没水型曳航体の曳航特性に関する研究 (第 1 報)

——曳航ケーブルの抵抗および振動特性に関する
水槽実験と、曳航特性の準静的計算法——

正員 山 北 和 之*

Investigation on the Dynamics of Cable and Underwater Towed Body System (Part 1)

——Tank Test on the Resistance and Vibrational Characteristics
of Towing Cables, and Steady State Theory——

by Kazuyuki Yamakita, Member

Summary

In order to design cable-body towed system, dynamic analysis of the system, especially body dynamics, is indispensable. For the purpose of the analysis, hydrodynamic characteristics of a cable and a body must be made clear first of all, then steady state theory and dynamic theory of cable-body system must be developed.

In this report, firstly, resistance and vibrational characteristics of typical cables and hydrodynamic characteristics of a hypothetical body, each of which were obtained experimentally, were shown. Secondary, utilizing above experimental results and steady state cable-body equations which were derived by deviding a cable into inextensible finite elements, steady state configurations of the cable and the hypothetical body trim towed at constant speed were calculated. As the result, the effect of parameter values in the equations on the cable configurations were made clear.

1 ま え が き

ケーブルと物体とにより構成されるシステムは広い応用性を持つために現在多くの分野で使用されているが、その中に水面下の状況を調査するため、水上船、潜水船あるいはヘリコプタなどが物体をケーブルによって曳航するという方式がある。この没水型曳航体には、行われる調査の目的に応じて映像装置、ソナーあるいはハイドロホンなどのセンサが搭載されているのが普通であり、これを曳航するケーブルの長さも時には数千 m に達することがある。

このように深海にまで達することのある探索装置を、要求された機能が十分発揮されるように設計するためには、曳航体が与えられた条件下でいかなる曳航特性を持つかを検討しなければならない。そのためには先ず曳航体および曳航ケーブルの流体力学的特性を明らかにした上で、曳航特性を求めるための準静的計算法さらには動的計算法を確立することが必要である。

そこで本論文では先ず没水型曳航体および曳航ケー

ブルの曳航特性を求めるために必要な、代表的な断面形状をした曳航ケーブルについて抵抗特性を求めた結果および仮想的な形状をした曳航体の流力特性を縮尺模型を用いて求めた結果を示す。また実際的な問題に関する検討として、曳航ケーブルに作用する振動的流体力を計測し得られた結果について考察を行った。さらに得られた曳航ケーブルおよび曳航体の流力特性を用いて、その準静的曳航特性を計算した。計算は準静的曳航特性を支配するパラメータの値を変えて行い、各パラメータの値が曳航ケーブルおよび曳航体の曳航特性に及ぼす影響を明らかにした。

さて水中曳航体の問題についてこれまでに発表された成果を簡単にとりまとめてみよう。Pode¹⁾は一様流中にあるケーブルのつり合い形状を解析的に取り扱い、これを計算するための表を導いた。Eames²⁾は、1950 年代後期に登場した整流覆付ケーブルを始めとする種々のタイプのケーブルに適用することができると考えられる流力モデルを提唱した。ケーブルに作用する流体力について提唱されたモデルは多種存在し、Springston³⁾およびBendenbender⁴⁾にはそのとりまとめが見られる。Jef-

* 防衛庁技術研究本部第 1 研究所第 3 部

frey⁵⁾ はケーブルの影響を近似的に取り入れた曳航体の線形運動方程式を用い、運動の安定性について考察した。Summey⁶⁾ は水上船の運動に対する曳航体の応答を計算する手法を示したが、ケーブルの影響はやはり近似的に取り扱っているにすぎない。橋本ら⁷⁾ はケーブルを線形バネとして取り扱い、デプレッサーおよびフィッシュの運動を計算する簡略化された手法を示した。Paul ら⁸⁾ はケーブルを剛要素に分割して動的計算を実施したが、inertia force を無視しており、また曳航体に作用する力も自重と浮力の他は抵抗のみである。吉田ら⁹⁾ はいわゆる有限要素法を用いた動的解析を示したが、主としてケーブルの動的挙動について論じた。曳航体の流力特性については特に明示していないので、簡単な取り扱いをしているものと推測される。

