機関架構と二重底の振動*

山口 富夫**, 森 田 寿 郎***

概 要

内燃機関架構の横振動によるトラブルは、過去かなりの例が報告されているが、機関付属物に悪影響をおよぼすという直接的被害のほか、船体の水平、ねじり振動を誘起したり、局部振動の原因となったり、設計者にとっては一つのやっかいな問題である。とくに最近のように船体機関が大形化してくると、固有振動数は低下してくるため、常用回転数付近で共振する場合が多くなると考えられる。本論文では、この問題に対する研究の現況を紹介した。

まず実機測定により、架構の振動特性を把握し、固有振動数が基礎の剛性により大きく左右されることを示した。つぎに、架構を集中質量系のはりおよび等価的な平面骨組構造系に置換して、マイクレスタッドの方法およびマトリクス法により、架構の固有振動を試算すると同時に架構プラスチック模型により、各部の剛性を実験的に調べ、振動実験結果あるいは、実機測定結果と比較し検討した。前述のように、二重底は架構の振動に大きな影響を与えるので、二重底のプラスチック模型実験も実施し、立体有限要素法およびマトリクス法による計算結果とあわせて検討した。さらに、架構と二重底の模型を組み合わせる連成振動実験を行ない、簡単な平面骨組構造系に置換した計算も試みた。このような一連の模型実験により、架構、二重底系の振動特性を調べるとともに、模型船による起振機実験も実施し、架構、二重底、船体振動の関連について論じている。

Vibration of an Engine Column and a Double Bottom

by Tomio Yamaguchi
Hisao Morita

Abstract

There reported many troubles caused by the transverse vibration of an engine column. It not only damages the attachments but may bring about horizontal or torsional vibration of hull and local vibration around the engine room. Especially in recent years, as the size of the hull and engine are becoming larger and larger, the natural frequencies of the column, lower and lower.

So, it may happen to resonate at the usual running condition. In this paper the recent study on this problem are introduced.

First, by measuring the vibration of the prototype of an engine column at the shop test and sea trial, vibration characteristics are investigated and shown that the natural frequencies are affected with the rigidity of a foundation or a double bottom. Next the column is simulated to the lumped mass beam system or equivalent plane framework structure and calculated by Myklestad method or matrix method, and compared with the plastic model test and measured results. As mentioned above, to the vibration of an engine column, the double bottom must be considered, so the authors carried out the plastic model test of the double bottom only and the coupled system of the column and double bottom, and examined the coupled vibration taking into the consideration of the calculated results as a plane framework structure by the matrix method.

*原稿受付 昭和45年7月31日 **正会員 三菱重工(株)神戸研究所 明石市魚住町清水字北沢1106-4
*** 同 上 (同 上)

1. ま え が き

内燃機関架構の横振動が、しばしば、過給機その他の機関付属物に悪影響をおよぼし、船体の水平、ねじり振動を誘起する。また、船体各部の局部振動の原因となり、乗心地の点からも問題となることは、これまで多くの事例により示されている。特に、最近のように船体構造が巨大化し、それにともない、主機に大きな出力が要求されるようになるにつれて、架構自体もますます大形化する傾向にある。

その結果として、架構の横振動の固有振動数は低下し、主機の使用回転数範囲で複雑な振動を呈する場合が多くなってきた。したがって、設計時には、架構の固有振動数、振動応答を前もって予測し、当然起こると考えられる振動問題に対処する必要がある。本論文では、これらの問題に対する研究の現況を紹介したい。

2. 架構の横振動の形態

架構の横振動の固有振動モードは一般的に図1のように

- (1) 全体が同位相で振動するもの
- (2) 軸方向に一つのノードを有するもの
- (3) 軸方向に二つのノードを有するもの

があり、振動の形態からみて、これらを順に、H形振動、X形振動、×形振動と称している。実機測定結果によれば、主機回転数範囲では、6～9気筒の場合はH形、X形しか現われず、12気筒では架構が軸方向に長くなるため×形振動が認められる。高さ方向にノードを有するモードはさらに高次であると考えられ、主機回転数範囲では現われない。したがって、架構の横振動の場合、この3個のモードについて検討すれば十分である。

