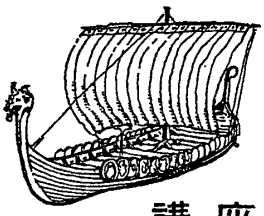
The Society of Naval Architects of Japan



講 座

MMG 報告-IV

拘束操縦性試験の方法及び試験装置

正員 小瀬邦治*
正員 貴島勝郎**

1 緒 言

船の操縦性能を調べる幾多の実験的手法がある。その一つが自航操縦性試験であり，船の性能を簡潔に把握する上で極めて有効である。そこで今日まで船型開発に際して広汎に利用されてきた。

もう一つの試験法が本稿で取り扱う拘束試験である。本来，船の操縦性能を論じる場合，特に船型要素と操縦性の関係を詳細に検討する為には船体に作用する流体力を知ることが不可欠なものとなる。この拘束模型試験では流体力に関する詳細な情報が得られる為，従来から各方面で利用されて来た。最近では輻輳水域や制限水域等での航行に関連して加速や減速中の操縦性等のような複雑多様な運動における操縦性能も次第に重視されるようになって来ており，この点からも船体に作用する流体力を正確に把握しておくことは非常に重要なことになる。

ところが，拘束試験の現状には多くの問題があり，その要点は報告 I[1] に述べられている通りである。例えば，各機関で採用している試験や解析の方法が区々であるために，データの相互比較も十分にできないという問題がある。つまり，試験法や解析法の標準化は実現していないのである。しかし，この標準化は試験方法や試験状態に多少の差があっても結果が影響を受けないような，あるいはその影響を考慮して相互比較が容易な方法によって達成されることが望ましい。

船に作用する流体力の記述方法（数学モデル）の改良はその第一歩であり，MMG でまとめたモデルとその背景については報告 I～III[1),2),3)] に詳しく述べられている。要するに，このモデルは簡略さを可能な限り保ちつつ，船体に作用する力を夫々の部分に分解し，夫々の部分はできるだけ物理的意味の明瞭な形で記述するように配慮したものだと考えられる。従来の方法が個々の船体に作用する流体力の記述法としては一定の有効性を有しているにも拘らず，これまで数回にわたって報告して来たように，以上のような諸問題点を再検討し，より明解な記述方法を新ためて考えてみることが必要なのである。

本稿は，以上の点を背景に，この数学モデルの係数を求めるための試験の方法や装置について概説する。なお，これから述べる試験の方法は当面の案であり，十分な検証を経た完成案ではないことを最初にお断りしておきたい。MMG がこの成案を得たのは極めて最近のことであり，検証を行う時間が不足しているからである。

2 座標系，運動方程式

まず，座標系の定義からはじめることにしたい。従来から，操縦運動の取り扱いにおいては，重心に原点を置いた船体固定座標系が用いられている。しかし，MMG では流体力の計測と記述に⊠に原点を置いた船体固定座標系を用いることにした。これは，理論計算が一般に⊠を中心に行われていることを考慮し，さらに載荷状態の異なる試験の実施を容易にするように配慮した為である。Fig. 1 にこの座標系を示す。なお，使用する記号は JTTC 第二部会の推奨にできるだけ従うことにし，無次元表示法は ITTC に準拠した。

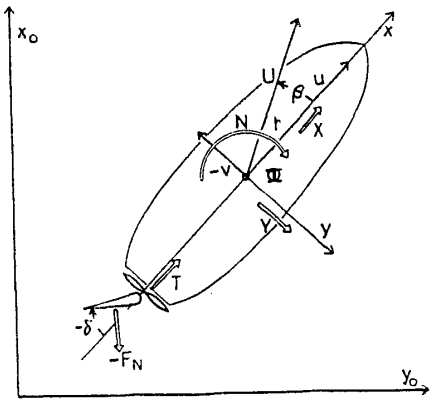


Fig. 1 座標系

拘束試験中の船の運動方程式は次式で与えられる。

$$\left.\begin{aligned} m(\dot{u}-vr-x_G r^2) &= X+X_E \\ m(\dot{v}+ur+x_G\dot{r}) &= Y+Y_E \\ (I_{ZZ}+mx_G^2)\dot{r}+mx_G(\dot{v}+ur) &= N+N_E \end{aligned}\right\} \cdots\cdots(1)$$

ここで，X, Y, N は船に作用する縦横方向の流体力とその⊠まわりのモーメントを表わし，X_E, Y_E, N_E は検力装置を介して船に加わる強制力を示す。また，本稿では⊠の運動成分を u, v, r で表現し，重心の運動成分を

* 広島大学工学部
** 九州大学工学部

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

u_G, v_G, r_G とする。x_G は重心の x 座標である。

拘束試験で求めた流体力を用いて船の運動を計算する際には，一般に常用される重心に座標原点を置いて導びいた次の運動方程式を用いる。

$$\left.\begin{aligned} m(\dot{u}_G - v_G r_G) &= X_G = X \\ m(\dot{v}_G + u_G r_G) &= Y_G = Y \\ I_{ZZ}\dot{r}_G &= N_G = N - Yx_G \end{aligned}\right\} \cdots\cdots(2)$$

ただし，$u=u_G$, $v=v_G-x_G r_G$, $r=r_G$ である。

船体に作用する流体力 X, Y, N は報告 I に示す通り，次式で与えられる。

$$\begin{aligned} X &= X_{\dot{u}}\dot{u} + (X_{vr} - Y_{\dot{v}})vr + X_{vv}v^2 + X_{rr}r^2 \\ &\quad + (1-t)T\left(\frac{u_P}{nD}\right) + X(u) + X_{RO} - F_N \sin\delta \\ &\qquad\qquad \cdots\cdots(3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y &= Y_{\dot{v}}\dot{v} + Y_{\dot{r}}\dot{r} + Y_v v + (Y_r + X_{\dot{u}}u)r \\ &\quad + \int_{-1/2}^{1/2} (v+xr)\,|v+xr|\,C_D(x)\,dx \\ &\quad - (1+a_H)F_N \cos\delta \cdots\cdots(4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N &= N_{\dot{v}}\dot{v} + N_{\dot{r}}\dot{r} + N_v v + N_r r \\ &\quad + \int_{-1/2}^{1/2} (v+xr)\,|v+xr|\,xC_D(x)\,dx \\ &\quad - (x_R + a_H x_H)F_N \cos\delta \cdots\cdots(5) \end{aligned}$$

