

細長型没水体の縦運動に関する研究

(第3報 流力微係数の実験的および経験的推定法について)

正員 村 上 俊 一*

An Investigation of Longitudinal Motion of the Slender-type Body at Fully Submerged Condition
(Part 3 On the Experimental and Empirical Estimation Method of the Hydrodynamic Stability Derivatives)

by Toshikazu Murakami, *Member*

Summary

This paper consists of two parts. The first part is on the outline of renewed large forced motion mechanism to be used in the maneuvering test on submerged body and surface ship model in the large towing tank of Meguro Model Basin, and model test method. The second part is on the construction of empirical estimation method of hydrodynamic derivatives of two-dimensional linearized equation of longitudinal motion of submerged body utilizing the test results of 37 models of various hull forms and their about 250 model configurations. The empirical estimation method is summarized in functional forms. The hydrodynamic derivatives of hull are expressed as function of equivalent length to diameter ratio, and the contribution of control surface and propeller to the hydrodynamic derivatives are expressed by interference coefficients as function of diameter to span of exposed control surface ratio, and propeller diameter to hull diameter ratio, based on their open water characteristics respectively.

1. 緒言

水中航走体の運動性能を検討する有力な手段として運動方程式を基にした数学モデルを用いる方法がとられている。この方法が有効であるためには運動方程式が使用条件に適合したものであり且その係数が正確なものでなければならない。正確な流力係数を得る方法としては縮尺模型について行う水槽試験結果から求める方法が最も実用的な方法と考えられている。

研究の当初は運動方程式は線形化されたものを採用し、その流力微係数はL型スォード¹⁾を用いた静的3分力試験結果から求める事が多かったが、この試験から求められるものは必要とする流力微係数の一部であって動的な運動変数にもとづくものは求められない。そのため文献²⁾の発表を契機に機械式の小型PMM試験装置が製作され試験に供されてきた。しかしこの装置には技術的な制限があったので、使用経験をもとにして大型強制振動試験装置を製作して運動方程式の係数をより正確に求められるようにした。この装置はバ

ラックセット的でヨーイング運動に関して剛性不足だったので大水槽引車更新時に大型強制運動試験装置として完成させた。

本論文では先ず試験装置の概要について述べ、次に模型試験方法について考察し、次に得られた知見にもとづいて様々な形状をした37個の模型及びそれらの約250の模型状態について行った試験の結果をもとにして流力微係数を経験的に推定する方法について述べて、水中航走体の初期計画をより容易にできるよう試みた。

なお、水中航走体の流力微係数に関する実験的研究を取りまとめたものは静的な係数についてはJohnson³⁾、Dempsey⁴⁾、Goodman⁵⁾が、又、動的な係数についてはStalkamp⁶⁾、Roddy⁷⁾がある。航空工学の分野には参考となる文献が多数あるが膨大な研究成果を取りまとめたものがDATCOM⁸⁾として発表されているので特別なもの以外は参考文献に入れなかった。

水中航走体の流力微係数を推定する方法についてはBottaccini⁹⁾、Humphreys & Watkinson¹⁰⁾が発表している。以上の文献は静的微係数に関するものがほとんどで動的微係数に関するものは皆無に等しい程少ないので、ここに敢えて発表することにした。

* 元防衛庁技術研究本部第1研究所

2. 流力微係数の求めかた

水中航走体の縦方向に関する線型化された運動方程式は、Fig.1 に示す如く航走体の内部に座標軸の原点をもち、X 軸を航走体の中心線とし、Z 軸をこれと直角下方にとった右手系の船体軸を採用すると、文献 (11) の結果をふまえて下記のように書ける。

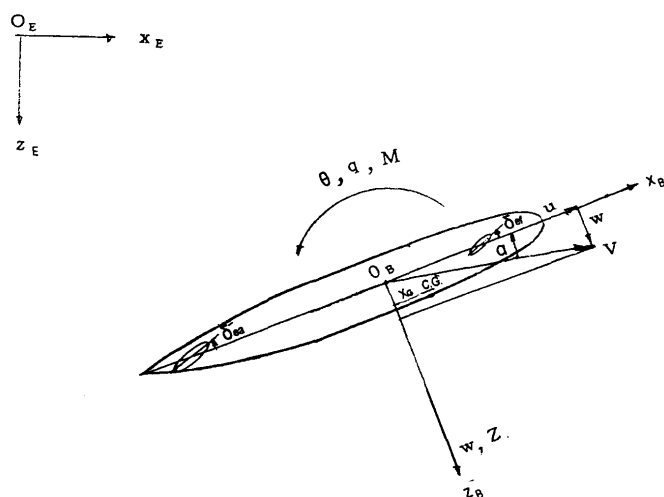


Fig.1 Definition of axes and motion coordinates
(arrows indicate positive direction)

$$\left. \begin{aligned} (m - Z_w) \dot{w} - Z_w w - (Z_q + m x_G) \dot{q} - (Z_q + m V) q - Z_0 &= -Z \\ -(M \dot{w} + m x_G) \dot{w} - M_w w + (I_y - M_q) \dot{q} - (M_q - m x_G V) q - M_\theta \theta - M_\theta &= -M \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで m は航走体の質量、 I_y は航走体の y 軸周りの慣性能率を表す。

ピュアーヒービング運動の場合、上式は

$$\left. \begin{aligned} (m - Z_w) \dot{w} - Z_w w - Z_0 &= -Z \\ -(M \dot{w} + m x_G) \dot{w} - M_w w - M_\theta &= -M \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

と書ける。前進速度一定で、 $h = -h_0 \sin \omega t$ なる運動を模型に付加した場合

$$\left. \begin{aligned} \dot{h} &= -h_0 \omega \cos \omega t = w \\ \ddot{h} &= h_0 \omega^2 \sin \omega t = \dot{w} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

であり、模型にかかる力及びモーメントが

$$\left. \begin{aligned} Z &= Z_s \sin \omega t + Z_c \cos \omega t + Z_k \\ M &= M_s \sin \omega t + M_c \cos \omega t + M_k \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

と計測されるとする。

(3)、(4) 式を (2) 式に代入し、計測された力とモーメントの $\sin, \cos$ の各係数を求め、Table 1 に示す無次元化法に従って無次元化すると

Table 1 Definition of non-dimensionalization

PHYSICAL QUALITY	DIMENSIONAL QUANTITY	NON-DIMENSIONALIZATION FACTOR	NON-DIMENSIONAL QUANTITY
ANGULAR VELOCITY	$\dot{\omega}$	$V/\nabla^{1/3}$	$\hat{\omega}$
ANGULAR ACCELERATION	$\ddot{\omega}$	$V^2/\nabla^{2/3}$	$\hat{\ddot{\omega}}$
BUOYANCY	B	$0.5 \rho g \nabla$	$\hat{B}$
FORCE	F	$0.5 \rho \nabla^{2/3} V^2$	C_F
LENGTH	L	$\nabla^{1/3}$	$\hat{L}$
LINEAR VELOCITY	V	V	$\hat{V}$
LINEAR ACCELERATION	$\dot{V}$	$V^2/\nabla^{1/3}$	$\hat{\dot{V}}$
MASS	m	$0.5 \rho \nabla$	$\hat{m}$
MOMENT	M	$0.5 \rho \nabla V^2$	C_M
MOMENT OF INERTIA	I	$0.5 \rho \nabla^{5/3}$	$\hat{I}$
TIME	t	$V/\nabla^{1/3}$	$\hat{t}$

NOTE ∇ : DISPLACED VOLUME OF NAKED HULL

V : VELOCITY

ρ : DENSITY OF FLUID

g : ACCELERATION OF GRAVITY

$$\left. \begin{aligned} Czs &= (\hat{m} - Cz\hat{w})\hat{w} \\ Czc &= Cz\hat{w} \quad \hat{w} \\ Cms &= -(Cm\hat{w} + \hat{m}\hat{x}_G)\hat{w} \\ Cmc &= Cm\hat{w} \quad \hat{w} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

を得る。これらの式から速度、加速度に関する流力微係数が求められる。

又、ピュアーピッチング運動の場合 (1) 式は

$$\left. \begin{aligned} -(Z_q + m x_G) \dot{q} - (Z_q + m V) q - Z_0 &= -Z \\ (I_y - M_q) \dot{q} - (M_q - m x_G V) q - M_\theta \theta &= -M \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

と書け、前進速度一定で、模型に $\theta = \theta_0 \cos \omega t$ なる運動を付加した場合

$$\left. \begin{aligned} \dot{\theta} &= -\theta_0 \omega \sin \omega t = q \\ \ddot{\theta} &= -\theta_0 \omega^2 \cos \omega t = \dot{q} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

なので、ピュアーヒービング運動の場合と同様の取り扱いをすれば

$$\left. \begin{aligned} Czs &= (\hat{m} + Czq)\hat{q} \\ Czc &= (Cz\hat{q} + \hat{m}\hat{x}_G)\hat{q} \\ Cms &= (Cmq - \hat{m}\hat{x}_G)\hat{q} \\ Cmc &= (Cm\hat{q} - \hat{I}_y)\hat{q} - Cm\theta_0 = \hat{q} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

が得られる。これらの式から回転速度、回転角加速度に関する流力微係数が求められる。

3. 大型強制運動試験装置

3.1 概要

本装置は大水槽曳引車に連結棒で連結される補助車台上に設置され、被試験体である模型に所要の正弦運動を行なわ

させて、その時、模型にかかる力を内臓型検力計で検出し、その結果から模型の流力諸特性を計測するものであり、模型に所要の運動を加える強制運動機構部、強制運動機構部の運動を制御する制御部、模型に加わる力を検出する検力計及び検力計からの電気信号を処理するデータ処理部により構成されている。その全体図を Fig.2 に示す。