1. H形振動 2. X形振動 3. X形振動

図1 架構振動モード

3. 起 振 力

架構横振動の起振力として最も大きいものは、燃焼により生じたシリンダ内の有効ガス圧によるものである。図2のようにピストンに作用するガス圧による力

図2 起 振 力

F_g と往復動部の慣性力 F_i の和 F は、クロスヘッド部 P でコネクティングロッドの方向の力 F_c と F に直角な力 F_s に分けられる。 F_c はクランクピン C に作用して $F_c \cdot r$ のトルクを生じ、このトルクに対する反力として軸中心 O に F_s の力が P とは逆方向に作用する。トルクのつりあいから $F_s = F_c \cdot r / D$ であり、これが側圧とよばれ、架構の横振動の起振力となるものである。

F のうちガス圧による力は、いわゆる指圧線図から求めたガス圧とシリンダ断面積の積として計算することができる。一方、往復動部の慣性力は、近似的に、

$$F_i = mrw^2(\cos\theta + \lambda \cos 2\theta)$$

で求めることができる。このようにして F が計算されると、

$$F_s = F \tan \varphi = F \frac{\lambda \sin \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}}$$

により F_s を求めることができる。ただし、 $\lambda = r/l$ である。

しかし、この F_s はかなり複雑な形をしているので、調和解析により各次の成分をとり出して検討するのが普通である。一例として、図3に 8RND 105 機関の 108 rpm における各次数と、1気筒あたりの側圧 F_s の関係を示す。

また、 F_s は各シリンダごとに位相差をもっていて、

図3 次数と F_s の関係

多点加振の状態になっているため、着火順序により、主機の軸方向の側圧分布が異なってくるのが当然考えられる。

いま、H形振動の起振力としては、各シリンダの側圧のベクトル和で、X形振動の起振力としては、各シリンダの側圧の機関中心に関するモーメント和で考える。8RND 105 機関で着火順序 (1-8-3-4-7-2-5-6) を考慮し、1, 5, 8次に対する各気筒の側圧分布をベクトルで示すと図4(a)のようになる。このようにして計算した同機関の 108 rpm における各次数に対す

る起振力および起振偶力を図4(b)に示す。この図によれば、H形振動は8次(あるいはこの整数倍の次数)で存在し、ほかの次数はH形振動を起振しない。一般的にシリンダ数、着火順序のいかんにかかわらず、常に気筒数の次数(あるいは、この整数倍の次数)しかH形振動を起振しないということができる。X形振動に対しては、3次および5次成分が特に大きく、2, 6, 8, 10次はX形振動を起振しない。このように着火順序により起振力は大きく変わること注目する必要がある。

8RND 105 機関の振動を陸上運転時に測定した結果の一例を図5に示す。これによれば、40 rpm で8次のH形振動、100 rpm で5次のX形振動の共振点が現われていて、これまでの説明を裏付けている。

4. 実機測定結果

実機の振動特性をは握するために、6RD90, 9RD90の二つの機関について、陸上運転、海上運転時に振動を測定した。6RD90 機関および船体の要目はつぎのとおりである。

図4(a) 次数と起振力の関係

図4(b) 次数と起振力および起振偶力の関係

機関	筒径	900mm
	行程	1550mm
	シリンダ数	6
	着火順序	1-6-2-4-3-5
船体	船種	バルクキャリア
	満載排水量	65,400 t
	L×B×D	211.0×31.8×17.5m
	翼数	5

架構の固有振動に着目して、図6に架構頂部水平振

図5 8RND105 機関の振動スペクトラム

図6 6RD90 機関の振動スペクトラム

動の応答曲線, 図7にH形, X形の振動モードを示す。着火順序を考慮すると, H形振動は6次, X形振動は9次で起振される。陸上運転にくらべて, 海上運転では, H形, X形ともに固有振動数は低くなっている。これは陸上運転時の基礎の剛性と海上運転時の二重底の剛性の相違によるものであるが, 後述の 9RD90 機関では逆の傾向を示している。つぎに, 9RD90 機関

の測定結果について述べる。機関および船体の要目はつぎのとおりである。

機関	シリンダ数	9
	着火順序	1-6-7-3-4-9-2-5-8
船体	船種	タンカー
	載貨重量	78,800 t
	L×B×D	237.0×57.2×18.5m
	翼数	5

図8に振動スペクトラム, 図9にH形, X形の振動モードを示す。9気筒ではH形が9次, X形が6次の成分で起振される。

6気筒にくらべてH形振動は低い回転数で現われ, 振動振幅も非常に小さく実際は問題とならない。むしろX形振動が常用回転数に近いところで現われているのに注目すべきである。SR94 部会で測定した種々の