この各項の意味については，報告 I に要約して説明されているので，本稿では説明を省略する。なお，報告 I の (4) 式の解説で，プロペラスラストは常識的には有次元とみなしうる形で書かれているが，正確には次式で表現すべきである。

$$T(J) = \rho n^2 D^4 K_T(J) \Big/ \frac{1}{2}\rho L^2 U^2 \cdots\cdots(6)$$

なお，$C_D(x)$, F_N については当面次式で考える。

$$C_D(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 \cdots\cdots(7)$$

$$F_N = \frac{1}{2}\rho A_R U^2 f_\alpha(\Lambda)\alpha_R \left(\frac{u_R}{u}\right)^2 \Big/ \frac{1}{2}\rho L^2 U^2 \cdots\cdots(8)$$

3　拘束操縦性試験による流体力の求め方

3·1　従来の方法とその問題点

拘束模型船による試験では，特に船型要素の操縦性に及ぼす影響を各微係数毎に分解して調べることが可能で，最近では非常に数多くの施設で実施されている。この試験法には一般に，斜航試験，旋回試験を基本とする旋回腕試験や CMT と Yawing, Swaying 等の強制動揺による PMM の試験法が採用されている。本章ではこれらの試験法に関連して前述の数学モデルにおける各微係数の求め方について概略を述べることにする。

従来の拘束試験では，船全体に作用する流体力を運動状態を表わす諸量 $(u, v, r, \dot{u}, \dot{v}, \dot{r})$ と操作量 (n, δ) の多項式で記述する方法が採られている。つまり，X, Y, N を $u=u_a$, $n=n_a$, $v=r=\dot{u}=\dot{v}=\dot{r}=\delta=0$ のまわりで Taylor 展開し，その 3 次の項位までを用いて表わしている。もちろん，そのままでは項の数が多すぎるから左右対称の仮定とか連成の強弱に対する経験的判断に従って適宜省略している。この多くの項を限られた精度と量の試験データから定めることになる。こうした条件下で効率的に各項を定めるために，各機関毎の手順が工夫されている。例えば，v, r, δ をそれぞれ，単独に与えた試験によって，それらの微係数を定め，次にそれぞれを連成させた試験により連成項の微係数を求めるという手順は屢々用いられるものである。

こうした方法は個々の船に作用する流体力を表現する限りにおいては一つの効果的な方法と言えるかも知れない。しかし，沢山の項の中にはその物理的意味が全く不明瞭なものも少くないし，試験条件の僅かな違いで大幅に係数の値が変ることも稀ではない。また，係数を定める順序を変えると，同じ試験データから相当，大幅に値の異なる係数が得られることもある。こうした現象は流体力の性質を十分に反映していない記述式を用いる際に顕著に現われ，また Taylor 級数の形の記述式を用いた場合，この現象は避け難いと言えるのかも知れない。

またこの他，舵面積とかプロペラの荷重度を変えた場合，その影響が多くの係数に複雑に現われるという問題も重要になる。

このように，操縦性を検討するために船体に働く流体力を，種々の運動と操作量の関連において一意的に推定できることは非常に望ましいことであり，従って前述の如く流体力の表現法を明確にしておくことは必要なものとなる。

3·2　CMT と旋回腕試験により各係数を求める手順

MMG モデルの特徴は報告 I～III が示すように，船に作用する力を舵の寄与による力とそれ以外の力に分離して表現することにある。このため本モデルの各係数を求めるには船体自身に作用する流体力に加えて，少なくとも舵直圧力とプロペラスラストの計測を必要とする。そしてできれば舵の抵抗 F_T とプロペラに作用する横方向の力の計測も望まれるが，一般に F_T の値は小さいし，またプロペラに作用する横力も小さく且つ計測も困難なため，特殊な運動以外はこの力を無視しても実用上問題はないものと思われる。

試験装置に対する模型船の取りつけも⊠を中心にすることになる。従来は重心を中心とするのが普通であったが，2 章で述べたように，理論計算との対応や載荷状態の変化によって模型船の取り付けを変更する煩わしさを

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

避けるために，このように変更した。

MMG モデルの係数を一度に決めることは難しいから順序を決めて固定する。まず最初に，プロペラと舵の単独性能および直進中の船体抵抗を求める。プロペラ単独性能や船体抵抗を求める方法は抵抗推進の領域で確立されている。一様流中の舵性能についても多くの実績があり，藤井[4]，岡田[5]，Whicker[6] 等の推定式を利用してもよい。

続いて，直進中の舵角試験を行う。$\delta=0$ の場合から $(1-w)$，$(1-t)$ が求められる。$(1-w)$ の算定にはスラスト一致法が妥当であろう。次に，操舵をした場合の直圧力の値から，直進中の舵への有効流入速度が求められる。これは舵単独特性の流入速度と直圧力の関係を用いて，プロペラ後流中で計測した直圧力に対応すべき流入速度を求めるという方法であり，自航要素の決定におけるスラスト一致法との類似から直圧力一致法とでも呼ぶべきであろう。さらに，操舵によって船体に作用する力を表現する a_H, x_H を求める。この力は鳥野[7]によって，舵まわりの循環が船体後半部に影響を与えて生じると説明されており，舵角を変えても a_H, x_H はほぼ一定値に落ちつくことが確かめられている。しかし，プロペラ荷重度によって，その値が大幅に変化するという実験例もあり，この係数の挙動は今後，十分に調査すべきであろう。

直進中の試験により，上記の諸項を定めた後，回頭と横流れを与える試験を行う。回頭や横流れの運動を与える試験法には，大別して二つの方法がある。その一つは r と v を一定に保つ CMT と旋回腕試験，もう一つは，正弦函数の形で r と v を与える PMM による方法であり，この二つの方法では係数決定の具体的な方法が異なる。係数の決定が比較的に容易である CMT，旋回腕試験の場合をこの節で取り扱い，PMM の場合は節を改めて論じる。

CMT や旋回腕試験では r と v を任意に選択して試験できるが，実際の操縦運動の局面で生じる両者の組合せを選んで試験するのが一般的である。こうした見地から設定した運動中の X, Y, N, T, F_N を計測し，以下の解析を行う。

まず，T の計測値からスラスト一致法によって，r と v による伴流変化を調べる。この場合，プロペラは斜流中にあるが，流入速度として軸方向流速を考える限り，K_T 特性に斜流の影響はないと考える。この結果を次式で表現する。

$$u_p=u\{(1-w)+\tau(v+c_p|v|v+x_pr)^2\} \quad \cdots\cdots(9)$$

$(1-w)$ は直進中の伴流係数であり，操縦運動による伴流の変化を τ, c_p, x_p で表現することになる。このうち，x_p はプロペラの x 座標であるが，場合によっては実験によって定まる係数として取り扱うことも考えられる。