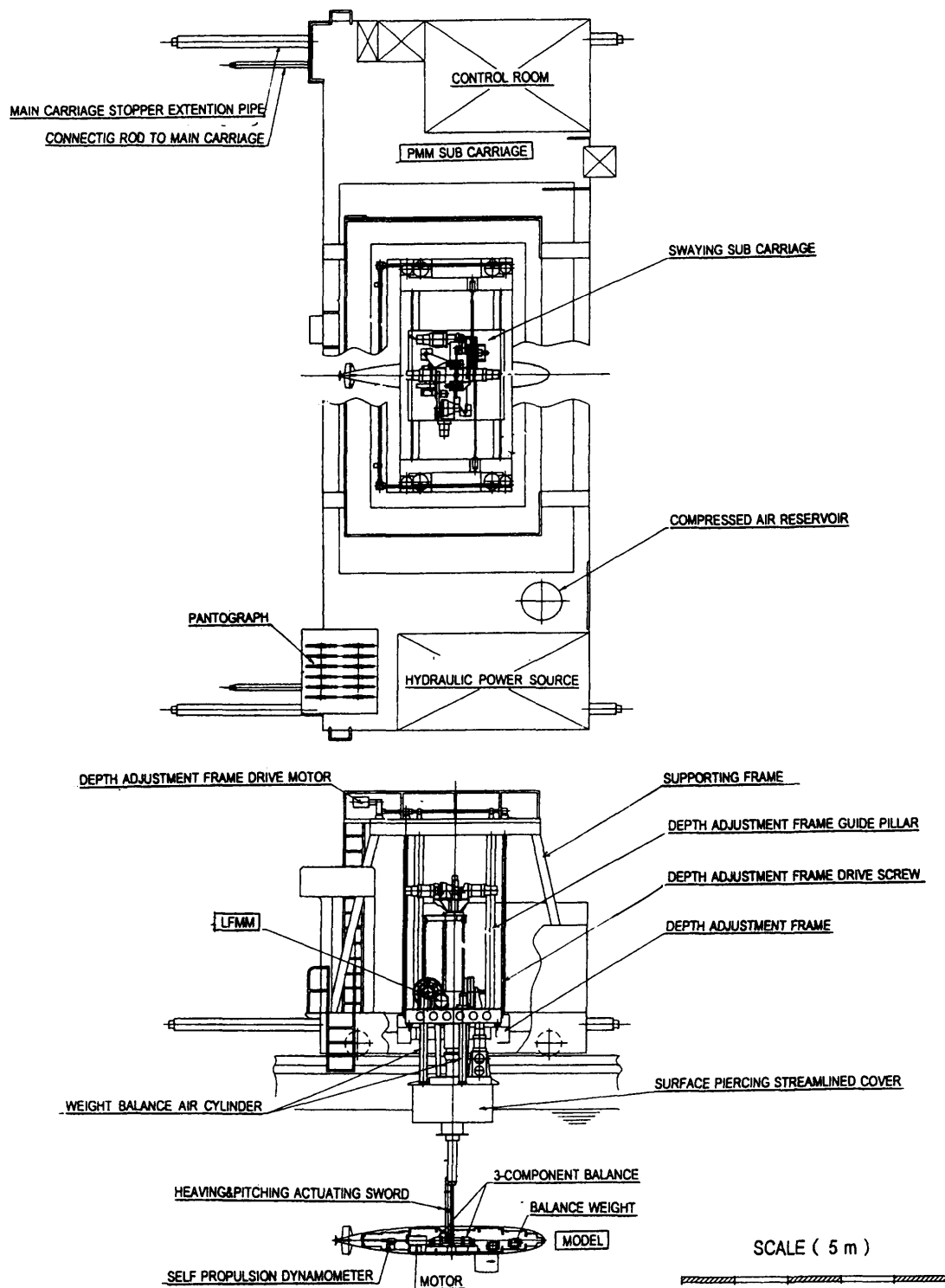


Fig.2 Schematic arrangement of large forced motion mechanism

本装置の主要な性能はヒービング及びスウェーイング運動の直線運動にかんしては振幅 0.7m、最大速度 0.5m/s、精度 $\pm 0.5\text{mm}$ 、ピッチング、ヨーイング及びローリング運動の回転運動に関しては振幅 30° 、最大角速度 1rad/s 、精度 $\pm 0.1^\circ$ で、周波数範囲は5種類の運動共 $0.05\sim 0.3\text{Hz}$ である。又ヨーイング運動に関する静的試験のヨー角は $\pm 180^\circ$ と設定できる。

装置全体の計画に当たっては、曳引車走行時レールの歪により生ずる振動を考慮に入れて、長さ 4m、重量 5000N の模型を取りつけた時の固有振動数が 10Hz 以上を目標とした。

3.2 強制運動機構部

本機構部は補助車台の一部である台形状の支持枠に取り付けられた4本のガイドパイプと駆動ネジによって上下位置を調整できる深度調整枠上に設置され、供試模型にヒービング、スウェーイング、ピッチング、ヨーイング及びローリングの5種類の運動方向に関して各独立に或いは連成させて正弦運動を与えるもので、その機構の概要を Fig.3 に示す。深度調整枠の移動可能距離は最大 3.2m である。

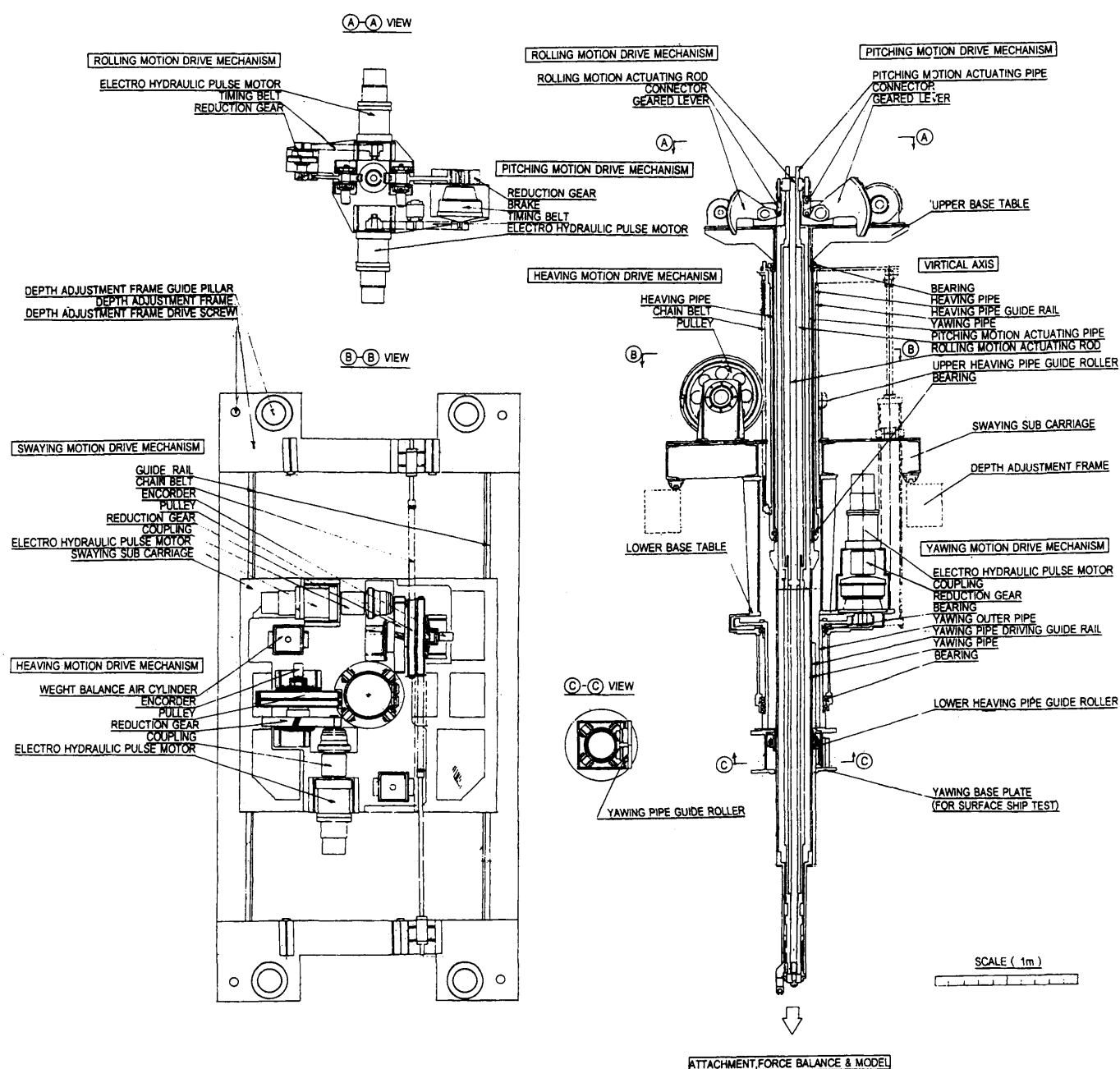


Fig.3 Schematic plan of large forced motion mechanism

5 種類の運動は各独立した駆動機構によって生成される。スウェーイング運動は深度調整枠上のガイドレール上をスウェーイング運動するスウェーイングサブキャリッジ上に設置されたスウェーイング駆動機構によって生成される。ヒービング運動はスウェーイングサブキャリッジ上に設置されたヒービング駆動機構によって駆動されるヒービングパイプによって、ヨーイング運動はスウェーイングサブキャリッジ下方に設置されたヨーイング駆動機構によって生成されヒービングパイプ内部のヨーイングパイプを介して模型に伝えられる。ピッチング運動及びローリング運動はピッチングパイプ上部に取り付けられた上部ベース板上に設置されたピッチング駆動機構、ローリング駆動機構によって生成されヨーイングパイプ内の各駆動パイプを介して模型に伝達される。

ヒービングパイプの重量はスウェーイングサブキャリッジ上に取り付けられた 2 本のエアシリンダーによってバランスするようにした。エアシリンダーの空気は補助車台上の気蓄筒により供給される。

各駆動機構部は駆動源である駆動モーターの回転運動を減速機で減速した後、直線運動に関してはプーリー及びチェーンベルトを用いて、回転運動に関してはギヤーを介して、駆動部分の動きを伝える方式をとった。駆動モーターとしては最大出力 5kW の富士通製電気油圧式ステップモーター 3SSSS 型を採用した。(現在は 10kW の交流サーボモーターに更新されている。)

ヨーイングパイプは水面を貫通するので断面が流線型の水切覆がヨーイングベース板に取り付けられている。更に Fig.3 には割愛したがヨーイングパイプ先端部にはウエッジ形状の渦流吸込金具が取り付けられるようにしてある。渦流の吸い込みは補助車台上の吸水ポンプにより行われる。

ヨーイングパイプ最下端は試験内容に応じて使用されるジンバルあるいはスワードを介して検力計に接続される。

又、水上船の試験をする場合は模型のヒービング及びピッチング運動は自由で、ヨーイング及びローリング運動を拘束する水上船用ヨーイングガイドアームをヨーイングベース板に取り付けて行う。

3.3 制御部

制御部は運動機構部の電気油圧ステップモーター用の油圧を発生する油圧装置とステップモーターの駆動部に制御パルスを送るパルス信号制御部により構成されている。

油圧装置は市販品であり、その制御は特に変わった所がないので説明は割愛する。

パルス信号制御部は電気油圧ステップモーターを駆動させるパルス発生器、発生されたパルスをパルスモーターを 3-2 相励磁制御するためのパルスに変換するパルス変換器

(市販品) からなっている。

パルス発生器はデジタルスイッチで設定された各運動の周期、振幅を持った正弦波に対応したパルス列を発生させるもので絶対値型のロータリーエンコーダーによって運動量を検出、表示させると共に制御パルスと運動量間の位相遅れ量を演算、表示させ、遅れ調整用のデジタルスイッチによって位相量をプリセットして各運動量間の位相差を補正することが出来る。又、基準となる運動量より 2π 及び $\pi/2$ 毎の位置を演算検出し、データ処理部の積分加算器にパルスを出力する機能をもっている。また、ヨーイング運動に関する静的試験を行う時はエンコーダーを手動移動させ零サーボ追従を行いヨー角を $\pm 180^\circ$ の範囲で設定出来るものとした。