図8 9RD90 機関の振動スペクトラム

機関について, その固有振動数を示すと表1のようになる。

5. 架構の固有振動計算法

5.1 理論計算

H形の固有振動数は, マイクレスタッドの方法により計算することができる。いま, 図10に示すように架構を一つの弾性ばりとみなし, 数個の断面に切り, 集中質量系に置き換える。断面 n および断面 $n+1$ の区間について考えるとつぎの式が成立つ。

図7 6RD90 機関の振動モード

図9 9RD90 機関の振動モード

$$S_{n+1} = S_n + M_{n+1} \omega^2 y_{n+1}$$

$$M_{n+1} = M_n + S_n l_n$$

$$\theta_{n+1} = \theta_n - S_n \beta_n - M_n \alpha_n$$

$$y_{n+1} = y_n - l_n \theta_{n+1} - S_n \gamma_n - M_n \beta_n$$

ただし

S : せん断力

M : モーメント

θ : 回転角

y : たわみ

$$\alpha = \int_0^l \frac{1}{EI} dz$$

$$\beta = \int_0^l \frac{Z}{EI} dz$$

図10 集中質量系

$$\gamma = \int_0^l \frac{Z^2}{EI} dz$$

自由端から計算を始めるとして、断面 n の諸値を自由端のたわみ角 θ_1 およびたわみ y_1 で表わすと、

$$S_n = k_{\theta n} \theta_1 + k_{yn} y_1$$

$$M_n = h_{\theta n} \theta_1 + h_{yn} y_1$$

$$\theta_n = f_{\theta n} \theta_1 + f_{yn} y_1$$

$$y_n = g_{\theta n} \theta_1 + g_{yn} y_1$$

ただし、 k , h , f , g はつぎのようになる。

$$k_{\theta n+1} = k_{\theta n} + m_{n+1} \omega^2 g_{\theta n+1}$$

$$k_{yn+1} = k_{yn} + m_{n+1} \omega^2 g_{yn+1}$$

$$h_{\theta n+1} = h_{\theta n} + l_n k_{\theta n}$$

$$h_{yn+1} = h_{yn} + l_n k_{yn}$$

表 1 機関架構の固有振動数

機 関	船 体	陸 上 運 転			海 上 運 転			備 考
		f_H	f_X	f_x	f_H	f_X	f_x	
6RD 90	Bulk Carrier 54,000 D.W.T	cpm 426	815	—	390	792	—	満 載
DM850/1,700VGA-9U	Tanker 89,000	374	488	—	626	528 650	—	満 載
984-VT28F-180	Bulk/Oil Ore Carrier 74,000	495	500 654	1360 ~1490	585 675	670 980	—	半 載
10 RD 90	Ore Oil Carrier 84,000	485	605	—	—	687	—	満 載
1284-VT2BF-180	Tanker 128,000	480 以下	690	907 967	682	640 658	890 1015	満 載
9 RD 90	Tanker 88,000	405	630	—	432	678	—	満 載
9 RD 90	Tanker 63,000	648	654	—	414 698	684	—	満 載
984-VT2BF-180	Tanker 90,400	400 500	635	1020 1290	650	770 925	1240 1385 1460	起振機実験 満 載

$$f_{\theta n+1} = f_{\theta n} - \alpha_n h_{\theta n} - \beta_n k_{\theta n}$$

$$f_{y n+1} = f_{y n} - \alpha_n h_{y n} - \beta_n k_{y n}$$

$$g_{\theta n+1} = g_{\theta n} - l_n f_{\theta n+1} - \gamma_n h_{\theta n} - \beta_n k_{\theta n}$$

$$g_{y n+1} = g_{y n} - l_n f_{y n+1} - \gamma_n h_{y n} - \beta_n k_{y n}$$

ここで基礎を完全固定とした場合は, $y_N = \theta_N = 0$ となる条件から

$$f_{\theta N} g_{y N} - f_{y N} g_{\theta N} = 0$$

また, 基礎が回転剛性をもつ場合には, $y_N = 0$ および $M_N = K_\theta \theta_N$ となる条件から

$$g_{\theta N}(h_{y N} - K_\theta f_{y N}) - g_{y N}(h_{\theta N} - K_\theta f_{\theta N}) = 0$$

ただし, K_θ は基礎の回転剛性である. この式を満足する ω を求めるとこれが固有値である.

つぎに, X形, x形の固有振動数を求めることを考える. 図11のように各架構隔壁をy軸に平行なはり, シリンダジャケット部をx軸に平行なはりに置き換えた平面骨組構造とする. m は質量で節点に集中するものとし, I は曲げ剛性, J はねじり剛性, K_θ は基礎の回転剛性を意味する.