本研究は没水型曳航体の動的曳航特性を解明するのに適する実用的手法を確立することを目的とする。ケーブルはからまったりちぎれたりしさえしなければ良いのであり、曳航体を設計するためには曳航体の運動特性を解明することが必要なのであるとするのは、水中曳航問題に関してはごく自然な考え方であろう。しかしケーブルの運動と曳航体の運動とを連立させ厳密に解いた例は、著者の知る限りでは無い。

そのため本研究ではケーブルをいくつか分割し、各要素に作用する力を一つの質点に集中して考える、いわゆる Lumped-Mass 法を採用し、得られた運動方程式は曳航体の運動方程式と連立させてルンゲクッタ法により数値時間積分して計算する用途である。その特徴は、採用された数学モデルが多種の曳航方式に対して容易に適用できること、および曳航体の運動を合理的に計算することができるという点にある。

2 没水型曳航体および曳航ケーブルの準静的曳航特性計算法について

まず、没水型曳航体および曳航ケーブルの準静的曳航状態を記述するために必要な座標軸等の定義について述べよう。座標軸として、地球上の一点に固定された earth-axes $O_E-X_EY_EZ_E$ 、 X_E 軸正方向に一定速度 U で移動する vertical-axes $O_V-X_VY_VZ_V$ 、および曳航体の内部に原点を持つ body-axes $O_B-x_By_Bz_B$ の3つを採用し、それらの間の関係を Fig. 1 に示す。これらの座標系はすべて右手系であるとし、 X_EY_E 平面および X_VY_V 平面は水平面と一致するものとする。

曳航方式としては水上船が曳航体が曳航する場合を考える。すなわち、曳航ケーブルの始点は vertical-axes の原点 O_V に、又終点は body-axes の原点 O_B にあるとする。

曳航ケーブルがフレキシブルであるという仮定は成り

Fig. 1 Definition of axes

立つと考えられるので、Fig. 1 に示すような、曳航ケーブルの準静的つり合い形状を計算するための数学モデルを採用する。すなわち、重量と容積を持つ N 個の剛棒がピンでつながれたものでケーブルを表わし、ピンはモーメントの伝達をしないものとする。この N 個の剛棒には Fig. 1 に示すような番号をつけ、 j 番目の剛棒が水平軸となす角は θ_j 、長さは l_j であるとする。

ケーブルに作用する流体力については Eames²⁾ のモデルを採用することとし、Fig. 2 に示す。Eames のモデルに従うと、ケーブルの一要素に作用する力の水平軸および鉛直軸成分はそれぞれ次式のように表わされる。

$$X_j = -(1-\mu-\nu)R \sin^3 \theta_j - (\mu+\nu \sin \theta_j)R \quad (j=1 \sim N) \quad (1)$$

$$Z_j = -(1-\mu-\nu)R \sin^2 \theta_j \cos \theta_j + W_{cj} - B_{cj} \quad (j=1 \sim N) \quad (2)$$

ただし、 $R = (1/2)\rho S C_D U^2$ 、 ρ : 流体の密度、 S : ケーブルの正面面積、 C_D : 抵抗係数、 W_{cj} : ケーブル要素の重量、 B_{cj} : ケーブル要素の浮力である。

次に、曳航体に作用する力の x_B 軸、 z_B 軸成分および y_B 軸回りのモーメントはそれぞれ次式のように書き表わされる。

$$R = \frac{1}{2} \rho S C_D U^2$$

μ : FRICTION RATIO ($0 \leq \mu \leq 1$)

ν : FORM RATIO ($0 \leq \nu \leq 1$)

Fig. 2 Cable drag force model (Ref. 2)

$$X_{0B} = X_{uu}U^2 + X_{ww}w - (W_H - B_H)\sin\theta_0 \quad (3)$$

$$Z_{0B} = Z_{uu}U^2 + Z_{ww}w + (W_H - B_H)\cos\theta_0 \quad (4)$$

$$M_0 = M_{uu}U^2 + M_{ww}w - (W_H Z_G - B_H Z_B)\sin\theta_0 \quad (5)$$

ただし, w : z_B 軸方向相対流速, W_H : 曳航体重量, B_H : 曳航体の浮力, Z_G : 重心の z_B 座標, Z_B : 浮力の z_B 座標であり, X_{uu}, X_{ww} 等はそれぞれ $\partial X/\partial(U^2)$, $\partial X/\partial w$ (X は x_B 軸方向流体力) 等の意味である。