運動量表示及び位相遅れの表示、調整は直線運動については 0.1mm 単位、回転運動については 0.1° 単位である。

3.4 検力計

試験目的に応じて検力計及び検力計を試験装置に取り付けるアタッチメントは選ばれる。代表的な検力計である 3 分力計を Fig.4 に示す。3 分力計の材料はすべて不銹材であり、100mm 角の力検出ブロックは焼青銅製で一材削り出しとした。力の検出はストレインゲージを用い 4 ゲージ法で結線した。

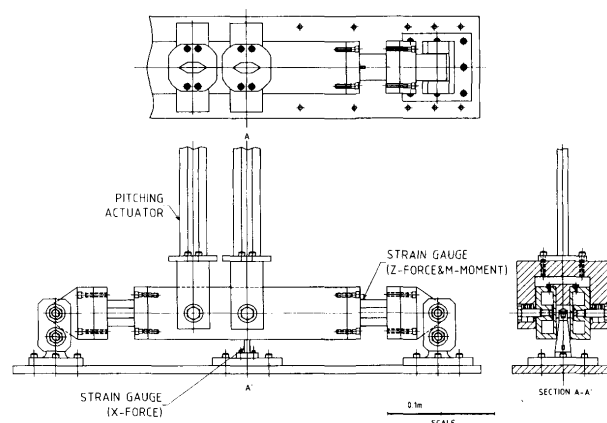


Fig.4 Typical 3-component balance

Fig.3 に示した構造の 3 分力計は原理的にモーメントと X 力の出力の間に干渉があると考えられるので、次の方法によって干渉を除去するようにした。

検定付のウェイトを使用したキャリブレーションにより感度をもとめるが、真の値と計測値に夫々 t 、 m の下添え字をつけるとすると、これらの間は一次近似の感度マトリックスを用いて

$$\begin{pmatrix} X_m \\ Z_m \\ M_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{xx} & 0 & k_{xm} \\ 0 & k_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & k_{mm} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_t \\ Z_t \\ M_t \end{pmatrix} \quad (9)$$

と書き表せる。これより

$$\begin{pmatrix} X_t \\ Z_t \\ M_t \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{k_{xx}} & 0 & \frac{-k_{xm}}{k_{xx}k_{mm}} \\ 0 & \frac{1}{k_{zz}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{k_{mm}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_m \\ Z_m \\ M_m \end{pmatrix} \quad (10)$$

が得られる。

動的試験を実施するためには検力計には必要な感度と十分な剛性を持たせる必要がある。Fig.3 に示した 3 分力計の力検出ブロックは定格 2500N、許容過負荷 200%、精度 0.2% で、その剛性は $5.278 \times 10^5 \text{ N/m}$ である。

3.5 データ処理部

検力計からの出力信号はストレインメーターで増幅後、積分加算器で処理された後、並列直列変換器でデジタル化され、他のデジタル信号と共に記録器に出力される。他のデジタル信号は回転機の回転数及び諸設定値である。

積分加算器は静的試験用と動的試験用の回路よりなる。静的試験用回路は設定時間間の信号の平均値を求めるためのもので、動的試験用回路は Strom-Teyssen と Chisett により提案された¹²⁾積分加算法にもとづいたものである。即ち正弦波入力に対する出力を入力波と同相と異相に分け、その結果を用いて流力微係数を算出する手法で、出力信号の分離は出力信号を入力信号の 1/4 周期間で積分し、その加減算によって求める方法である。

データ処理の効率化のため以上の信号処理を行う積分加算器が製作された。その概要を Fig.5 に示した。

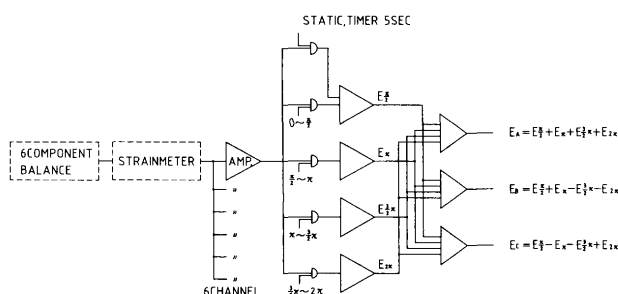


Fig.5 Block diagram of analyzer

4. 水槽試験

4.1 供試模型

水槽試験に供した模型は 37 個で、その形状は断面が円形で軸対象の水中航走体の模型である。それらの主要目録の統計値を Table 2 にとりまとめて示す。

模型の形状は大別すると S 型、T 型、M 型の 3 種類になる。Fig.6 に図示するように S 型は形状が流線形のもの、T 型は平行部長が長く、長さ直径比 L/D の大きいもの、M 型は平行部長が短く L/D が小さくかつ大きい TAIL CUT を持つものである。

以下に示す図の中、マークが混在し、特にことわりが無い場合は S 型に関するものは○印で、T 型に関するものは□印で、M 型に関するものは◇印で示した。

又、模型状態を示す記号は H はハルを、R は舵を、P はプロペラを示すものとする。

Table 2 Statistical values of model principal particulars

	L(m)	D(m)	$\nabla(\text{m}^3)$	L/D	Cp	(L/D) _{Eq}
Minimum	1.500	0.168	0.052	2.91	0.531	2.99
Maximum	5.000	0.800	1.125	14.07	0.953	12.37
Mean	2.170	0.419	0.328	7.09	0.715	6.79
Std Deviation	1.080	0.115	0.232	3.27	0.130	3.15

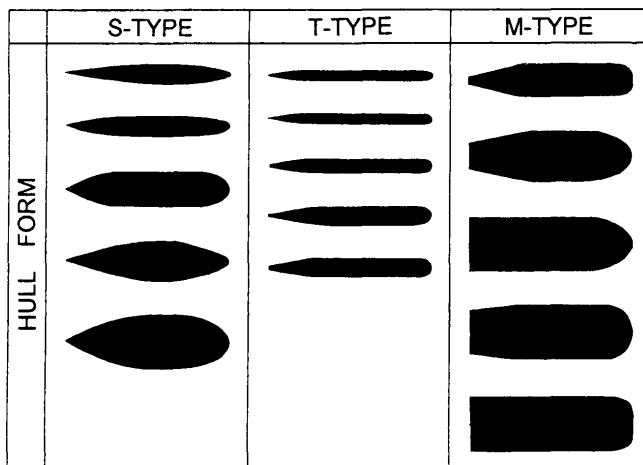


Fig.6 Classification of hull forms

4.2 試験方法の検討

長水槽で水中航走体の縦方向の運動性能に関して行う模型試験は大別すると、仰角あるいは舵角の変化にもとづく流力係数を求めるための静的 3 分力試験、運動変数の変化にもとづく流力係数を求めるための動的 3 分力試験及び前進方向の加速度に起因する流力係数を求めるための加速試験の 3 種類になる。

縮尺模型を用いて水中航走体の試験を行う場合に問題になるのは自由表面の影響がでない没水深度、縮尺影響が無視できる前進速度、強制運動の振幅、周期、更に推進器としてプロペラを採用している水中航走体ではプロペラの有無、その回転数であると考えられる。

没水深度については Pond¹³⁾, Weinblum¹⁴⁾, Hoerner¹⁵⁾の発表した文献を参考にして、深度と全抵抗係数の関係を求めるために実施した試験結果を取り纏めた Fig.7 から判断した。即ち、標準的な没水深度は模型中心線が水面下 2.0m 以上と定めた。

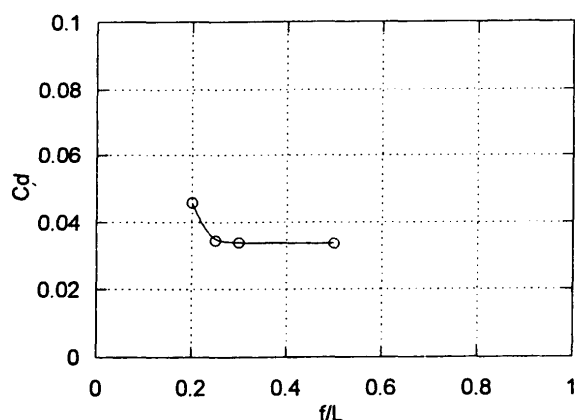


Fig.7 Effect of immersion on drag coefficient
(M.T.=S, M.C.=HSR, L=4.000m, $Rn=1.026 \times 10^7$)

前進速度については抵抗値の観点からはレイノルズ数が 1.0×10^7 に相当する速度以上が好ましいと求められている¹⁶⁾ が、レイノルズ数を変化させて行った静的3分力試験の結果を取り纏めた Fig.8 からレイノルズ数が 0.7×10^6 以上の速度ならば静的流力微係数はほぼ一定値になることと、推進性能関係のデータとしても使用し得るよう、又試験装置の安全性も考慮して $Rn=1.0 \times 10^7$ に相当する速度を基準の速度とした。

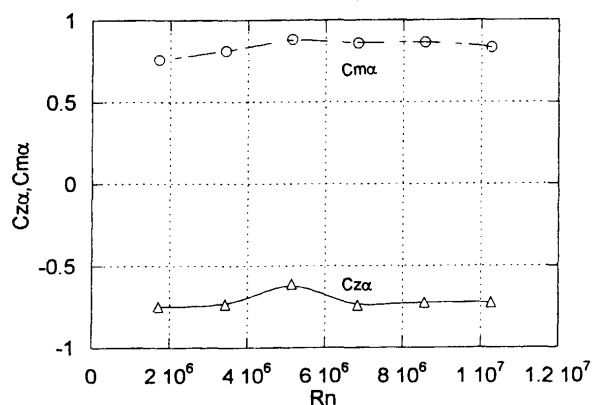


Fig.8 Effect of Reynolds number on static hydrodynamic derivatives (M.T.=S, M.C.=HSR, L=4.000m $f/L=0.5$)

プロペラの装着の問題についてはプロペラ有り、無しの状態について静的及び動的試験をした結果をそれぞれ Fig.9 及び Fig.10 に図示した。Fig.9 からプロペラ付の模型状態の場合プロペラ無しの模型状態にくらべてプロペラ回転数を上げるに従って、仰角効果を表わす $Cz\alpha$ は大きくなり $Cm\alpha$ は小さくなり、又横舵効果を表す $Cz\delta_{ea}$ 及び $Cm\delta_{ea}$ は共に大きくなる傾向がみられる。なお図中の S.P.P. は自航点を示す。更に Fig.10 から回転角速度に関する Czq 及び Cmq はプロペラ回転数を上げると大きくなり、直線加速度、回転加速度に関する流力微係数はプロペラ付に関するものはプロペラ回転数に関係なく、プロペラ無しに関するものより僅かに小さい傾向が見られる。以上のことからプロペラの有無が流力微係数に影響することが分かる。