図11 平面骨組構造系

いま, i, j 部材の ξ, η 座標系について考えると, 構造全体のひずみエネルギーは

$$V = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j \frac{1}{2} \int_i^j \left\{ G A_s \left(\theta + \frac{dw}{d\xi} \right)^2 + GJ \left(\frac{d\varphi}{d\xi} \right)^2 + EI \left(\frac{d\theta}{d\xi} \right)^2 \right\} d\xi$$

運動エネルギーは

$$T = \frac{1}{2} \sum_i \sum_j \frac{1}{2} \int_i^j \left\{ \rho A \left(\frac{dw}{dt} \right)^2 + \rho I_\xi \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \rho I_\eta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right\} d\xi$$

これをハミルトンの変分原理

$$\delta \int_{t_0}^{t_1} (T - U) dt = 0$$

に代入し, さらに, 座標変換を施すことにより, 構造全体の固有振動数方程式

$$K\bar{U} = \lambda M\bar{U}$$

を導くことができる.

ここで

K : 剛さマトリクス

M : 質量マトリクス

$\bar{U}$: 変位, 偏角を表わす列ベクトル

節点の重量および部材の剛性はつぎのようにして求められる.

(1) m および I_x

図11において, m および I_x に関しては, マイクレスタッドの方法による計算結果を利用して, 架構を等価的な一自由度系に置換することにより求められる. すなわち, N 気筒では

$$m = \frac{1}{N+1} \sum_i m_i x_i^2, I_x = \frac{1}{N+1} \frac{l^3}{3E} \omega^2 m$$

ここで, x_i は規準化された振動振幅, l は規準点までの高さを意味する.

(2) I_y

I_y はとくに x 形の固有振動に大きな影響をおよぼす. 図12のように模型のシリンダジャケット部の曲げ試験により

$$I_y = \frac{W l^3}{48 E \delta}$$

として求められる. いま, シリンダジャケット部の最小断面をとって計算した場合, 実験解析の結果から

$$I_y = 64 \left(\frac{bh^3}{12} + r^2 A \right)$$

をとればよいことがわかった.

(3) J_x

J_x は図13のように模型のシリンダジャケット部のね

図12 シリンダジャケット部曲げ試験

図13 シリンダジャケット部ねじり試験

じり試験により

$$J_x = \frac{MI}{G\theta}$$

として求められる。いま、シリンダジャケットの1シリンダ分を取り出し、図14のA部を剛体、B部を弾性体とした箱形の要素を考え、A部にねじりモーメントを作用させたときのB部の曲げ、せん断変形およびねじり変形により、等価的な J_x を求めてみる。その等価系は図14のようになる。ここで、 k_θ はB部材のねじり変形、 k は曲げ、せん断変形により定められる。すなわち、

$$k_\theta = \frac{GJ}{L}$$

$$k = \frac{k_b k_s}{k_b + k_s} \left(k_b = \frac{12EI}{L^3}, k_s = \frac{GA_s}{L} \right)$$

等価ねじり剛性 J_x は次式により計算される。

$$J_x = \frac{kL^2}{2G} \left\{ 1 + 4 \left(\frac{k_\theta}{kL^2} \right) \right\}$$

上式における L を実験解析の結果から求めると、1シリンダ分の長さ L に対して等価長さ L_{eq} は

$$L = L_{eq} \doteq \frac{L'}{2}$$

となる。

(4) J_y

J_y は架構隔壁1本についてのねじり剛性を用いればよいと考えられが、この場合、隔壁間を連結する補強板の影響を無視したことになり、やや過小評価されているおそれがある。そこで、 J_y が固有振動数におよぼす影響を調べるため、模型についてすでに求められている m 、 I_x 、 I_y 、 J_x を用いて J_y を種々変化させて、振

図14 ねじりの等価系

図15 J_y と f_x の関係

動計算を行ってみた結果を図15に示す。これによれば、×形固有振動数が模型実験値の45.9Hzとなるためには、 $J_y = 800 \text{ cm}^4$ とならなければならない。しかし、この値以下では、 J_y が変化しても×形固有振動数にほとんど影響を与えず、たとえば、 $J_y = 100 \text{ cm}^4$ の場合でも $f_x = 44.0 \text{ Hz}$ となるに過ぎない。架構隔壁部1本について計算した場合の J_y は、高さ方向に100~200 cm^4 の範囲にあるので、 J_y としては架構隔壁1本について計算し、補強板の影響は無視してもよいと考えられる。