続いて，舵直圧力の計測値から，舵の有効迎角（有効流入角）を求める。この有効流入角は舵直圧力が零となる舵角として定義され，次式で表現する。

$$\alpha_R=\gamma\left(\frac{v+c_R|v|v+x_Rr}{u_R}\right) \quad \cdots\cdots(10)$$

このうち，u_R は報告 I の (10) 式で表現される舵に対する x 方向の流入速度であり，一例として

$$u_R^2=u_P^2\left(1+\kappa\frac{8}{\pi}\cdot\frac{K_T}{J^2}\right)$$

で表現されるものである。ここで実験的修正係数である κ の値は，直進中の舵角試験で求めた値を用いる。x_R は舵の x 座標であるが，実験係数として取り扱うべきかも知れない。

最後に，主に船体に作用する流体力の項を定める。正確に表現すると，X については船に作用する力からプロペラと舵の影響分を除いた力，Y, N については舵の寄与分を除去した力とモーメントと言うべきであろう。

CMT や旋回腕試験では $\dot{u}=\dot{v}=\dot{r}=0$ であるから，(1)，(3) 式から

$$\begin{aligned}X_E+T(1-t)+X(u)+X_{RO}-F_N\sin\delta&\\=-\{X_{vr}+(m-Y_{\dot{v}})\}vr-X_{vv}v^2&\\-(X_{rr}+mx_G)r^2 \quad \cdots\cdots(11)&\end{aligned}$$

このうち，X_E, T, F_N は計測されており，$(1-t)$ は直進中の値を，$X(u)+X_{RO}$ は抵抗試験成績を用いることにすると，右辺の諸係数を定めることができる。x 方向の付加質量 $X_{\dot{u}}$ は強制サージング試験を別に実施するとか，元良チャート等で推定しなければならない。

横方向の力とモーメントについても同様である。

$$\begin{aligned}Y_E-(1+a_H)F_N\cos\delta=-Y_vv-\{Y_r&\\-(m-X_{\dot{u}})u\}r-\int_{-1/2}^{1/2}(v+xr)|v+xr|&\\\times(a_0+a_1x+a_2x^2)dx \quad \cdots\cdots(12)&\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_E-(x_R+a_Hx_H)F_N\cos\delta=-N_vv&\\-(N_r-mx_Gu)r-\int_{-1/2}^{1/2}(v+xr)|v+xr|x(a_0&\\+a_1x+a_2x^2)dx \quad \cdots\cdots(13)&\end{aligned}$$

式中の a_H, x_H は直進中の舵角試験結果を用いる。

以上の手順を通じて，MMG モデルの総ての係数を求めることができる。なお，CMT や旋回腕試験は定常試験であるから，付加質量の項は求められない。これらは別途，考慮する必要がある。

3.3 PMM 試験の解析法

PMM では，前節で述べた直進中の諸試験に続いて横

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

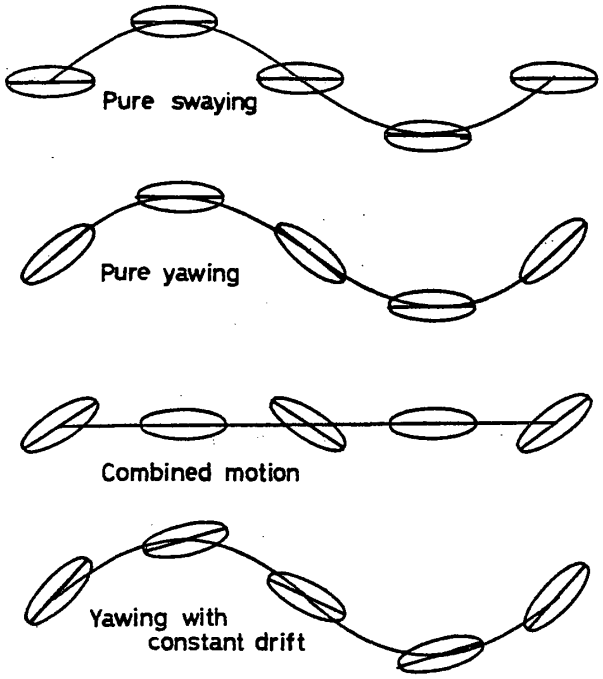


Fig. 2　PMM の試験法

流れや旋回によって船体に作用する流体力を表わす諸係数を求めるために，Fig. 2 に示す諸試験を行う。この節では，これらの試験の解析法を説明する。

3·3·1　Swaying 試験の解析法

この試験は Swaying のみを正弦函数の形で与えるから運動は無次元化した形で次式で表現できる。

$$v=v_0\sin\omega t,\quad \dot{v}=\dot{v}_0\cos\omega t,\quad r=\delta=0$$

$$u=(1-v_0^2\sin^2\omega t)^{1/2}$$

$$\dot{u}=-v_0\dot{v}_0\sin\omega t\cos\omega t(1-v_0^2\sin^2\omega t)^{-1/2}\cdots(14)$$

運動方程式は次式となる。

$$-Y_E+(1+a_H)F_N=(Y_{\dot{v}}-m)\dot{v}_0\cos\omega t+Y_vv_0\sin\omega t+\int_{-1/2}^{1/2}v_0^2\sin\omega t|\sin\omega t|(a_0+a_1x+a_2x^2)dx \quad\cdots\cdots(15)$$

$$-N_E+(x_R+a_Hx_H)F_N=(N_{\dot{v}}-mx_G)\dot{v}_0\cos\omega t+N_vv_0\sin\omega t+\int_{-1/2}^{1/2}v_0^2\sin\omega t|\sin\omega t|x(a_0+a_1x+a_2x^2)dx \quad\cdots\cdots(16)$$

試験中に，Y_E, N_E, F_N を計測すると，(15), (16) 式を用いて，右辺の諸係数を定めることができる。この係数の決定を効果的に行うためには横流れ速度と加速度の位相が $\pi/2$ だけずれていることに着目し，解析に利用する。この際に次の二つの方法が広く用いられている。