したがって曳航体に作用する力の水平軸および鉛直軸方向成分はそれぞれ次式のように表わせる。

$$X_0 = X_{0B}\cos\theta_0 + Z_{0B}\sin\theta_0 \quad (6)$$

$$Z_0 = -X_{0B}\sin\theta_0 + Z_{0B}\cos\theta_0 \quad (7)$$

今, j 番目の剛棒に作用する張力を T_j とすると, 水平および鉛直方向のつり合いから次式が得られる。

$$T_j \cos\theta_j = -\sum_{i=0}^{j-1} X_i \quad (8)$$

$$T_j \sin\theta_j = \sum_{i=0}^{j-1} Z_i \quad (9)$$

曳航体の縦姿勢角 θ_0 は (5) 式より $M_0=0$ とおくことにより求められる。 θ_0 が得られたならば (3), (4), (6), (7) 式により X_0, Z_0 が求められるので (8), (9) 式により T_1 および θ_1 が得られる。 θ_1 が得られたならば (1), (2) 式により X_1, Z_1 が計算できるので, 以下同様の手順により θ_N まで求めることができる。

方程式は無次元化した方が好ましいので, Table 1 に示す無次元化法に従い, ケーブルの総排水量 ∇ をもって無次元化すると次式を得る。ここで曳航体の無次元流体力係数 C_{xuu} 等は, 曳航体の排水量 ∇_H を用いて行っている, $C_{xuu} = X_{uu}/(1/2)\rho\nabla_H^{2/3}$, $C_{xw} = X_w/(1/2)\rho U\nabla_H^{2/3}$, $C_{zuu} = Z_{uu}/(1/2)\rho\nabla_H^{2/3}$, $C_{zw} = Z_w/(1/2)\rho U\nabla_H^{2/3}$, $C_{muu} = M_{uu}/(1/2)\rho\nabla_H$, $C_{mw} = M_w/(1/2)\rho U\nabla_H$ であり, また $\hat{W}_H = W_H/(1/2)\rho\nabla_H g$, $\hat{B}_H = B_H/(1/2)\rho\nabla_H g$, $\hat{Z}_G = Z_G/\nabla_H^{1/3}$, $\hat{Z}_B = Z_B/\nabla_H^{1/3}$ である。

$$C_{m0} = (\nabla_H/\nabla)(C_{muu} + C_{mw}\sin\theta_0)$$

$$-(\nabla_H/\nabla)^{4/3}(\hat{W}_H\hat{Z}_G - \hat{B}_H\hat{Z}_B)\sin\theta_0/\nabla_H^2 \quad (10)$$

$$C_{Tj}\cos\theta_j = -\sum_{i=0}^{j-1} C_{xi} \quad (11)$$

$$C_{Tj}\sin\theta_j = \sum_{i=0}^{j-1} C_{zi} \quad (12)$$

ただし

$$C_{x0} = (\nabla_H/\nabla)^{2/3}\{C_{xuu}\cos\theta_0 + C_{xw}\sin\theta_0\cos\theta_0 + C_{zuu}\sin\theta_0 + C_{zw}\sin^2\theta_0\} \quad (13)$$

$$C_{z0} = (\nabla_H/\nabla)^{2/3}\{-C_{xuu}\sin\theta_0 - C_{xw}\sin^2\theta_0 + C_{zuu}\cos\theta_0 + C_{zw}\sin\theta_0\cos\theta_0 + (\nabla_H/\nabla)\{\hat{W}_H - \hat{B}_H\}/\nabla_H^2\} \quad (14)$$

$$C_{xj} = -(S/\nabla^{2/3})\{(1-\mu-\nu)C_D\sin^2\theta_j + (\mu+\nu\sin\theta_j)C_D\} \quad (j=1, 2, \dots, N) \quad (15)$$

$$C_{zj} = -(S/\nabla^{2/3})(1-\mu-\nu)C_D\sin^2\theta_j\cos\theta_j + (\hat{W}_{cj} - \hat{B}_{cj})/\nabla_H^2 \quad (j=1, 2, \dots, N) \quad (16)$$