5.2 架構模型実験

実機では、架構各部の剛性を実験的に検討することが困難であるため、6RD90 機関の $1/8$ の縮尺の亚克力模型を製作し実験を行なった。

構造は図16に示すように、実機同様シリンダジャケ

図16 架構模型

ット部、架構部、台板部の3部からなり、これをテンションボルトで組み立てる。このうち、シリンダジャケット部については、ブロックにシリンダを想定した径の穴をあけた簡単な構造とした。

実機の運転状態では、架構の横振動は、基礎の回転剛性を除いて論ずることはできないと考えられるため、基礎を固定とした実験のほかに、架構模型をのせた板を単純支持し回転剛性をもたせた実験も実施した。この板は寸法は $1,350 \times 1,000 \times 30 \text{ mm}$ 、支点間隔は 900 mm とした。実機と模型の物理量の対応を表2に示す。表中 N は縮尺、 ρ は密度、 E はヤング率で、添字の p 、 m はそれぞれ実機と模型を意味する。この表によれば、 $\gamma_m = 1.38 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$ 、 $E_m = 3.0 \times 10^4 \text{ kg/cm}^2$

表2 模型の縮小率

物理量	記号	単位	縮小率
長さ	l	L	$l_m/l_p=1/N$
断面積	A	L ²	$A_m/A_p=1/N^2$
体積	V	L ³	$V_m/V_p=1/N^3$
断面二次モーメント	I	L ⁴	$I_m/I_p=1/N^4$
力	F	MLT ⁻²	$F_m/F_p=(1/N^2)(E_m/E_p)$
ひずみ	ϵ	—	$\epsilon_m/\epsilon_p=1$
応力	σ	ML ⁻¹ T ⁻¹	$\sigma_m/\sigma_p=E_m/E_p$
変位	δ	L	$\delta_m/\delta_p=1/N$
速度	v	LT ⁻¹	$v_m/v_p=\sqrt{(\rho_p/\rho_m)(E_m/E_p)}$
加速度	α	LT ⁻²	$\alpha_m/\alpha_p=N \cdot (\rho_p/\rho_m)(E_m/E_p)$
振動数	f	T ⁻¹	$f_m/f_p=N\sqrt{(\rho_p/\rho_m)(E_m/E_p)}$
回転剛性	K_θ	ML ² T ⁻²	$K_{\theta m}/K_{\theta p}=(1/N^3)(E_m/E_p)$

とすると

$f_m/f_p=2.28$

また、テンションボルトの初期締めつけ力 $W_p=2.14 \times 10^5 \text{kg}$ は、模型では $W_m=47.7 \text{kg}$ となる。

各架構隔壁に水平荷重を加えた場合の高さ方向のひずみ分布、およびひずみ分布から $\sigma=M/Z$ として求めた断面二次モーメントと、図面から計算したそれと対比して示すと図17のようになる。図中には、同時に高さ方向のたわみ分布の実験値と計算値も対比して示した。断面二次モーメント、たわみとも両者よく一致しているといえる。

振動実験は発振器からの出力を電力増幅器で増幅し、シェーカにより模型を加振する。模型の振動振幅は振動計により測定し、また、共振点付近の位相の変化は発振器からの出力をブラウン管のx軸に、振動計からの出力をy軸に入れ、リサージュ図形を描かせることにより判別した。表3に測定した架構の固有振動数を示す。

5.3 理論と実験・実測結果の対応

(1) 模型

まず、架構を図10のように高さ方向に10個の断面に分割し、マイクレストッドの方法によりH形固有振動数を計算する。各断面の慣性および剛性を表4に示す。この数値を用いて計算した結果 $f_H=35.3 \text{Hz}$ となる。このときの振動モードを図18に実験値と対比して示す。振動数、振動モードとも両者よく一致している。したがって、この結果を用いて m, I_x を求めることができる。模型についての諸値はつぎのようになる。

$m=5.97 \times 10^{-3} \text{kgs}^2/\text{cm}$

$I_x=5.53 \times 10^3 \text{cm}^4$

$I_x=3.61 \times 10^3 \text{cm}^4$

$I_y=1.0 \times 10^2 \text{cm}^4$

$I_y=3.93 \times 10^3 \text{cm}^4$

$K_\theta=5.46 \times 10^6 \text{kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}$

表5に基礎を固定とした場合 ($K_\theta \rightarrow \infty$)、および基礎が回転剛性を有する場合について、図11の系による模型のH、X、x形の固有振動数の計算値を実験値と対比して示す。