(1)　フーリエ解析法

(15), (16) 式の両辺にそれぞれ，$\sin\omega t$, $\cos\omega t$ を乗じて一周期間積分すると，次式をうる。

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\sin\omega t dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\sin\omega t dt=\left(\frac{\pi}{\omega}\right)v_0Y_v+\frac{8v_0^3}{3\omega}\left(a_0+\frac{a_2}{12}\right)\quad\cdots\cdots(17)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\sin\omega t dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\cos\omega t dt=\frac{\pi}{\omega}(Y_{\dot{v}}-m)\dot{v}_0\quad\cdots\cdots(18)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-N_E\sin\omega t dt+(x_R+a_Hx_H)\times\int_0^{2\pi/\omega}F_N\sin\omega t dt=\left(\frac{\pi}{\omega}\right)v_0N_v+\frac{2}{9\omega}v_0^2a_1\quad\cdots\cdots(19)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-N_E\cos\omega t dt+(x_R+a_Hx_H)\times\int_0^{2\pi/\omega}F_N\cos\omega t dt=\frac{\pi}{\omega}\dot{v}_0(N_{\dot{v}}-mx_G)\quad\cdots\cdots(20)$$

(17), (19) 式から速度位相の流体力の係数を，(18), (20) 式から加速度位相の項をそれぞれ定めることができる。もちろん，非線型項まで定めるためには，種々の運動振幅 (v_0) の試験結果を組合せて用いることになる。

実際の解析では，計測した流体力に $\sin\omega t$, $\cos\omega t$ を正確に乗じることが大切である。また，(18), (19) 式の積分区間を $\pi/2\omega$ ずらして，($\pi/2\omega$～$5\pi/2\omega$) とすると精度の向上に役立つ。

(2)　区間積分法

この方法は，計測した流体力をそのまま積分するが，その積分区間を適当に選ぶことによって，速度位相の力と加速度位相の項とを分離する。(15), (16) 式を (0～π/ω), ($\pi/2\omega$～$3\pi/2\omega$) の間で積分すると次式をうる。

$$\int_0^{\pi/\omega}-Y_Edt+(1+a_H)\int_0^{\pi/\omega}F_Ndt=\frac{2}{\omega}v_0Y_v+\frac{\pi}{2\omega}\left(a_0+\frac{a_2}{12}\right)v_0^2\quad\cdots\cdots(21)$$

$$\int_{\pi/2\omega}^{3\pi/2\omega}-Y_Edt+(1+a_H)\int_{\pi/2\omega}^{3\pi/2\omega}F_Ndt=-\frac{2}{\omega}\dot{v}_0(Y_{\dot{v}}-m)\quad\cdots\cdots(22)$$

$$\int_0^{\pi/\omega}-N_Edt+(x_R+a_Hx_H)\int_0^{\pi/\omega}F_Ndt=\frac{2}{\omega}v_0N_v+\frac{a_1\pi}{24\omega}v_0^2\quad\cdots\cdots(23)$$

$$\int_{\pi/2\omega}^{3\pi/2\omega}-N_Edt+(x_R+a_Hx_H)\int_{\pi/2\omega}^{3\pi/2\omega}F_Ndt=-\frac{2}{\omega}\dot{v}_0(N_{\dot{v}}-mx_G)\quad\cdots\cdots(24)$$

続く (π/ω～$2\pi/\omega$), ($3\pi/2\omega$～$5\pi/2\omega$) の区間では，Y_E, N_E, F_N の符号を変えて同様に積分する。この形で，流

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

体力を表わす諸係数を定めることができる。非線型項まで求めるために，v_0 を変えた複数の試験結果が必要になることはフーリエ解析法の場合と同一である。

実際にこの解析法を利用する際には，流体力の符号を切り変えるタイミングに十分注意しなければならない。正弦，余弦函数を乗じる必要がない替りに，このタイミング誤差の影響が大きくなる。

なお，強制運動の大きさを変えて試験する場合，運動の周波数は十分に低く保っておかねばならない。操縦運動は一般に周波数が低く，$\omega \fallingdotseq 0$ の流力微係数を用いるからである。また，v_0 を十分に小さく取るといわゆる線型微係数のみを求めることができる。この際 v_0 を小さくしすぎると，実験精度の確保が難しくなるので注意を要する。

MMG モデルでは，非線型流体力を Cross flow drag の考えに基づいて，v_0^2 に比例するとしている。実験的に流体力を決めるという観点から考えると，この函数の形が妥当ならば，どのような v_0 の組合せからも同じ係数の値をうるはずであるが，適当でない場合には v_0 の組合せ如何で係数の値が異なる結果になる。今後，この点の確認が必要である。

3·3·2 Yawing を伴う試験の解析法

Pure yawing 試験は Yawing のみを正弦函数の形で与える試験である。Fig. 2 に示すように，Yawing と Swaying が同時に存在する場合は，Combined motion 試験あるいは一定の横流れを保った Yawing 試験を行う。従来は Combined motion が広く用いられているが，一定の横流れを保ちつつ Yawing させる試験は運動が単純なだけに便利と言える。この試験において横流れを零に保つと，Pure Yawing 試験になる。この稿では一定の横流れを伴う Yawing 試験の解析法について述べることにしたい。

この場合，船の運動は次式で表現できる。

$$r=r_0\sin\omega t,\quad \dot{r}=\dot{r}_0\cos\omega t,\quad v=v_0$$
$$u=(1-v_0^2)^{1/2},\quad \dot{u}=\dot{v}=\delta=0 \qquad \cdots\cdots(25)$$

また，運動方程式は次式となる。

$$-Y_E+(1+a_H)F_N\cos\delta=(Y_{\dot{r}}-mx_G)\dot{r}_0\cos\omega t+Y_vv_0+\{Y_r-(m-X_{\dot{u}})u\}r_0\sin\omega t+\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,(a_0+a_1x+a_2x^2)dx \qquad \cdots\cdots(26)$$

$$-N_E+(x_R+a_Hx_H)F_N\cos\delta=\{N_{\dot{r}}-(I_{ZZ}+mx_G^2)\}\dot{r}_0\cos\omega t+N_vv_0+(N_r-mx_Gu)r_0\sin\omega t+\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,x(a_0+a_1x+a_2x^2)dx \qquad \cdots\cdots(27)$$

