : 横弾性係数

と定義すると

$$Cl = \frac{1}{EJ_1L^2} \left(\frac{a^2+b}{2} a_1^2 L - \frac{a_2+b}{3} a_1^3 + \frac{a_1+b}{3} a_1^3 \right) + \frac{1}{EJ_2L^2} \left[\frac{(a_2+b)}{2} \{ (a_1+b)^2 - a_1^2 \} L \right]$$

Fig. A Equivalent beam model of one crank throw.

$$\begin{aligned} & -\frac{a_2+b}{3} \{ (a_1+b)^3 - a_1^3 \} \\ & + \frac{a_1+b}{3} \{ (a_2+b)^3 - a_2^3 \} \\ & + \frac{R^3}{EJ_xL^2} \left(\frac{a_1-a_2}{3} - \frac{L}{2} \right) \\ & + \frac{R}{GJ_yL^2} \{ (a_2+b)a_1L - (a_2+b)a_1^2 + (a_1+b)a_2^2 \} \\ & - \frac{2R^2b}{GJ_pL^2} (a_2+b) \\ Cr = & \frac{1}{EJ_1L^2} \left(\frac{a_1+b}{2} a_2^2 L - \frac{a_1+b}{3} a_2^3 + \frac{a_2+b}{3} a_1^3 \right) \\ & + \frac{1}{EJ_2L^2} \left[\frac{a_1+b}{2} \{ (a_2+b)^2 - a_2^2 \} L - \frac{a_1+b}{3} \{ (a_2+b)^3 - a_2^3 \} \right] \\ & + \frac{a_2+b}{3} \{ (a_1+b)^3 - a_1^3 \} + \frac{R^3}{EJ_xL^2} \left(\frac{a_2-a_1}{3} + \frac{L}{2} \right) \\ & + \frac{R}{GJ_yL^2} \{ (a_1+b)a_2L - (a_1+b)a_2^2 + (a_2+b)a_1^2 \} \\ & + \frac{2R^2b}{GJ_pL^2} (a_2+b) \end{aligned}$$

$$Tq = \frac{1}{GJ_j} (a_1+a_2) + \frac{2b}{GJ_p} + \frac{2R}{EJ_x}$$

$$Tm = \frac{R^2}{EJ_xL} + \frac{2bR}{GJ_pL}$$

$$Up = \frac{R^2}{EJ_xL} \left(L + \frac{a_2-a_1}{2} \right) + \frac{2Rb}{GJ_pL} (a_2+b) + \frac{Ra_2}{GJ_j}$$

中間軸, プロペラ軸での i 番モデルでは軸径が変わる為船首側より軸長 L_{s1}, L_{s2} 軸断面積 A_{s1}, A_{s2} 断面二次モーメント J_{s1}, J_{s2} とすると,

$$Ds_i = \frac{L_{s1}}{EA_{s1}} + \frac{L_{s2}}{EA_{s2}}$$

$$Sq_i = \frac{L_{s1}}{GJ_{s1}} + \frac{L_{s2}}{GJ_{s2}}$$

となる。