図17 静荷重試験による架構のたわみ、ひずみ分布

(2) 実機

実測した 6RD90, 9RD90 機関について計算する。模型の場合と同様の方法により計算すると、6RD90 機関についての節点の質量および部材の剛性はつぎのようになる。

表 3 架構模型の固有振動数 (単位 Hz)

振 動 形	基礎固定の場合	基礎が回転剛性をもつ場合
H	36.4	17.4
X	45.9	34.2
x	133.5	122.7

表 4 断面の慣性と剛性

断面	基礎からの高さ (cm)	重 量 (kg)	断面二次モーメント (cm ⁴)	回転慣性 (kgcm ²)	せん断断面積 (cm ²)
1	110.25	5.21	2.94×10 ³	0.06	353
2	94.25	22.50	5.75×10 ⁴	9.15	420
3	82.50	18.75	5.75×10 ⁴	7.08	420
4	70.75	12.98	5.75×10 ⁴	3.17	420
5	58.25	5.86	2.22×10 ⁴	0.50	105
6	45.75	6.01	3.16×10 ⁴	0.77	126
7	33.25	3.68	2.75×10 ⁴	0.59	147
8	20.75	9.06	3.75×10 ⁴	2.13	168
9	10.38	5.06	8.54×10 ⁴	2.13	197
10	0	5.06	7.71×10 ⁴	2.13	197

図18 H形振動モード

$$\begin{aligned}
 m &= 22.5 \text{ kgs}^2/\text{cm} & J_x &= 1.60 \times 10^8 \text{ cm}^4 \\
 I_x &= 2.66 \times 10^7 \text{ cm}^4 & J_y &= 4.10 \times 10^5 \text{ cm}^4 \\
 I_y &= 1.63 \times 10^6 \text{ cm}^4 & k_\theta &= 5.5 \times 10^{10} \text{ kgcm/rad}
 \end{aligned}$$

表 5 模型の計算値と実験値の比較 (単位 Hz)

振動形	基礎固定の場合		基礎が回転剛性をもつ場合	
	計算値	実験値	計算値	実験値
H	35.3	36.4	19.9	17.4
X	44.0	45.9	31.9	34.2
x	120.7	133.5	116.3	122.7

表 6 実機の計算値と陸上運転時の実測値との比較 (単位 Hz)

振動形	6 RD 90		9 RD 90	
	計算値	実測値	計算値	実測値
H	6.8	7.1	6.8	6.8
X	13.5	13.6	11.2	10.5
x	21.2	—	17.6	—

この場合、 k_θ は陸上運転における H 形共振時の架構の振動モードおよび基部の上下振動の測定値から

$$\sum_i m_i y_i \omega^2 L_i = k_\theta \cdot \theta$$

として算出したものを使用している。また、空気だめは重量のみ考え、ピストンからクランクシャフトまでの運動部の重量は、クロスヘッド部と軸受部に付加して計算した。等価質量 m は機関全質量の約 30% に相当する。

表 6 に 6RD90 および 9RD90 機関について計算した結果を実測値と対比して示す。

5.4 固有振動数の簡易推定法

すでに述べた RD90 機関のほかに、6RD76, 8RN

表 7 架構寸法と固有振動数の関係

機 種	H (m)	L (m)	H/L	固有振動数		$f_x f_H$	備 考
				f_H Hz	f_x Hz		
6 RD 68	6.6	8.8	0.75	8.5	15.4	1.82	
6 RD 90	8.5	11.3	0.75	7.1 (6.4)	13.6 (13.3)	1.92 (2.08)	
9 RD 90	8.5	16.3	0.52	6.8 (6.9)	10.5 (11.5)	1.55 (1.67)	
8 RND 105	9.8	17.8	0.55	5.3	8.6	1.62	
片 持 板	—	—	0.5 1.0	—	—	1.54 2.45

図22 X断面のたわみ

図23 Y断面のたわみ

化させて実験したものであり、数値は節点に集中する付加重量を意味する。

7. 架構と二重底・船体の連成振動

7.1 架構と二重底の連成振動

架構，二重底の連成系をそのまま解くことは，大形電子計算機が発達した今日でも多大の時間と費用を要するので，簡単な系に置換して計算することを試みる。いま，二重底を図26のような回転慣性 I_R ，回転剛性 k_θ ，およびねじり剛性 J の系を考える。いま，二重底の逆対称1次振動計算結果より，系全体の振動エネルギーおよび二重底中心に関するモーメントが等しいという条件より I_R, k_θ を決定する。つぎに逆対称2次振動より架構とりつけ部の回転角が，