であり, ∇_H は $\nabla_H = U/\sqrt{g\nabla_H^{1/3}}$ により定義されるフルード数である。

3 水槽実験およびその結果について

没水型曳航体の準静的曳航特性を検討するためには, 2章で示したように, 曳航ケーブルの抵抗係数 C_D および曳航体の流体力係数 $C_{xuu}, C_{zuu}, C_{muu}, C_{xw}, C_{zw}, C_{mw}$ が必要なので, 本論文では模型を用いた水槽実験によりこれらを求めることにした。

さらに, 一様流中にあるケーブルに作用する流体力の中には抵抗の他, 渦の放出に基づく振動的流体力も存在し, これが曳航体に搭載されたセンサを介して行われる探索に好ましくない影響を与える可能性が実際上の問題としてあるため, 水流およびケーブルの軸と直角な方向に働く力 (以後これを横力と称す) についても水槽実験により検討することにした。

3.1 曳航ケーブルの抵抗試験 および その結果について

抵抗試験に供した曳航ケーブルの断面形状は基本的に

Table 1 Definition of non-dimensionalization

Physical Quality	Dimensional Quality	Non-Dimensionalization Factor	Non-Dimensional Quality
Force	F	$\frac{1}{2}\rho\nabla^{2/3}U^2$	C_F
Moment	M	$\frac{1}{2}\rho\nabla U^2$	C_M
Linear Velocity	U	U	$\hat{U}$
Mass	m	$\frac{1}{2}\rho\nabla$	$\hat{m}$
Boyancy	B	$\frac{1}{2}\rho\nabla g$	$\hat{B}$

∇ : Volume

U : Velocity

ρ : Density of Fluid

g : Acceleration of Gravity

3種類である。

その第1はストランドケーブル（以後これをAと称する）であり、その断面形状はほぼ円形である。Aには短冊形のゴム製のフレキシブルなひれ（以後これをリボンと称する。）を何本も並べてその一端をつなげたものを、つなげた一端をケーブルにピッチを20mmから無限大までの間で8種類変えて巻きつけ、計9種類の模型状態とした。

第2はAの表面に高分子ポリエチレン製の被覆を施し、滑らかにしたもの（以後これをBと称する。）であり、その断面形状は円形である。BについてもAと同様にリボンをつなげたものを巻きつけ9種類の模型状態とした。

第3はストランドケーブルに翼形断面形状をした整流覆（最大翼厚 $t=24.6$ mm, コード長さ $c=119.5$ mm）をかぶせたもの（以後これをCと称する。）である。

以上の19種類のケーブル要素模型の一覧表をTable 2に、またリボンをつけたケーブル（A-7）の形状をPhoto. 1に示す。

抵抗試験はFig. 3に示すケーブル抵抗計測装置にケーブル要素模型をセットし、曳航速度を1.029 m/secから3.858 m/secの間で12点変化させて行った。ケー

Table 2 Table of cable models

Cable Type	A	B	C
without a ribbon	A-1	B-1	C-1
with ribbons pitch: 20mm	A-2	B-2	-
with ribbons pitch: 30mm	A-3	B-3	-
with ribbons pitch: 40mm	A-4	B-4	-
with ribbons pitch: 50mm	A-5	B-5	-
with ribbons pitch: 60mm	A-6	B-6	-
with ribbons pitch: 70mm	A-7	B-7	-
with ribbons pitch: 80mm	A-8	B-8	-
with ribbons pitch: infinity	A-9	B-9	-
Remarks	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 30%;"> $d=17.4$mm weight per unit length 1.122 (kg/m) volume per unit length 0.000238 (m³/m) </div> <div style="width: 30%;"> $d=22.0$mm weight per unit length 1.295 (kg/m) volume per unit length 0.000380 (m³/m) </div> <div style="width: 30%;"> $t=24.6$mm $c=119.5$mm weight per unit length 3.900 (kg/m) volume per unit length 0.001900 (m³/m) </div> </div>		
	ribbon length	165mm	
	ribbon breadth	10mm

Photo. 1 Ribboned cable (A-7)