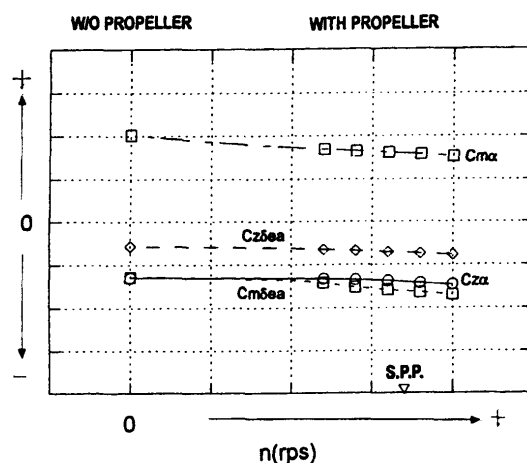


Fig.9 Effect of number of revolution of propeller on static hydrodynamic derivatives (L=4.000m, $D_p/D=0.431$)

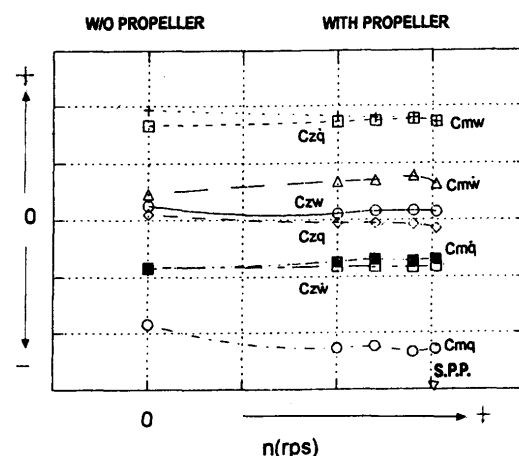


Fig.10 Effect of number of revolution of propeller on dynamic hydrodynamic derivatives (L=4.000m, $D_p/D=0.431$)

次に前記の模型に直径を変化させた 4 ケのプロペラを付け、静的及び動的試験を行い、その結果をそれぞれ Fig.11、Fig.12 に示す。Fig.11 からプロペラ直径を大きくすると $Cz\alpha$

は大きくなり、 $Cm\alpha$ は小さくなることが知れる。この傾向は、舵が無い場合にはそれほど顕著ではない。このことはプロペラ直径が直前にある舵に影響を少なからず与えていることを示している。Fig.12 からプロペラの直径が大きくなると回転角速度に関する流力微係数は大きくなり、回転角速度、加速度に関する流力微係数は $Cz\dot{q}$ を除いてプロペラ直径に関係なくほぼ一定であることが分かる。

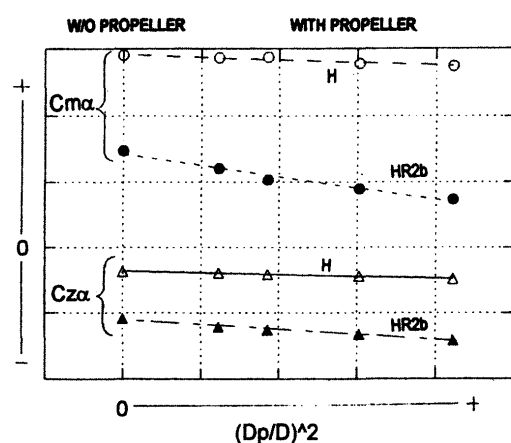


Fig.11 Effect of propeller diameter on static hydrodynamic derivatives

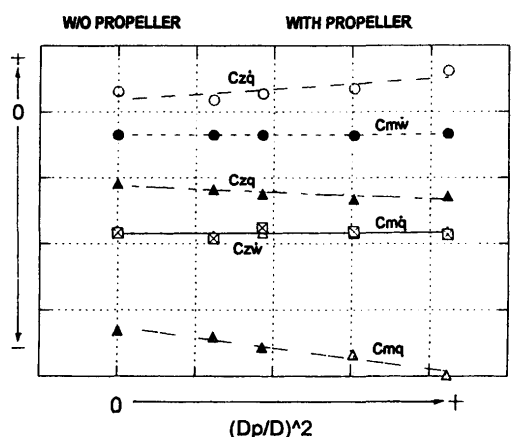


Fig.12 Effect of propeller diameter on dynamic hydrodynamic derivatives

以上のことからプロペラの有無が流力微係数に少なからぬ影響を与えよう。

動的試験を行う時の正弦運動の振幅は、静的試験で仰角と力及びモーメントの流力係数の関係が直線的な仰角の範囲が3ないし5度なので、この範囲の値とした。試験は周期に係わらず仰角は一定として実施した。Table 2 に仰角を3°と5°とした場合の流力微係数の比較表を示す。この表から仰角を3°と5°と変えても流力微係数に及ぼす影響には統一的な傾向はみられない。むしろ実験の精度がこの程度である

ことを示すと考えられる。今後の詳細な検討が求められる。

動的試験における周期は前進速度及び仰角が一定とすると、周期と振幅は比例関係にある。周期の下限は水槽主曳引車の定速走行可能時間より決まり、上限は運動機構部の能力より決まる。具体的には周期は約1秒から約3秒の間で数種類変化させて試験をおこなった。Fig.13 に示すように、すべての流力微係数について、周期が長い範囲では無次元化された運動変数の変化と、対応する力およびモーメントの無次元値の変化の関係は直線的であるが、周期が短くなると非直線性が顕著になってくる。この傾向は速度、角速度に関するものについてみられる。非直線性が顕著化する周期はハル形状、模型状態によって異なる。

模型の長さは以上の条件の他、推進性能関係の試験にも供し得ること、取り扱いの容易さ、経費を考えて4mを標準と定めた。又、検力計は基本的にハルの浮心まわりのモーメントが直接計測できる位置に取り付けている。

Table 3 の表からみて模型試験結果から求めた流力微係数の精度は10%位と考えられ事実、流力微係数の精度には模型の製作度、検力計の精度、検力計の取り付け精度、ストレインメーターの精度、積分加算器の精度、並列直列変換器の精度、強制運動試験装置の精度、水槽の状態、試験計測者の資質等が関係するので精度を向上させるには十分な配慮が必要である。

Table 3 Example of effect of amplitude on hydrodynamic derivatives

MODEL CONFIGURATION		NAKED		ALL APPENDED	
θ_0		3°	5°	3°	5°
HYDRODYNAMIC DERIVATIVE	C_{zw}	-0.221	-0.202	-0.847	-0.846
	$C_{z\dot{w}}$	-1.852	-1.882	-1.852	-1.821
	C_{zq}	-0.283	-0.460	-0.618	-1.141
	$C_{z\dot{q}}$	-0.107	-0.090	-0.756	-0.724
	$C_{m\omega}$	1.286	1.386	0.612	0.713
	$C_{m\dot{\omega}}$	0.107	0.123	-0.513	-0.362
	C_{mq}	-0.452	-0.443	-3.070	-3.278
	$C_{m\dot{q}}$	-1.542	-1.480	-1.610	-1.681

以上の検討を踏まえて行った水槽試験結果の例を Fig.13 にとりまとめて示した。

なお、本論文ではモーメントに関する流力微係数はハル単体の浮心に関するものである。

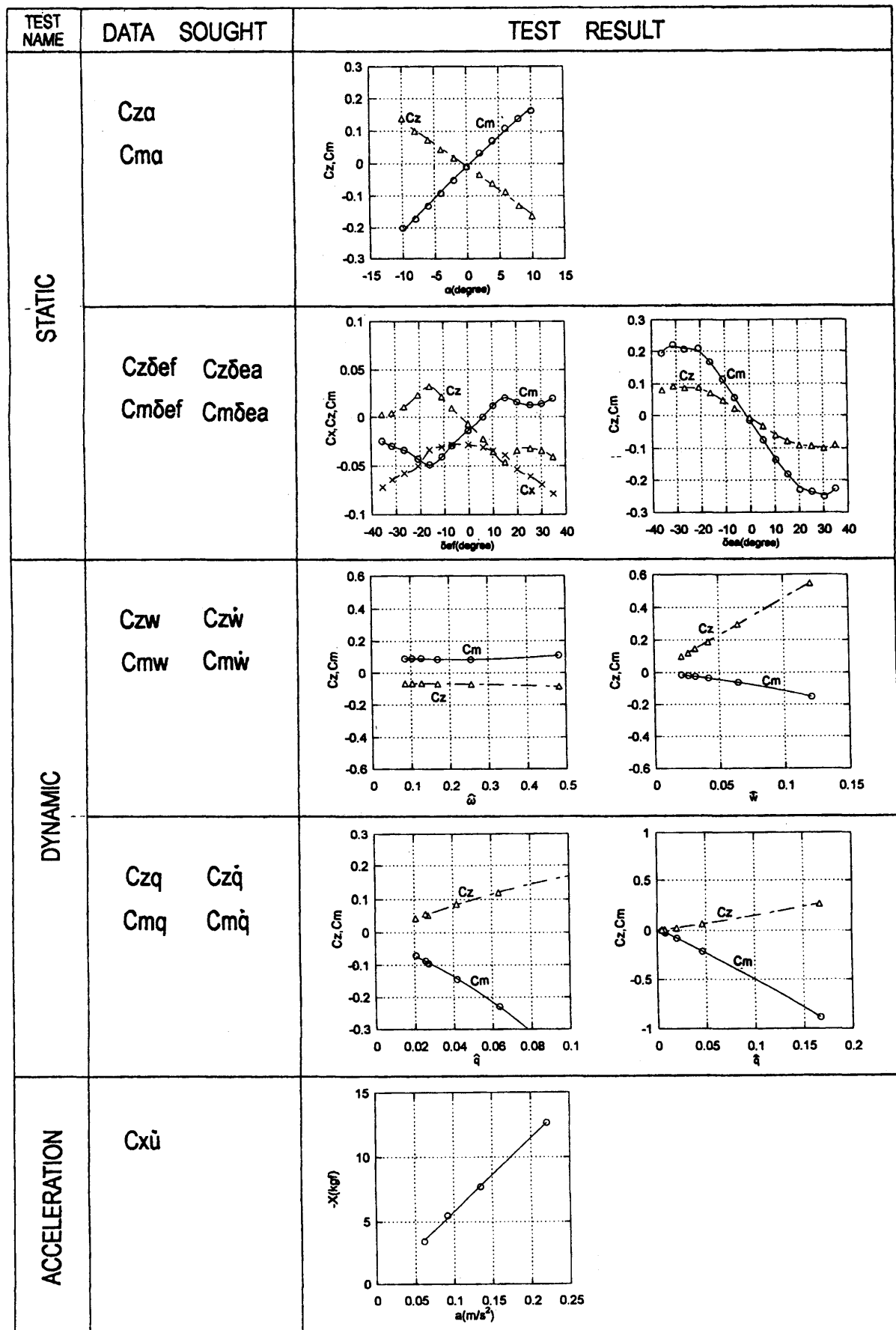


Fig.13 Example of test results

4.3 静的試験結果と動的試験結果の比較

静的試験で求められる仰角変化に関する流力微係数 $Cz\alpha$ 及び $Cm\alpha$ と動的試験で求められる Czw および Cmw は、静的試験では模型に仰角を静的につけて求めるのに対し動的試験では仰角を正弦的に変化させて求めるもので本質的には同じものである。その比較をするために、裸殻及び付加物付の模型についてのこれら諸係数をとりまとめて Fig.14 に図示した。