図24 二重底の固有振動モード (計算結果)

図25 二重底振動応答曲線

No. 1 ~ No. 6 Cyl. 間で直線的な変化を示していると仮定し、ねじりの系として J を求める。架構と二重底を組み合わせたと図27のようになる。

この系による計算結果を図28に示す。計算に用いた数値は下のとおり。架構関係のものは7ページに示した値を用いている。

$$I_R = 7.7 \text{ kgcm}^2 \quad (W_a = 0 \text{ kg}) \quad k_\theta = 1.1 \times 10^6 \text{ kgcm/rad}$$

$$22.6 \quad (1.62) \quad J = 1.8 \times 10^4 \text{ cm}^4$$

$$34.9 \quad (3.00) \quad l_1 = 110 \text{ cm}$$

$$l_2 = 21 \text{ cm}$$

この計算結果よりつぎのことがわかる。

- (1) 二重底の回転慣性が小さい場合は、まず、架構を主体とした f_H, f_x, f_z が現われ、つぎに二重底を主体とした f'_H, f'_x, f'_z が出る。
- (2) 二重底の回転慣性が大きくなってくると、連成の影響が大きくなり、 f_H, f_x に続いてこんどは f'_H が現われるようになり、H形、X形振動がそれぞれ2個かなり振動数の低いところで現われるという現象が生じる。

つぎに連成振動実験結果について述べる。実験状況を図29に、架構および二重底のメカニカルインピーダンスの一例を図30に示す。実験結果を計算結果と対比して示すと表9のようになる。

表8 計算値と実験値の比較

	対称モード			逆対称モード		
	1	2	3	1	2	3
$W_a = 0 \text{ kg}$	39 Hz 45	99 118	178	60 77	134 170	215
$W_a = 1.62 \text{ kg}$	24 23	60 66	109	35 42	80 90	131
$W_a = 3.00 \text{ kg}$	19 20	49 53	88	28 38	64 78	105

(上段…計算値
下段…実験値)

図26 二重底等価系

図27 架構二重底等価系

実験結果によると二重底の付加質量を 3.00kg に増加しても、架構主体の f_H, f_x, f_z の振動数には顕著な変化は見あたらなかった。しかし、二重底を主体とした f'_H, f'_x, f'_z は付加質量の影響を大きくうける。これらの傾向は計算結果とよく類似している。

定量的な問題としては、架構の二重底とりつけ部の剛性などをさらに細かく検討する必要があるものと考えられる。

7.2 模型船起振機実験

すでに述べたように、架構を船体にとう載した場合、種々の船体振動と連成して非常に複雑な振動性状を呈することが考えられる。ところが、実船では構造が複雑であり、加振力も回転数の整数倍の次数があり、また、プロペラからの起振力もあるため、実際の振動を正確に分析することが困難である。そこで模型船に架構模型を積み込み、起振機により架構・船体を加振しその連成振動特性を調査した。

模型船は図31に示すように、15,000 DWT 貨物船型の 1/10 模型で $L_{pp} \times B_m \times D_m = 14.50 \text{ m} \times 2.02 \text{ m} \times$

図28 連成振動計算結果

図29 連成振動実験状況

図30 メカニカル・インピーダンス

表9 計算値と実験値の比較

振動モード	$W_a = 0$ kg		$W_a = 3.00$ kg	
	計算値	実験値	計算値	実験値
	Hz			
f_H	16.3	15.9	14.8	15.1
f_X	30.3	38.1	28.6	37.7
f_Z	117.3	133.3	94.8	133.2
f'_H	118.9	118.6	61.2	60.9
f'_X	149.5	179.0	74.2	74.9
f'_Z	212.6	—	123.2	—

図31 模 型 船

1.26m である。架構模型はこれに合わせて 6RD76 機関に相当する 1/10 縮尺のものとした。架構単独で基礎を固定とした固有振動数実測値はつぎのとおりである。

$$f_H = 108 \text{ Hz}$$

$$f_X = 186$$

$$f_s = 744$$

図32 模 型 寸 法

図33 振 動 応 答 曲 線

図34 振 動 応 答 曲 線

図32に架構模型の概略寸法を示す。

起振機は船体単独実験の場合は機関室二重底上に、架構をとう載した場合は架構頂部前端に設置した。

図33, 34に船首端, 船尾端の水平振動を架構をとう載前後について比較した結果を示す。架構の固有振動数は

$$f_H = 40\text{Hz}$$

$$f_X = 129\text{Hz}$$

であった。船体の水平, ねじりの固有振動数を表10に示す。

架構をとう載した場合には, 架構の共振による船体への起振力が大きくなるため, 水平2節およびねじり1節の固有値が現われるが, 架構をとう載前では求められなかった水平3, 4節振動は, 架構をとう載前後ともに求められているが, この振動モードを図35に示す。この図にみられるように, 固有振動数, 振動モードはほとんど架構の影響を受けず, 架構の横振動と船体の水平, ねじり振動との連成は無視してもよいと考えられる。