この解析でも，Swaying 試験で述べた二方法が利用できる。ここではフーリエ解析法の場合について紹介する。

この場合には，一定の横流れがあるから，DC 成分も求める必要がある。(26)，(27) から，

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\,dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\,dt=Y_vv_0\left(\frac{2\pi}{\omega}\right)+\int_0^{2\pi/\omega}\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\times(a_0+a_1x+a_2x^2)dx\,dt \qquad \cdots\cdots(28)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\sin\omega t\,dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\sin\omega t\,dt=\{Y_r-(m-x_{\dot{u}})u\}\frac{r_0\pi}{\omega}+\int_0^{2\pi/\omega}\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,(a_0+a_1x+a_2x^2)dx\sin\omega t\,dt \qquad \cdots\cdots(29)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\cos\omega t\,dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\cos\omega t\,dt=(Y_{\dot{r}}-mx_G)\frac{\dot{r}_0\pi}{\omega}+\int_0^{2\pi/\omega}\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,(a_0+a_1x+a_2x^2)dx\cos\omega t\,dt \qquad \cdots\cdots(30)$$

この非線型項の計算は多少複雑で，

$$F(x,\,t)=\int_0^x(v_0+xr_0\sin\omega t)^2(a_0+a_1x+a_2x^2)dx$$
$$\sin\omega t_1=2v_0/r_0$$

とすると，それぞれ，次のように計算できる。

$$\int_0^{2\pi/\omega}\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,(a_0+a_1x+a_2x^2)dx\,dt=\int_0^{t_1}\left\{F\left(\frac{1}{2},\,t\right)-F\left(-\frac{1}{2},\,t\right)\right\}dt+\int_{t_1}^{(\pi/\omega)-t_1}\left|F\left(\frac{1}{2},\,t\right)-2F\left(\frac{-v_0}{r_0\sin\omega t},\,t\right)+F\left(-\frac{1}{2},\,t\right)\right|dt+\int_{(\pi/\omega)-t_1}^{(\pi/\omega)+t_1}\left\{F\left(\frac{1}{2},\,t\right)-F\left(-\frac{1}{2},\,t\right)\right\}dt+\int_{(\pi/\omega)+t_1}^{(2\pi/\omega)-t_1}\left\{-F\left(\frac{1}{2},\,t\right)+2F\left(\frac{-v_0}{r_0\sin\omega t},\,t\right)-F\left(-\frac{1}{2},\,t\right)\right\}dt+\int_{(2\pi/\omega)-t_1}^{2\pi/\omega}\left\{F\left(\frac{1}{2},\,t\right)-F\left(-\frac{1}{2},\,t\right)\right\}dt=\left\{4v_0^2t_1+\frac{r_0^2}{6}t_1+\frac{5v_0r_0}{3\omega}\cos\omega t_1-\frac{4v_0^3}{3r_0\omega}\log\frac{1-\cos\omega t_1}{1+\cos\omega t_1}\right\}a_0+\left\{\frac{v_0^2}{3}t_1+\frac{r_0^2}{40}t_1+\left(\frac{v_0r_0}{5\omega}+\frac{v_0^2}{30\omega}\right)\cos\omega t_1-\frac{v_0^5}{15\omega r_0^3}\log\frac{1-\cos\omega t_1}{1+\cos\omega t_1}\right\}a_2 \qquad \cdots\cdots(31)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,(a_0+a_1x+a_2x^2)dx\sin\omega t\,dt=\left\{\left(\frac{v_0^2}{2\omega}+\frac{r_0^2}{12\omega}\right)\cos\omega t_1\right.$$

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

$$+\frac{v_0 r_0}{3}t_1+\frac{v_0^4}{3r_0^2\omega}\log\frac{1-\cos\omega t_1}{1+\cos\omega t_1}\Big\}a_1 \quad\cdots\cdots(32)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}\int_{-1/2}^{1/2}(v_0+xr_0\sin\omega t)\,|v_0+xr_0\sin\omega t|\,(a_0+a_1x+a_2x^2)dx\cos\omega t dt=0 \quad\cdots\cdots(33)$$

Nについても同様な関係式を得るが，ここでは割愛させていただく。これらの関係式を，v_0 と r_0 を適当に組合せた試験の結果に適用すると，船に作用する流体力を表わす諸係数を求めることができる。

ここで，$v_0=0$ の Pure Yawing 試験について考えると，次の関係式をうる。

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\sin\omega t dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\sin\omega t dt=\{Y_r-(m-X_{\dot u})u\}\frac{r_0\pi}{\omega}+\frac{r_0^2}{12\omega}a_1 \quad\cdots\cdots(34)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-Y_E\cos\omega t dt+(1+a_H)\int_0^{2\pi/\omega}F_N\cos\omega t dt=(Y_{\dot r}-mx_G)\frac{\dot r_0\pi}{\omega} \quad\cdots\cdots(35)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-N_E\sin\omega t dt+(x_R+a_Hx_H)\times\int_0^{2\pi/\omega}F_N\sin\omega t dt=(N_r-mx_Gu)\frac{r_0\pi}{\omega}+\frac{r_0^2}{12\omega}a_0+\frac{r_0^2}{72\omega}a_2 \quad\cdots\cdots(36)$$

$$\int_0^{2\pi/\omega}-N_E\cos\omega t dt+(x_R+a_Hx_H)\times\int_0^{2\pi/\omega}F_N\cos\omega t dt=\{N_{\dot r}-(I_{ZZ}+mx_G^2)\}\frac{\dot r_0\pi}{\omega} \quad\cdots\cdots(37)$$

以上，Yawing をさせる試験のフーリエ解析法について述べてきた。前節で述べた区間積分法も同様に用いることができる。

なお，Xに関する解析法も Y, N の場合と基本的には一緒である。しかし，この力については信頼できる検力システムの開発が先決であると言える。

さて，以上の検討から，MMG モデルにおける非線型流体力を表わす係数 a_0, a_1, a_2 が僅かな数の試験で求められることが明らかになった。例えば，この三つの係数は Pure Swaying 試験のみから定めることができるし，Pure Yawing 試験単独でも求められる。このように別々の試験で求めた係数がどの程度一致するか，換言すればこの三つの係数で Yawing と Swaying が混在した状態における非線型流体力をどこまで表現しうるかが今後確認されなければならない。この結果の如何では拘束試験の大幅な簡略化が可能になるかも知れないが，逆に新たな補正項の導入を余儀なくされるかも知れない。

また，MMG モデルでは，プロペラ荷重度の影響はプロペラ自身と舵にのみ現われ，船体に作用する横方向の力に対する影響は考えていない。プロペラ荷重度が支配的な影響力を持つ部分には十分にその影響を取り入れ，その他の部分は荷重度に支配されないとみなすことは速力変化をも考慮した流体力の取り扱いの簡略化にとって意味あることであろう。しかし，針路不安定な船のように，横流れと旋回による流体力の僅かな着力点の差によって，操縦性能が大幅に変わる船で，この取り扱いがどこまで許されるかは今後の検討を要する。