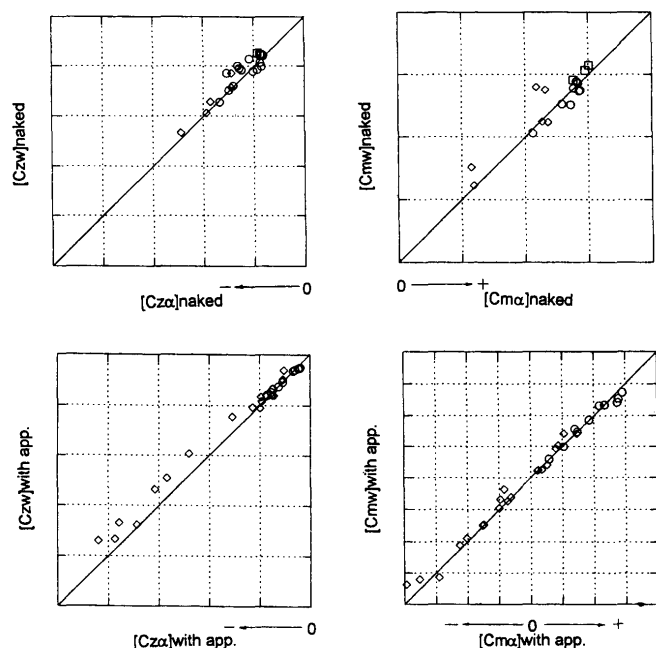


Fig.14 Comparison between static and dynamic test results of linear velocity derivatives

この図から静的試験結果と動的試験結果は試験を行った周波数の範囲では付加物付のM型を除いてほぼ一致するといえよう。

静的試験では静歪計を用いて零位法で計測したので計測値は動的試験によって得たものより遥かに精度のよいものと考えられる。以上のことは動的試験の信頼性を担保するものであると考えてよいであろう。

4.4 船体座標系の原点が移動した場合の流力微係数の換算法

縮尺模型試験では座標軸の原点を希望する位置で実施することが不可能な場合がある。この場合得られた流力微係数を希望する原点に関するものに換算する方法について述べる。

原点1が Δr だけ離れた原点2に移ったとし、それぞれの原点に関する諸量に下添え字1及び2をつけると、

$$\left. \begin{aligned} F_{H,1} &= F_{H,2} \\ M_{H,2} &= M_{H,1} - \Delta r F_{H,1} \\ V_2 &= V_1 + \tilde{\omega}_1 \Delta r \\ \dot{V}_2 &= \dot{V}_1 + \tilde{\omega}_1 \bullet \Delta r + \tilde{\omega}_1 \tilde{\omega}_1 \Delta r \\ \omega_2 &= \omega_1 \\ \dot{\omega}_2 &= \dot{\omega}_1 \end{aligned} \right\} (11)$$

であるから、これらを流力微係数を示す下記の(12)、(13)式に代入し、

$$F_H = \frac{\partial F}{\partial v} V + \frac{\partial F}{\partial \dot{v}} \dot{v} + \frac{\partial F}{\partial \omega} \omega = \frac{\partial F}{\partial \dot{\omega}} \dot{\omega} + \frac{\partial F}{\partial \delta} \delta \quad (12)$$

$$M_H = \frac{\partial M}{\partial v} V + \frac{\partial M}{\partial \dot{v}} \dot{v} + \frac{\partial M}{\partial \omega} \omega + \frac{\partial M}{\partial \dot{\omega}} \dot{\omega} + \frac{\partial M}{\partial \delta} \delta \quad (13)$$

上添え字Tは転置行列を示すものとする $\omega = (p, q, r)^T$ のとき $\tilde{\omega}$ は次の如く定義されるマトリックスを表すものである。

$$\tilde{\omega} = \begin{pmatrix} 0 & -r & q \\ r & 0 & -p \\ -q & p & 0 \end{pmatrix} \quad (14)$$

更に、 $\Delta r = (\Delta x, 0, \Delta z)^T$ として、その結果を Table 1 に示す無次元化の定義に従って無次元化すると

$$\left. \begin{aligned} [Czw]_2 &= [Czw]_1 \\ [Cmw]_2 &= [Cmw]_1 - \Delta z [Czw]_1 + \Delta x [Czw]_1 \\ [Czq]_2 &= [Czq]_1 - \Delta z [Czu]_1 + \Delta x [Czw]_1 \\ [mq]_2 &= [mq]_1 + \Delta x \{ [Czq]_1 + [Cmw]_1 \} - \Delta z \{ [Czq]_1 + [Cmu]_1 \} \\ &\quad + (\Delta x)^2 [Czw]_1 - \Delta x \Delta z \{ [Czu]_1 + [Czw]_1 \} + (\Delta z)^2 [Czu]_1 \\ [Cz\dot{w}]_2 &= [Cz\dot{w}]_1 \\ [Cm\dot{w}]_2 &= [Cm\dot{w}]_1 - \Delta z [Cz\dot{w}]_1 + \Delta x [Cz\dot{w}]_1 \\ [Cz\dot{q}]_2 &= [Cz\dot{q}]_1 - \Delta z [Cz\dot{u}]_1 + \Delta x [Cz\dot{w}]_1 \\ [Cm\dot{q}]_2 &= [Cm\dot{q}]_1 + \Delta x \{ [Cz\dot{q}]_1 + [Cm\dot{w}]_1 \} - \Delta z \{ [Cz\dot{q}]_1 + [Cmu]_1 \} \\ &\quad + (\Delta x)^2 [Cz\dot{w}]_1 - \Delta x \Delta z \{ [Cz\dot{u}]_1 + [Cz\dot{w}]_1 \} + (\Delta z)^2 [Cz\dot{u}]_1 \\ [Cz\delta]_2 &= [Cz\delta]_1 \\ [Cm\delta]_2 &= [Cm\delta]_1 - \Delta z [Cz\delta]_1 + \Delta x [Cz\delta]_1 \end{aligned} \right\} (15)$$

を得る。

4.5 縮尺模型水槽試験結果と実船試験結果の比較

実船の流力微係数は同定の手法により求められるが、精度に問題があるので、比較には潜水船独特の静的2分力試験により求められたものを採用することにした。

実船における静的2分力試験は以下に述べる方法によって行われる。即ち一定深度、一定速度で定常航走をした後、姿勢角、潜舵角、横舵角のいずれかを変化させて再び定常航走になるようにバラストタンク及びトリムタンクの注排水及び移水を行い、その時の船の姿勢角、舵角、注排水量及び移水量を計測して、その結果から姿勢角或いは舵角の変化に

対するリフト及びモーメント係数が求められる。この試験結果から得られる流力微係数は WIND AXIS に関するもので、水槽試験結果によるものは、この座標軸に関するものに換算した。

Fig.15 に模型試験及び実船試験から求められた流力微係数の相関関係をまとめて図示した。これらの図から両試験結果の間にはレイノルズ数に大きな差があるにも拘わらず相当よい相関関係があることが分かる。

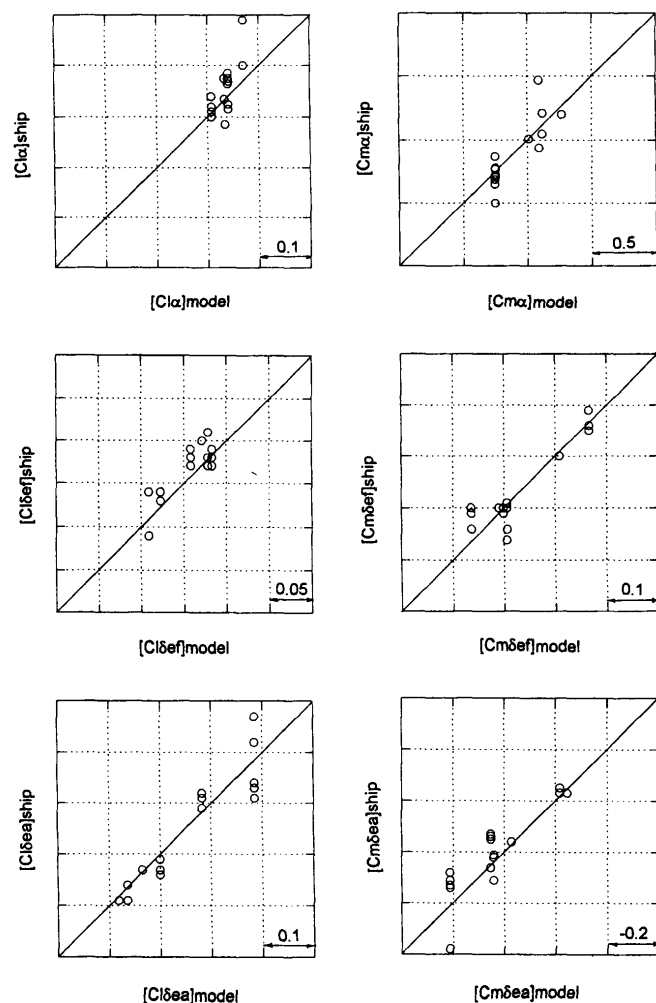


Fig.15 Comparison between model and ship test results of linear velocity and control surface effectiveness derivatives

5. 水槽試験結果を利用した流力微係数の推定法

5.1 推定法の基本的考え方

推定法の基本的な考え方は水中航走体全体の流力特性は要素自体の特性と要素間の相互干渉にもとづく特性の和であると考え、この考え方に立脚して試験結果を取りまとめることにする。この考え方を付加物が舵、及びプロペラの水中航走体を例にとって Fig.16 に図示した。

GEOMETRICAL	
SYMBOLICAL	$HRP = H + R + P$
HYDRODYNAMICAL	$[C_{ij}]_{HRP} = [C_{ij}]_H + ([C_{ij}]_R + [C_{ij}]_{R(H)} + [C_{ij}]_{H(R)}) + ([C_{ij}]_P + [C_{ij}]_{P(H)} + [C_{ij}]_{P(R)} + [C_{ij}]_{H(P)} + [C_{ij}]_{R(P)})$

Fig.16 Decomposition of configuration

上記の考え方に従って流力微係数 $[C_{ij}]$ を書き下すと次のようになる。 $[C_{ij}]$ はダミーの流力微係数で、Cは続く2つの下添え字に関する無次元の流力微係数を、下添え字の一字目は力又はモーメントを、二字目は運動変数を表すものである。

$$[C_{ij}]_{HRP} = [C_{ij}]_H + [C_{ij}]_R + [C_{ij}]_{R(H)} + [C_{ij}]_{H(R)} + [C_{ij}]_P + [C_{ij}]_{P(H)} + [C_{ij}]_{P(R)} + [C_{ij}]_{H(P)} + [C_{ij}]_{R(P)}$$