図36, 37に架構共振時の機関室断面の振動モードを示す。

Fr 40 Section は架構前端, Fr 29 Section は機関後端の位置に相当する。この図にみられるように二重底の振動モードが明確に測定された。ただ, 二重底船

表10 船体の水平ねじり振動数

	H ₂	H ₃	H ₄	T ₁	T ₂
		H _Z			
(i) 船 体 の み	—	71	116	—	87
(ii) 架構を搭載	37	73	117	53	—

(注) Hは水平振動, Tはねじり振動を示す

図35 船体振動モードの比較

Fr. 40 Section

Fr. 29 Section

図36 H形共振時のモード

側部がいずれもかなり大きい振幅で振動していて, この部分が支持とはなっていないように思われる。ただ本実験の場合, H形, X形の固有振動数の近くに船体の2, 4節の固有振動数があるため, その影響を受けたとも考えられるが, ほかの種々の計測結果ともあわせて, 二重底の境界条件についてはなお検討を要する。

7.3 架構振動と船体振動の関連

図38に 6RD90 機関について, 海上運転時に架構, 二重底, 船首, 船尾端の振動を測定した結果をキャンセル線図で示す。横軸に主機回転数, 縦軸に振動数を取り, 次数をパラメータとしている。

この図をみてわかるように, H形共振時 (390 cpm

= 65rpm × 6次) には, 二重底上下, 水平, および船尾端水平振動にも共振点がみられる。とくに船尾端水平の振動振幅は, このときに最大となっている。また, 700cpm で, 架構が6次成分でかなり大きく振動していて, 振動振幅は架構頂部で 65 rpm のH形に対して 1/2 程度である。(ピークは架構中間部, 基部にも若干みられる。) このときの架構の振動モードをみると, 頂部前端と後端の振動振幅および位相はほぼ同じで, このとき船首端, 船尾端の水平振動

Fr. 40 Section

Fr. 29 Section

図37 X形共振時のモード

にはピークがみられず、架構自体の振動と老えられる。

X形振動 ($792 \text{ cpm} = 88 \text{ rpm} \times 9 \text{ 次}$) は起振力が小さいためか、架構の振動振幅自体小さく、二重底、船尾端などへの影響は、はっきりとはみられなかった。470 cpm において 5 次、6 次成分で船尾端水平および二重底垂直振動にピークがみられるが、これは船体の水平またはねじり振動の高次のものによると推定される。

SR94 部会の多くの実船計測によると、船体各部に対する機関架構 (3H) の振幅比の平均値をとると、

$$2H/3H = 0.12 \text{ (5 ケース平均)}$$

$$5H/3H = 0.21 \text{ (9 ケース平均)}$$

$$5V/3H = 0.19 \text{ (11 ケース平均)}$$

となり、架構振動は、二重底水平振動に最も大きい影響をおよぼすという結果が得られた。

また、 $2H/3H < 0.2$ ならば、機関架構の横振動が船体へ伝ばし、逆に $2H/3H > 0.2$ の場合は、船体振動の影響により機関架構が振動したものと考えられると述べている。

図38 キャンペル線図

8. 結 言

本研究は SR95, 112 部会の研究テーマの一環として実施したもので、関係各位のご意見、ご教示をいただいた。

また、模型船起振機実験は、石川島播磨重工技研と共同で実施したもので、船体関係のデータは石川島播磨重工より提供されたことを付記して感謝する。

参 考 文 献

- (1) 日本造船研究協会第94, 112部会、報告書
- (2) 山口、白木、森田、内燃機関架構の横振動の研究 (固有振動数の解析) 三菱重工技報 Vol. 6 No. 3 1969
- (3) 川井、吉村、森田、大坂、有限要素法による立体薄板構造の解析 三菱重工技報 Vol. 6 No. 4 1969
- (4) 藤野、大坂、任意形式のつり橋の固有振動解析法—変形法による解析 三菱重工技報 Vol. 3 No. 6 1966
- (5) 川上ほか、船首尾の甲板および船底の振動について
- (6) 広大工学部研究報告 1959