3・4　自航操縦性試験との対応

拘束操縦性試験から求めた流体力を (2) 式に代入すると，船の操縦運動が計算できる。こうして計算した船の運動と自由航走状態の運動とを比較し，両者の一致を確かめることは拘束試験結果を検定することになる。このような確認は従来も行われてきているが，常によい対応が得られるとは言えないようである。この主な原因は，横流れによる流体力の着力点と旋回によるそれとの前後位置における僅かな差（針路安定性判別項）が，操縦性能の推定に大きな影響をもつためである。従って，拘束試験における流体力の計測精度の確保に十分配慮しなければならない。

ところで，拘束試験結果が MMG モデルの形で整理されることになると，自航操縦性試験結果と一歩進んだ形で比較できることに着目したい。自航法では船に作用する流体力に関する詳しい情報が得られないのが通例であるが，いわゆる Total-less-rudder moment の形の知識をうることは可能である。定常旋回中，船に働く重心まわりのモーメントの和は零であるから，舵直圧力を計測し，重心まわりのモーメントを算出すると，舵以外の船体に作用するモーメントが求められる。Davidson らはこのモーメントを Total-less-rudder moment と名づけ，船の旋回抵抗に関する研究に用いている[8]。拘束と自航の試験成績が相互に利用できれば，この分野の研究に大変有益であるから，自航法においても舵直圧力を計測することを推奨したい。

続く問題は実船の性能推定であろう。拘束法の長所は自航法では難しい摩擦修正を加えた試験が容易に行えることで，実船の性能を推定するためには実船対応のプロペラ回転数で試験することになる。この模型試験結果から実船の性能推定を行う方法は今日，確立されているとは言い難いが，少くとも船体抵抗，伴流の相違とそれに基づくプロペラ後流，舵への有効流入速度等の常識的な修正をまず試みるべきであろう。MMG モデルはこのような修正が行いやすく操縦性の領域における縮率影響に関する知見を深める上で有益である。また，実船対

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

Table 1 日本の拘束操縦性試験装置

装置の種類	設置機関	模型寸法	強制運動の範囲	特徴
CMT 装置	東大工学部	2.5～4m	円運動 $R \geq 10m$	XY 電車と回転装置
〃	IHI	2.5～4m	〃 $R \geq 6m$	〃
旋回腕試験装置	九大工学部	1～3m	〃 $R \leq 10m$	浅水試験が容易
〃	船舶技術研究所	1.2～1.5m	〃 $R \leq 6m$	
大振幅 PMM	三菱重工(株)	3～7m	$\bar{\psi} \leq 30°$ $\bar{y}_0 \leq 10m$	XY 電車と回転装置
〃	船舶技術研究所	3～6m	$\bar{\psi} \leq 30°$ $\bar{y}_0 \leq 0.5m$	x_0, y_0, ψ を別々に駆動
簡易式大振幅 PMM	広大工学部	2.5～4.5m	$\bar{\psi} \leq 35°$ $\bar{y}_0 \leq 0.6m$	機械的に運動を発生する。
〃	川崎重工(株)		$\bar{\psi} \leq 30°$ $\bar{y}_0 \leq 0.7m$	$\bar{y}_0, \psi$ を別々に駆動
小振幅 PMM	東大工学部	1.5～3m	$\bar{\psi} \leq 34°$ $\bar{y}_0 \leq 0.35m$	
〃	三菱重工(株)	5～7m	$\bar{\psi} \leq 10°$ $\bar{y}_0 \leq 0.47m$	
〃	IHI	3～5m	$\bar{\psi} \leq 20°$ $\bar{y}_0 \leq 0.3m$	
〃	NKK	1.5～3m	$\bar{\psi} \leq 20°$ $\bar{y}_0 \leq 0.25m$	
〃	防衛庁	4m	$\bar{\psi} \leq 20°$ $\bar{y}_0 \leq 0.3m$	
没水体用 PMM	〃	2m		没水体用，Surging を除く 5 自由度駆動可能
〃	〃	4m		〃
ハイドロフォイル用 PMM	〃			ハイドロフォイル用 5 自由度

注 R：旋回半径
$\bar{\psi}$：Yawing 振幅
$\bar{y}_0$：Swaying 振幅

応の回転数で実施した試験を模型船対応の場合と比較しやすいことも重要である。

4 拘束試験装置

これまで，拘束試験の解析法について主に述べてきたが，以下，MMG で実施された試験装置の現状調査を参考にしつつ，装置自体について説明する。拘束試験では模型船に強制運動を与え，その際に船に加えた力を計測するから，装置が強制運動を与える機構と強制力を測定する部分とから成り立つことは言うまでもない。両部分について順に説明する。

4·1 試験装置の形式と特徴

4·1·1 試験装置の形式

どのような強制運動を与えても，与えた運動と加えた強制力が精度よく計測され，適切な解析法が工夫されさえすれば拘束試験の目的を果すことができる。しかし，船に作用する流体力を表現する多くの係数を定めることは必らずしも容易ではないから，後の解析が行いやすいように強制運動の形を決めるのが普通である。このような考慮に基づいて，今日多用されている強制運動の形は次の二つに大別できる。

（1） 船の運動軌跡が円弧を基調とする形式
旋回腕試験，XY 電車による CMT

（2） 船の運動軌跡が正弦函数を基調とする形式
PMM 試験

これらの形式の装置で，我国で現在稼動中のものを Table 1 に示す。このうち，XY 電車と回転機構を組合せた装置は，原理的にはソフトウェアの変更によって，どのような種類の運動でも作り出せるが，ここでは主に利用している試験の方に分類した。

4·1·2 旋回腕試験，CMT の特徴

旋回腕試験は多年の実績を有する手法であり，日本では九大工学部と船舶技術研究所がその設備を有している。この試験では，円形レールに沿って旋回腕が回転し，腕に取りつけられた模型船に円運動を強制する。この単純明快な駆動機構は強制運動の精度を保つ上で最大の長所となる。しかし，旋回腕の寸法が模型船に与えうる旋回半径を決めることになるから，保針状態のような微小運動時の性能調査が難しくなる。