ここで流力微係数の下添え字は要素の略字であり、要素が2つある場合は括弧の内の要素の特性が他の要素の特性に影響を及ぼすことを示している。実験で上式の各項を求めることは、特別の場合を除き現実的で無いので、実験値を利用し易いようにとりまとめると、

$$[C_{ij}]_{HSR} = [C_{ij}]_H + \{ [C_{ij}]_{HR} - [C_{ij}]_H \} + \{ [C_{ij}]_{HRP} - [C_{ij}]_{HR} \} \quad (16)$$

と形式的に表現できる。

上式をさらに基準的流力微係数で正規化すると

$$[C_{ij}]_{HRP} = [C_{ij}]_H + \frac{[C_{ij}]_{R(H)} + [C_{ij}]_{H(R)}}{[C_{ij}]_{R,B}} [C_{ij}]_{R,B} + \frac{[C_{ij}]_{H(P)} + [C_{ij}]_{P(H)} + [C_{ij}]_{P(R)} + [C_{ij}]_{H(P)} + [C_{ij}]_{R(P)}}{[C_{ij}]_{P,B}} [C_{ij}]_{P,B} \quad (17)$$

$$= [C_{ij}]_H + [K_{ij}]_R [C_{ij}]_{R,B} + [K_{ij}]_P [C_{ij}]_{P,B}$$

と書き表される。ここで $[C_{ij}]_{R,B}$ 、 $[C_{ij}]_{P,B}$ は舵及びプロペラ単独の平行流中の基準的特性を表すものであり、 $[K_{ij}]_R$ 、 $[K_{ij}]_P$ は舵及びプロペラの干渉係数を表すものである。

5.2 ハルの流力微係数

細長型回転体の形状を定める主要な係数は C_p と L/D である。細長型回転体の流力係数には付加質量が大きく関係し¹⁷⁾、その値は L/D に大きく依存していること、POINTED TAILの回転体の付加質量係数は長さと同様の等しい回転楕円体の付加質量係数と略等しいこと¹⁸⁾、を考えて、資料の

$$\text{とりまとめに当たっては } \left(\frac{L}{D} \right)_{eq} = \sqrt{\frac{\pi L^3}{6V}}$$

と定義される等価な $(L/D)_{eq}$ を使用することにした。各流力微係数と $(L/D)_{eq}$ の関係をとりまとめて Fig.17 に図示する。また、図中のカーブは $(L/D)_{eq}$ の2次式で次の様に近似される。

$$\left. \begin{aligned} [Cz\alpha]_H &= -0.51671 - 0.1727(L/D)_{eq} - 0.00024342(L/D)_{eq}^2 \\ [Cz\dot{w}]_H &= -1.0645 - 0.13904(L/D)_{eq} + 0.0070363(L/D)_{eq}^2 \\ [Czq]_H &= -0.14395 - 0.057213(L/D)_{eq} + 0.00018164(L/D)_{eq}^2 \\ [Cz\dot{q}]_H &= 0.079 - 0.036844(L/D)_{eq} + 0.00044466(L/D)_{eq}^2 \\ [Cm\alpha]_H &= 0.92749 + 0.079205(L/D)_{eq} - 0.0025531(L/D)_{eq}^2 \\ [Cm\dot{w}]_H &= -0.24809 - 0.056639(L/D)_{eq} - 0.0028555(L/D)_{eq}^2 \\ [Cmq]_H &= -0.30285 + 0.012239(L/D)_{eq} - 0.0027666(L/D)_{eq}^2 \\ [Cm\dot{q}]_H &= -0.4472 + 0.11216(L/D)_{eq} - 0.035975(L/D)_{eq}^2 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

理想流体中で回転体の仰角の変化にもとづくモーメントは Munk¹⁷⁾によって付加質量係数 k_1 , k_2 を用いて次のように求められているので

$$M = \frac{\rho}{2} V^2 \nabla (k_2 - k_1) \sin 2\alpha \quad (19)$$

これを流力微係数の形に直すと

$$Cm\alpha = 2(k_2 - k_1) \quad (20)$$

となる。この値と実験値の比を求め、グラフ化したものを Fig.18 に示す。

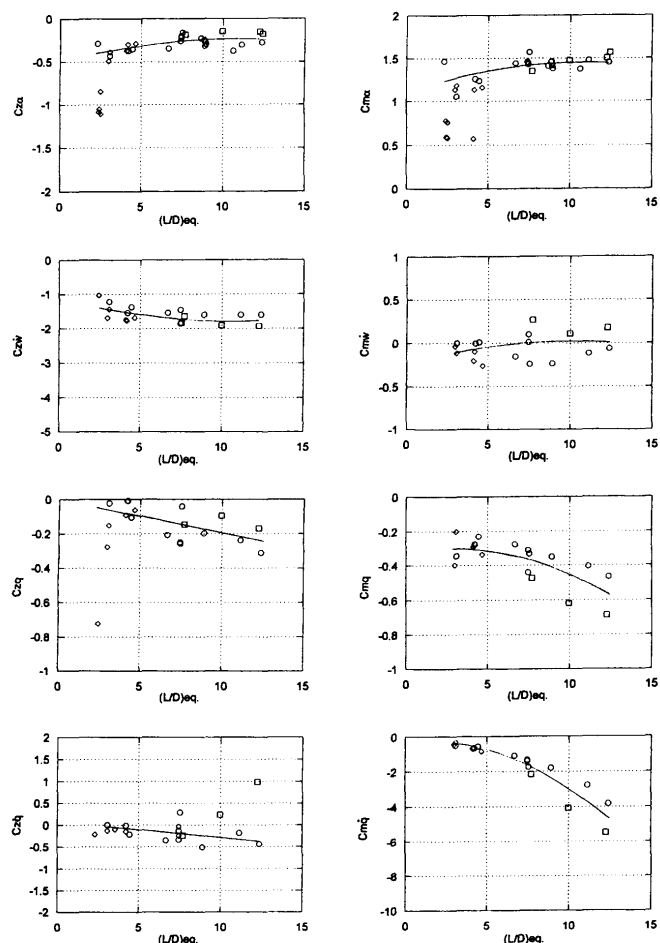


Fig.17 Relationship between hydrodynamic derivatives of hull and equivalent length to diameter ratio of hull

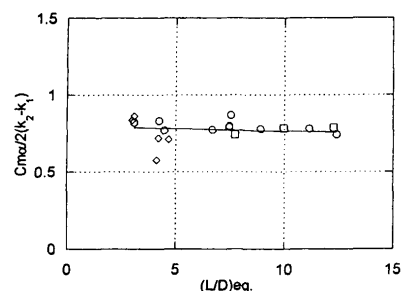


Fig.18 Variation of destabilizing moment ratio with equivalent length to diameter ratio of hull

この図からこの比は $(L/D)_{eq}$ が大きくなると小さくなる傾向があるが、ほぼ一定であることが知れる。その平均値は 0.758 である。計測値が理想流体中の値より小さいのは摩擦によって生ずる渦にもとづく揚力による STABILIZING MOMENT があるからと考えられている。

即ち、理想流体中で仰角の変化によって発生するモーメントを M_i 実験値を M 、その時発生する揚力に対応する Z 力が浮心より $Lz\alpha$ の所に作用するとすると

$$M = M_i - Lz\alpha \times Z \quad (21)$$

と書ける。更にこの式を無次元化し、モーメントに関する流力微係数に書き直すと

$$Cm\alpha = Cm\alpha_i - Clz\alpha \times Cz\alpha \quad (22)$$

となる。 $Clz\alpha$ を Fig.19 に $(L/D)_{eq}$ ベースに図示した。また図中の曲線は

$$Clz\alpha = 0.5450 + 0.12887(L/D)_{eq} \quad (23)$$

と書き表せる。又 $Lz\alpha$ と全長 L の比を求めて示したものが Fig.20 である。図中の曲線は

$$Lz\alpha/L = 0.76598 - 0.0018842(L/D)_{eq} \quad (24)$$

と書きあらはされるが Fig.20 から巨視的に考えてハルの揚力は先端から全長の約 77%の位置に発生しているのであろうと推測される。

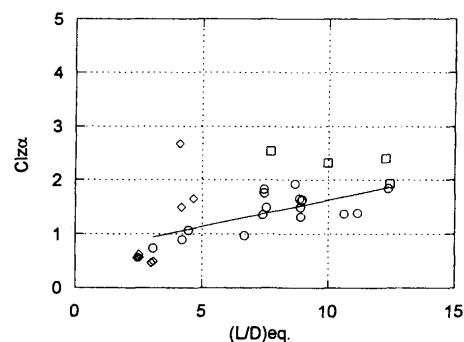


Fig.19 Variation of non dimensional lift position with equivalent length to diameter ratio of hull

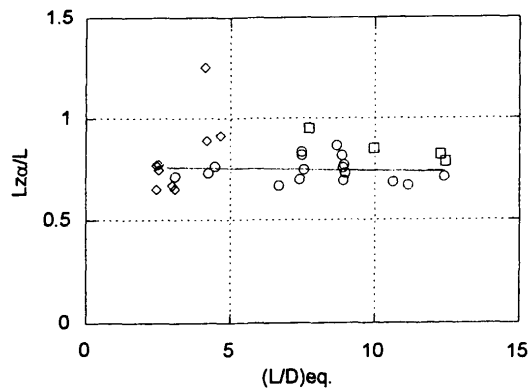


Fig.20 Variation of lift position with slender ratio in static test

加速度、回転角加速度に関する流力微係数も Lamb¹⁹⁾の求めた付加質量係数で近似的に表現出来る。

$$Z\dot{w} = -\rho \nabla \times k_2 \quad (25)$$

であるから、理想流体中の流力微係数は次の様に書ける。

$$Cz\dot{w}, l = -2k_2 \quad (26)$$

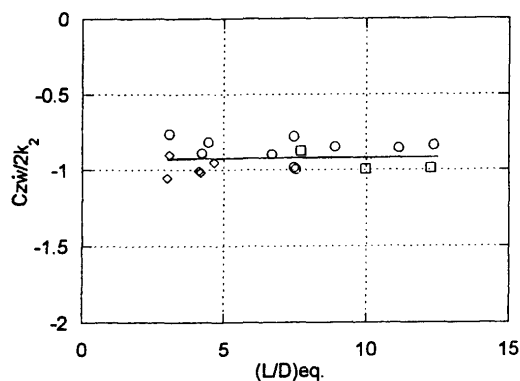


Fig.21 Variation of vertical virtual mass ratio with slender ratio

上記の値と実験値の比をとって Fig.21 に示した。又図中の曲線は

$$Cz\dot{w}/2k_2 = -0.929 + 0.0024606(L/D)_{eq.} \quad (27)$$

と書きあらはされるが、実験値は理想流体中の値の略 93%と一定で、ハルの形状に関係ないことが分かる。また同様に、回転楕円体の長径を a 、短径を b とすると

$$M \dot{q}, l = -\rho \frac{4}{15} \pi a b^2 (a^2 + b^2) \times k' = -\frac{1}{2} \rho \nabla^{\frac{5}{3}} \times k'' \quad (28)$$

と書き表されるので、無次元化の定義に従った k'' を先ず求め、この値を実験値との比較に使用した。それらの結果を Fig.22 及び Fig.23 に示す。Fig.23 から計測値は大分散しているがハル形状に拘わらず回転角加速度に関するモーメントの流力微係数としては対応する回転楕円体の理想流体中の値を使用してもよいようである。

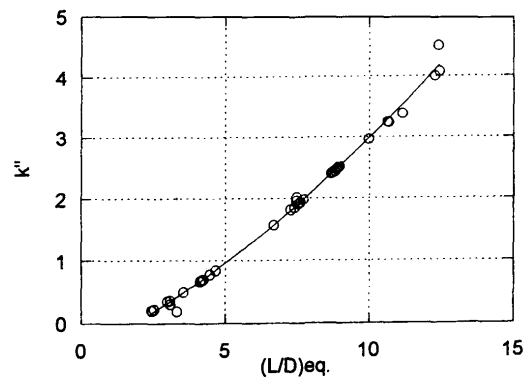
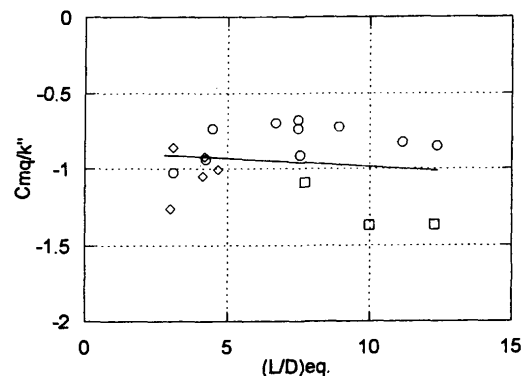
Fig.22 Equivalent virtual moment of inertia k'' in out definition

Fig.23 Variation of moment of inertia ratio with slender ratio

Czq はポテンシャル流と摩擦流にもとづくものにより構成されると仮定し、夫々 $[Czq]_i$ と $[Czq]_f$ と書き、更にポテンシャル流にもとづくものは付加質量係数 k_1 で表現されるとすると

$$[Czq]_f = [Czq] - [Czq]_i = [Czq] - 2k_1 \quad (29)$$

となる。ここで Cmq はすべて摩擦流によるものと仮定して、これらの比を求めて回転角速度にもとづく揚力の着点 Lzq, f を求めて、その無次元値と全長に関する位置を Fig.24 と Fig.25 に図示した。これらの図と静的試験結果から求めた Fig.19, Fig.20 をくらべると動的試験時の揚力の着点位置は静的試験時の位置より遙か前方にあるのではないかと推察される。

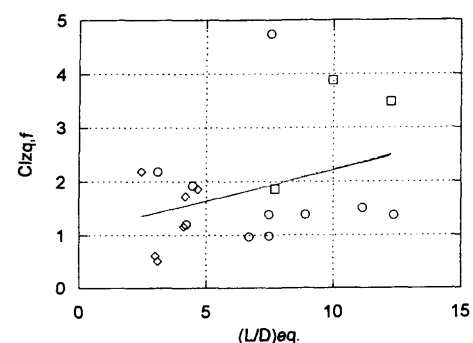


Fig.24 Nondimensional position of lift in dynamic test

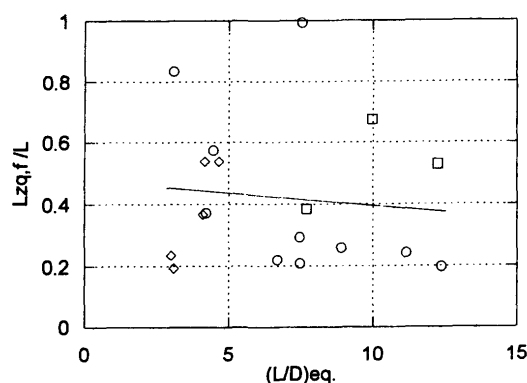


Fig.25 Position of lift in dynamic test

5.3 舵による流力微係数

ハルの長手方向の速度分布は大きく変化する。したがって舵の流力特性はその取り付け位置により、無次元化に使われている前進速度にもとづく動圧とは異なる動圧を受けるし、ハルの発生する DOWN WASH 或いは UP WASH 等の後流影響を受け、仰角もハルの仰角とは異なったものであると考えられる、また舵は境界層の影響を受けると考えられる。更に動的試験時の前記の現象がどうなるかも全然解明されていない。したがって、これらの舵の流力特性に及ぼす影響を求めることは現在の所、不可能なので、舵の基準特性として平行流中の舵単独性能として Whicker & Felner によって発表された²⁰⁾下記の式 (30) を採用し、計測値とこの基準的流力微係数の比を求めて干渉係数とすることにした。干渉係数に大きい影響を及ぼすのは舵の取り付け位置及び舵の空力中心位置のハルの直径と舵の幅の比と考えられるが、舵の取り付け位置はその大部分が全長の 80 乃至 90% の位置にあるので後者をデータのとりまとめに当たって採用することにした。

$$[Cl\alpha]_R = \frac{0.9 \times 2\pi\alpha_e}{\cos\Omega \sqrt{\frac{a_e^2}{\cos^4\Omega} + 4 + 1.8}} \quad (30)$$

ここで α_e は有効アスペクト比、 Ω は 1/4 弦長線の後退角を表す。

この式を用いると舵が関係する速度、角速度に関する基準的流力微係数は l_{ACB} を舵の空力中心と浮心間の長さとする

$$\left. \begin{aligned} [C_z\alpha]_{R,B} &= -[Cl\alpha] \times \frac{A_e}{\nabla^3} \\ [C_m\alpha]_{R,B} &= [C_z\alpha]_{R,B} \times \hat{l}_{ACB} \\ [C_zq]_{R,B} &= [C_z\alpha]_{R,B} \times \hat{l}_{ACB} \\ [C_mq]_{R,B} &= [C_z\alpha]_{R,B} \times \hat{l}_{ACB}^2 \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

と書ける、また、Fig.26 に示す記号を用いて舵単独の付加質量が

$$m_a = k \frac{\rho \pi c^2 b_e}{4} \quad \text{ここで} \quad k = \frac{l}{\sqrt{l + \frac{l}{a}}}, \quad c = \frac{s}{b_e} \quad (32)$$

と求められているので¹⁰⁾、舵が関係する加速度、角加速度に関する基礎的流力微係数は l_{HCB} を舵中心と浮心間の長さとする、次の様に書き表される。

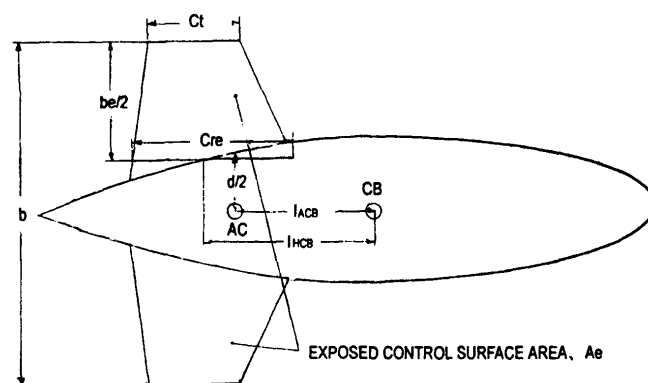


Fig.26 Definition of control surface parameters

$$\left. \begin{aligned} [C_z\dot{w}]_{R,B} &= -m_a \times 2 \times \frac{2}{\rho V} \\ [C_m\dot{w}]_{R,B} &= [C_z\dot{w}]_{R,B} \times \hat{l}_{HCB} \\ [C_z\dot{q}]_{R,B} &= [C_z\dot{w}]_{R,B} \times \hat{l}_{HCB} \\ [C_m\dot{q}]_{R,B} &= [C_z\dot{w}]_{R,B} \times \hat{l}_{HCB}^2 \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

以上得られた各基礎的流力微係数と実験値の比を求め、速度、角速度に関しては舵の空力中心位置におけるハルの直径 d と翼幅 b の比 (d/b) をベースに、加速度、角加速度に関しては舵中央の位置におけるハルの直径 d (hc) と翼幅 b の比 (d/b) (hc) をベースに、とりまとめて Fig.27 に図示した。また、図中の曲線は一次式で近似すると次の様にかける。

$$\left. \begin{aligned} [K_z\alpha]_R &= 1.21 + 2.59(d/b) \\ [K_z\dot{w}]_R &= 0.880 + 1.72(d/b)(hc) \\ [K_zq]_R &= 3.95 + 16.1(d/b) \\ [K\dot{q}]_R &= 0.774 + 0.363(d/b)(hc) \\ [K_m\alpha]_R &= -0.129 + 0.545(d/b) \\ [K_m\dot{w}]_R &= 0.267 + 4.41(d/b)(hc) \\ [K_mq]_R &= -4.53 + 17.8(d/b) \\ [K_m\dot{q}]_R &= 0.0259 + 5.43(d/b)(hc) \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

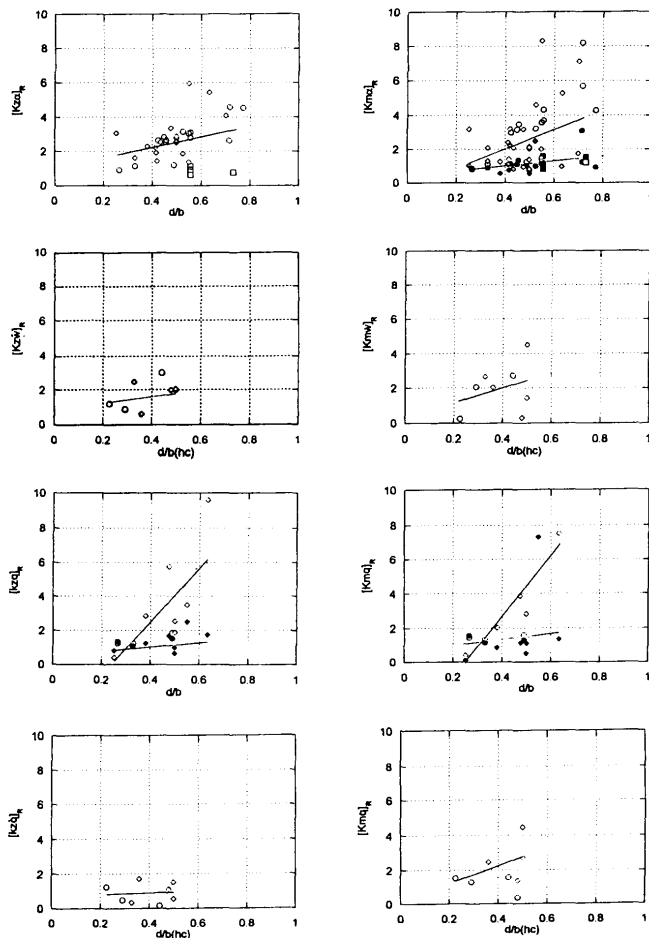


Fig.27 Variation of control surface interference coefficient with diameter span ratio