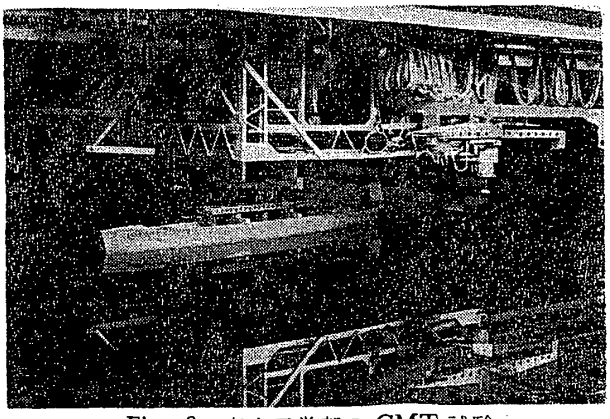


Fig. 3 東大工学部の CMT 試験

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

CMT は比較的最近に，東大工学部で開発された試験法で[9]，XY 電車とその上に搭載された回転装置を連動させることによって，時々刻々の模型船の位置と方向を制御し，その結果として円運動を与える。従って，CMT ではどのような旋回半径の運動でも設定できることになるから，この方法が今後の主流と考えることができよう。しかし，大重量の電車や模型船の運動をどこまで正確に制御できるかという精度面での問題がある。特に旋回半径が小さい場合は制御が容易でないから，今後の改良が期待される。

旋回腕試験あるいは CMT は船に円弧状の運動を与えた，換言すれば r と v を一定に保った状態で流体力を計測するが，この点にこの試験法の長短所が集約できる。主な特徴は次の通りである。

○ r と v を一定に保った定常試験の形で流体力を測れるから，平均値の採用による精度の向上が期待できる。

○ r と v を自由に組合せうるから，自由航走中に近い運動状態で流体力を測ることができる。

○試験結果の解析において，流体力の記述方法を自由に選択できる。例えば異常現象のある船では，流体力を r と v の簡単な記述式で表現できないことが多いが，この場合でも十分解析できる。

○特別な施設を必要とし，一般の水槽では採用しにくい。

○一つの試験に一つの運動状態に関する情報しか含まないから，試験工数が増す。

○付加質量力が算定できない。

4·1·3　PMM の特徴

PMM 試験は解析法のところで述べたように，r と v を正弦函数の形で与え，正弦函数の性質を巧みに利用して，計測した流体力を速度と加速度位相の成分に分離する。この PMM には，水平面内の強制運動を与えるものと垂直面内のそれとがあるが，ここでは前者に限定して触れる。

PMM の歴史も古く，微小運動中の流体力の調査に幅広い実績をもつ。同様に歴史の古い旋回腕試験は微小運動時の性能調査に不向きであるから，PMM がその局面で専ら利用されてきたと言える。しかし，実船の操縦性能を推定するために PMM が利用されるに至って，微小運動中の線型微係数のみではなく，非線型項を含めて流体力を調べる試みが盛んになっている。r や v を大きくするためには運動の振幅と周波数を大きくすればよいが，周波数を過大にすると微係数の周波数依存が顕著になるから，運動振幅を増さねばならない。このため，大振幅 PMM と呼ばれる装置が開発され，今日の主力となりつつある。

三菱重工の PMM は XY 電車と回転装置によって，大振幅の正弦運動を模型船に与えている。本稿の前章で述べた強制運動はこのシステムで可能になる。船舶技術研究所で開発中の PMM も，一定速力で走る曳引車上に二方向の位置と回転を制御する機構を搭載し，この形式の運動を得ようとしている。これに対して，広大工学部や川崎重工等で採用しているシステムは，簡易型の大振幅 PMM であり，一定速力の曳引車上に横方向の位置変化と回転を与える機構を設けている。従って，この簡易式の場合，横移動の分だけ船速が変動することになる。時々刻々の船速を考慮して解析すればある程度，その影響を除去できるが，船速変動によるプロペラ荷重度の変化が残る。実際上，横力に関してはこの程度の荷重度の変化を無視できるし，縦方向の力はそれを考慮して解析しうるので特に問題はないようである。

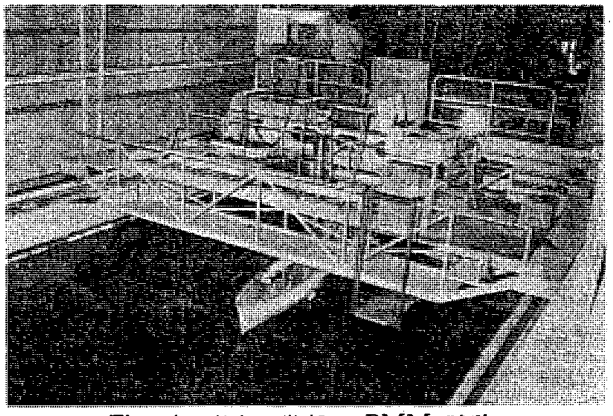


Fig. 4　広大工学部の PMM 試験

最も簡略化した形式が従来，広く用いられてきた小振幅 PMM である。この PMM については既によく紹介されているから説明は省略させていただく[10),11)]。なお，特殊なものでは潜水船とかハイドロフォイルのような運動の自由度の大きい船に用いられる強制動揺装置がある。

この PMM 試験の特徴は，一つの試験結果の中に種々の速力と加速度の下で誘起される流体力に関する情報が沢山含まれていることであろう。この情報を巧く利用すると大変能率的な試験となるが，反面で精度の保持に意を払う必要が生じる。こうした点に注意して，この試験の長短所を要約すると次の通りである。

○通常の水槽に若干の装置を付加すれば実施でき，特別な施設を要しない。これが PMM が広汎に普及した理由であろう。

○十分に大きな振幅の試験を実施すると，僅かな数の試験で付加質量力，非線型流体力を含む総ての係数を求

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

めることができる。この簡略さは船型開発等の局面で有益である。

○諸係数を効率的に求めるために選ばれた強制運動の形は，自由航走中の船の運動状態と異なるものになる。この点が PMM の基本的な問題点の一つである。

○試験結果を解析する際に用いる流体力の記述式に制約がある。例えば r や v 等で簡単に記述しにくいような流体力が作用する場合，解析が困難になる。

このように，各試験法はそれぞれ，特徴を有しているから，目的に応じてどのような形式を選ぶかを判断すべきであろう。

4·2 検力システム

4·2·1 模型船の拘束方法

操縦性試験であるから，Sway, Yaw, Surge を拘束するのは当然である。その他の Roll, Heave, Pitch を拘束するか，自由にするかは一概には判断できない。平板等で理論計算との比較を主に考えると，全自由度を拘束するのが妥当かも知れない。しかし，一般船型に対しては，三自由度を自由にした方が流体力の計測に便利であろう。実際 Heave, Pitch は自由にするのが一般的である。

Roll については，肥大船等では自由にしてよいが，痩せた船の場合，注意を要する。重心や着力点の高さを慎重に選び，過大な Roll が生じないように注意する必要がある。多少の横傾斜は生じても，水平面内の流体力に対する影響は比較的に小さいようである。しかし，着力点の高さ如何では，Roll に起因する力の変動が計測されることがあり，PMM 試験のように流体力の位相に着目して解析する際に問題が生じる。従って，Roll を自由にする場合には着力点の高さ等に十分注意した方がよいようである。

4·2·2 検力システム

流体力を正確に計測するには，検力システムに特に留意しなければならない。この検力計には種々の形式のものがあるが，設計上のポイントはバネ常数の選択である。バネを剛にすると，検力計の精度が低下するが，柔かくすると，船の質量とバネ常数との関係で定まるスプリングマス系の固有振動が無視できなくなる。計測する力に較べて，船体の質量が過大である点に検力計の設計の難しさがある。

通常の抵抗試験機等では固有振動数の低下に対処するために，振動の減衰を強くする方法を採用し，オイルダンパー等をこの目的でよく利用する。旋回腕試験や CMT の場合，定常試験が主であるから，この形式の検力計も不可能ではないが，検力計のサイズが過大になることは避けられない。もちろん，PMM では位相遅れの問題からこの形式は採用できない。

このように，拘束試験に用いる検力計の設計は容易でない。現在のところ，許容される下限までバネ常数を小さくした上で，バネ部を密閉して温度特性を良くする等々の十分な配慮を払うというのが実際的に見える。しかし，Xについては今後の改良に期待するところが多い。この力も今日迄の方法で十分な配慮を払うと一応の精度で計測できるようであるが，根本的には新しい形式の検力計の開発が必要であろう。

この目的に沿う検力計として，零変位式のものがある。この検力計は磁力その他で検力部に力を供給し，常に変位零を保つ形式のもので，磁力の発生に要した電流等によって力を測る。この場合には分解能等を損うことなしにバネ常数を大変大きくすることができるから，固有振動を考慮しなくても良くなる。このような形式の小型検力計の開発が期待される。

MMG モデルの諸係数を求めるためには，この他にプロペラスラストと舵直圧力の計測が必要である。この両者の計測は固有振動上の制約が小さいから比較的に容易である。しかし，今までの拘束試験において，これらの力はあまり計測されているとは言えない。今後，これらを標準的に計測するには，小型の検力計が必要になる。なおプロペラに作用する横方向の力は，前述したように常時測る必要はないが，可能な場合には計測してデータを蓄積する必要がある。また，舵の抵抗についても同様で，保針操縦中の抵抗増加等の研究では計測した方がよいようである。

5 結　　言

MMG 報告の最後として，拘束操縦性試験法の説明をさせていただいた。これら四編の報告を通じて，MMG でとりまとめた数学モデルとそれに基づいた拘束試験の方法の意図するところについて，およそのご理解をいただいたものと思う。しかし，この数学モデルも試験法も，今日までの知見に導びかれた一応の案ではあるが，それ以上ではないことも確かである。これらが妥当で標準的な手法に発展するためには，今後の研究の蓄積が不可欠である。

考えてみれば，MMG の検討自体が操縦性の領域における今日の未解決の課題にどう応えるかという立場から出発し，一応の成案を得たに過ぎないのであるから，この不完全さは当然のことでもある。この MMG モデルは船が前進しており，プロペラは順転しているという局面における操縦運動の記述をめざしている。しかし，船速やプロペラ回転数が変化した場合における流体力の挙動

NII-Electronic Library Service

The Society of Naval Architects of Japan

については殆んど知られていないのが現状で，今日のこの分野における重要な課題でもある。とすれば，ここで述べた数学モデルと試験の手順を確立することは，同時に変速中の操縦性の取り扱い方を知ることにつながる。船型要素と操縦性の関連についても同様のことが言えよう。

今後，MMG としては，この数学モデルと試験法の確立という課題に応える形で，船舶操縦性の領域における重要問題に取り組む予定であり，試験水槽委員会をはじめとする関係各位の絶大なるご指導とご協力をお願いする次第である。

最後に，これらの報告をまとめる過程で，MMG の各委員，試験水槽委員会第二部会の各位から貴重なご意見をいただいたことに，深甚の謝意を表したい。特に東大工学部　藤野正隆助教授に，総ての報告の査読役をつとめていただいたことを記し，重ねて謝す次第である。

参　考　文　献

1）小川，小山，貴島：MMG 報告-Ⅰ，操縦運動の数学モデルについて，造船学会誌，575 号（昭和 52 年）.
2）浜本：MMG 報告-Ⅱ，操縦性数学モデルの理論的背景，造船学会誌，577 号（昭和 52 年）.
3）葛西，湯室：MMG 報告-Ⅲ，舵に作用する力と船体・プロペラとの干渉，造船学会誌，578 号（昭和 52 年）.
4）藤井，津田：自航模型による舵特性の研究（2），造船協会論文集，第 110 号（昭和 36 年）.
5）岡田：船の背後に置かれた舵の性能に関する実験結果について，造船協会論文集，第 105 号（昭和 34 年）.
6）L. F. Whicker, L. F. Fehlner : Free-stream characteristics of a family of low-aspect-ratio, all-movable control surface for application to ship design, D. T. M. B. Report 933 (1958).
7）鳥野：操舵が船体に誘起する横方向の力について，関西造船協会誌，133 号（昭和 44 年）.
8）K. Davidson & L. Shiff : Turning and course keeping qualities, T. SNAME (1946).
9）小山，周，元良，小柳：CMT による操縦性試験法について，造船学会論文集，138 号（昭和 50 年）.
10）第 2 回操縦性シンポジウムテキスト，造船学会（昭和 45 年）.
11）藤井：PMM Seminar に出席して，造船学会誌，483 号（昭和 44 年）.

図　書　案　内

1977 年版

JSQS 日本鋼船工作法精度標準

船殻関係	1 部　400 円	送料	200 円
〃　（解　説）	600 円		200 円
Hull Part	500 円		140 円

上記残部がありますので，現金書留にて本会事務局あてお送り下さい。

日本造船学会（〒 105　東京都港区虎の門 1-15-16　船舶振興ビル）

NII-Electronic Library Service