Fig.27 から各流力微係数の干渉係数 $[Kij]_{R(H)+H(R)}$ は d/b の増加と共に大きくなる傾向がみられるが、その値は相当散っている。更に速度及び角速度に関する流力微係数を計測した $Cz\alpha$ を基礎的流力微係数として計算し Fig.27 に●印で併記した。その結果は略1ないし2である。この結果を踏まえると静的試験から求めた $Cz\alpha$ で他の流力微係数の概略を推定することが可能といえよう。更に●印で示したものを一次式で表すと

$$\left. \begin{aligned} [Kzq]_{R'} &= 0.406 + 1.45(b/d) \\ [Kma]_{R'} &= 0.455 + 1.35(d/b) \\ [Kmq]_{R'} &= 0.642 + 1.70(d/b) \end{aligned} \right\} (35)$$

と書ける。上記の式は前記の式より相関係数がよい、したがって計測した $Cz\alpha$ を基礎的流力微係数として用いた方がよい予測が出来るのではないかと考え、干渉係数 $[Kz\alpha]_{R(H)+H(R)}$ をハル形状別に曲線で近似し Fig.28 に示した。この図からハルの舵に及ぼす影響と舵がハルに及ぼす影響をたしたものはハルの形状によって大きく異なることが知れる。ここで大きい TAIL CUT をもつ M 型のハル形状の修正係数が大きいことは舵の発生する TRAILING VORTEX がハ

ルの後部の流場を大きく変えているためではないかと思われる。

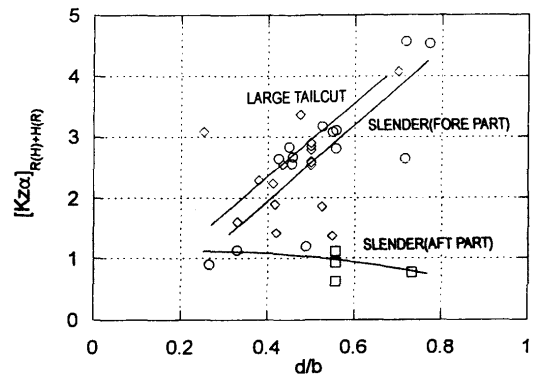


Fig.28 Control surface interference coefficient of various configurations

5.4 プロペラによる流力微係数

プロペラに平行流中で仰角がついたときの流力微係数は Horn が発表した式²¹⁾があるので、この式を基礎的流力微係数として採用した。

$$[Cz\alpha]_{P,B} = -\frac{C_T}{\sqrt{1+C_T}} \times \frac{A_P V_P^2}{\nabla^3 V^2} \quad \text{ここで} \quad C_T = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho A_P V_P^2} \quad (36)$$

A_P , V_P はそれぞれプロペラ面積、及びプロペラ流入速度を表わす。プロペラ流入速度は自航状態の静的試験より求まるが、不明の場合は文献²²⁾より求めた次式を使えばよいであろう。

$$(1-w)_{WITH APP} = 0.2939 + 1.006(D_P/D) - 0.4268(D_P/D)^2 \quad (37)$$

プロペラ中心と浮心間の距離を l_{PB} とすると、プロペラが関係する速度及び角速度に関する他の基礎的流力微係数は上記の式を用いて次の様に書き表せる。

$$\left. \begin{aligned} [Cma]_{P,B} &= [Cz\alpha]_{P,B} \times \hat{l}_{PB} \\ [Czq]_{P,B} &= Cz\alpha]_{P,B} \times \hat{l}_{PB} \\ [Cmq]_{P,B} &= Cz\alpha]_{P,B} \times \hat{l}_{PB}^2 \end{aligned} \right\} (38)$$

これらの式を用いてプロペラに関する干渉係数をもとめ、とりまとめて Fig.29 に示す。Fig.29 をとりまとめるに当たっては、プロペラの干渉係数はプロペラ前方の舵の大きさとプロペラ直径が影響すると考え、舵の投影幅 (b_e) とハルの直径 (D) の比とプロペラ直径 (D_P) とハルの直径の比の積を横軸にとった。Fig.29 の曲線は二次式で近似して次のように書いてもよいであろう。

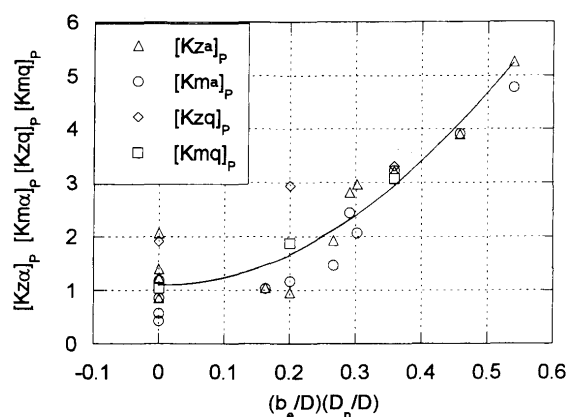


Fig.29 Propeller interference coefficient of various configurations

$$\left. \begin{aligned} [Kza]_p &= [Kma]_p = [Kza]_p = [Kmq]_p \\ &= 1.0855 + 0.29427(b_e/D \times D_p/D) + 13.888(b_e/D)^2 \times (D_p/D)^2 \end{aligned} \right\} (39)$$

この式は代表的な模型状態についてのものである。特異な模型状態について当てはまらないことがあるかも知れない。Fig.29を見て分かるようにプロペラの干渉係数は舵無しの場合約1であるが舵付の場合は舵の幅かプロペラ直径を大きくすると増大する傾向がある。このことはプロペラの干渉係数を求める過程でプロペラの舵に及ぼす影響が入ってしまった結果によるものと考えられる。なお舵及びハルのプロペラに及ぼす影響は伴流係数としてプロペラの推力係数の算出時に陰に算入されている。

加速度、角加速度に関する流力微係数の干渉係数については基礎的な微係数がないので検討から除外した。なぜならFig.12から分かるようにプロペラ付の模型の流力微係数はプロペラ無しの流力微係数と大差ないので無視してよいと考えたからである。

6. 結 言

本論文では、水中航走体の2次元運動はもとより3次元運動に関する流力特性を長水槽で縮尺模型を用いて実験的に求めるための強制運動試験装置の概要を述べ、次に当装置を用いて2次元縦運動に関する流力微係数を実験的に求めるための方策について検討し、必要な条件を求めた。更に37個の模型とその約250の模型状態について実施した試験結果を用いて細長型水中航走体の流力微係数を推定するための経験式を得た。

本論文は長年の実務経験にもとづいたもので、力及びモーメントという巨視的な見地に立っての実験結果を、実用を考えて、とりまとめたものである。今後この分野の研究、開発に資することが出来れば幸いである。今後は、関連する現象

をより理解するために数値流体力学を援用しつつ、供試体まわりの流場の詳細な計測を行なう、微視的観点に立っての研究が強く望まれる。

謝 辞

試験装置の製作に当たっては下記の会社の御協力を頂いた。

補助車台	: 三井造船株式会社
大型強制運動試験装置	: 電子工業株式会社
シグナル発正器	: 岩崎通信機株式会社
アタッチメント、3分力計	: 山口機器研究所
自航試験用小型直流モーター	: 太陽電気製作所
自航試験器	: 日章電気株式会社
超精密ストレンメーター	: 共和電業株式会社
積分加算器、並列直列変換器	: 電子工業株式会社

ここに記して深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 村上俊一: 船型開発と試験水槽、第4章 特殊船の水槽試験、試験水槽委員会第1部会シンポジウム、(1983), pp270-271
- 2) Gertler, E. M.: The DTMB planar-motion mechanism system, Symposium on the towing tank facilities, instrumentation, and measuring technique, (1959), pp6.1-6.40
- 3) Johnson, J. L.: The static stability derivatives of a series of related body of revolution, DTMB report C-383, (1951), pp.1-19
- 4) Dempsey, E. M.: Static stability characteristics of a systematic series of stern control surfaces on a body of revolution, DTMB report 77-0085 (1977), pp.1-68
- 5) Goodman, A.: Experimental and theoretical investigation of factors affecting fine-body interference, Hydronautics report 7927-1 (1980), pp.1-205
- 6) Stalkamp, J. A.: Measurement of dynamic coefficients of ellipsoids, CIT Hydrodynamics Laboratory report R-E-35.4 (1956), pp.1-40
- 7) Roddy, R. F.: Investigation of the stability and control characteristics of several configuration of the DARPA SUBOFF model (DTRC model 5470) from captive model experiments, DTRC/SPD report 1298-08 (1978), pp.1-108
- 8) Finck, R.D. et al: USAF stability and control, DATCOM, McDonnell Douglas Aircraft Co.(1960 revised in 1978)
- 9) Bottaccini, M. R.: The stability coefficients of standard torpedoes, NAORD report 3346 (1954), pp.1-90
- 10) Humpherys, D. E. & Watkinson, K. W.: Prediction of acceleration hydrodynamic coefficients for underwater

- vehicles from geometric parameters, NCSL report 327-78 (1978), pp.1-95
- 11) 村上俊一：細長型没水体の縦運動に関する研究（第 1 報 運動方程式とその固有値について）、日本造船学会論文集 第 138 号 (1975), pp.267-279
 - 12) Strom-Tejsen, J. & Chisett, M. S. : A model testing technique and method of analysis for the prediction of steering and manoeuvring of surface ship, 6th naval hydrodynamics symposium (1966), pp.1-77
 - 13) Pond, H. L. : The pitching moment acting on a body of revolution under a free surface, DTMB report 819 (1952), pp.1-30
 - 14) Weiblum G. P. : The wave resistance of bodies of revolution, DTMB report 758 (1951), pp.1-58
 - 15) Hoerner, s. f : Fluid-dynamic drag chapter X -hydrodynamic drag, Published by the author (1957), pp.11.18
 - 16) Gertler, M : Resistance experiments on a systematic series of streamlined bodies of revolution –for application to the design of high speed submarine, DTMB report C-297 (1950), pp.1-139
 - 17) Munk, M. M., : The aerodynamic force on airship hulls, NACA TR 184 (1935), pp.453-468
 - 18) Landweber, L.. : A comparison of added masses of streamlined bodies and prolate spheroids, Schiffstechnik Bd.3 (1955/56), pp.180-183
 - 19) Lamb, S. H. : Hydrodynamics, Sixth Edition, Dover Publications, (1945), pp.153-155
 - 20) Whicker L. F.. / Felner : Free stream characteristics of a family of low-aspect-ratio all movable control surface for application to ship design, DTMB report 933 (1958), pp.1-31
 - 21) Horn, von F. : Querkräfte am Propeller bei Schräganströmung, speziell bei manöviervorgängen, Schiffstechnik, s.61 (1957) 谷初蔵訳 造船協会誌第 337 号 (1957) pp.387-389
 - 22) Barr. R. A. & Johnson V. E. : Performance of propulsion and maneuvering devices for deep diving submarine, Hydronautics, TR 511-2 (1967), pp.1-170
 - 23) 村上俊一：細長型没水体の縦運動に関する研究（第 2 報 操縦性能指数及びそのパイロットレイティングとの関係について）、日本造船学会論文集 第 143 号 (1978), pp.201-208
-