Fig. 3 Cable model towing apparatus

Fig. 4 Results of resistance test of cables

ブル要素模型の没水深度は自由表面の影響がないように、0.350 m とした。

ケーブル抵抗試験の結果を無次元化してFig. 4および5に示す。ただし無次元化は、 C_D についてはケーブル本体の正面面積を用いて、 R_n についてはケーブル本体の直径 d あるいは最大翼厚 t を用いて行っている。

Fig. 4 および 5 から本研究に供した形状寸法のケーブルについて次のことがわかった。

Fig. 5 Results of resistance test of cables

(1) ケーブルにリボンをつなげたものを巻きつけるとその抵抗係数は概ね増大し、巻きつけるピッチは小なる程抵抗係数は大となる傾向がある。

(2) C-1 は他のケーブル要素模型に比べ、抵抗係数が著しく小さい。

3.2 曳航ケーブルの横力計測試験 および その結果について

横力計測試験は、3.1 節の抵抗試験に供したのと同じ 19 種類のケーブル要素模型について行った。試験に用いた装置および試験を実施した条件は、試験装置エンドプレート内の検力計を 90 度回転させてとりつけたことを除いて、3.1 節と同様である。

計測した横力を、フーリエアナライザ (YHP 5420 A) を用い、50 Hz までについて解析した。その結果の一例を、A-1 と A-8 を対比させて Fig. 6 に示し、A-1 と C-1 とを対比させて Fig. 7 に示す。Fig. 6 および Fig. 7 の結果は試験装置を搭載した曳引車の走行に伴うノイズも含むが、それは別途実施された予備試験の結果、横力のピーク値に比較し概ね無視できることがわかっている。

Fig. 6 から円形断面形状のケーブルに作用する横力の

Fig. 6 Comparison of lateral forces of a bare cable and a ribboned cable ($U=2.572$ m/sec) Fig. 7 Comparison of lateral forces of a bare cable and a faired cable ($U=3.344$ m/sec)

ピークの最大値は、リボンをつなげたものを巻きつけると減少することがわかる。紙面には示さなかったが、A-2 から A-7 および A-9 についても同様の傾向が見られ、かつリボンが横力を減少させる効果は A-2 から A-9 までの間であまり変わらないということがわかった。

また、当然の結果であるが、C-1 に働く横力は A-1 に働く横力に比べ著しく小さいことが Fig. 7 により実験的に裏づけられた。

さらに A-1 および B-1 について、横力のピークが最大である周波数を U/d (曳航速度/直径) を横軸にとって Fig. 8 に、またその時の横力の振幅を無次元化して Fig. 9 に示す。無次元化の定義は Fig. 4 および 5 の場合と同様である。

Fig. 8 から、円形断面形状のケーブルに働く横力の周波数は、流れがケーブル軸に直角に当たる場合には、良く知られた次式により推定し得ることがわかる。

Fig. 8 Relationship between frequency and towing velocity of bare cables

Fig.9 Lateral force coefficients of bare cables

$$f = SU/d, (S=0.2) \quad (17)$$

ただし, f : 周波数, S : ストローハル数, U : 流速, d : ケーブル直径である。

ここで曳航ケーブルの振動特性について簡単な考察を加えてみることにしよう。曳航ケーブルを弦と考え、その1次の固有振動数を大略試算してみると、ケーブルの長さが数百mの時その値は0.1 Hzのオーダーである。一方、ケーブルに働く横力の振動数は流速にもよるが数十 Hz のオーダーである。このことと、横力係数 C_y が抵抗係数 C_D に比べ著しく小であることとを考えると、横力が原因となって曳航ケーブルが共振する現象はほとんど起り得ないであろうと推測される。

3.3 没水型曳航体3分力試験およびその結果について

3分力試験に供した曳航体は、想定実物の主要目がTable 3に与えられる釣鐘形状をした物体の1/4縮尺模型である。試験は没水型3分力試験装置を用いて行い、曳航体の縦姿勢角 θ_0 を -7° から 5° の間で9種類変え、曳航速度を0.514 m/sec から2.058 m/sec の間で7種類変え、その時模型にかかる x_B 軸方向および z_B 軸方向の力と y_B 軸回りのモーメントを計測した。

Table 3 Principal particulars of a hypothetical towed body

Height	H (m)	2.000
Max. Diameter	D (m)	1.500
Displaced Volume	$VH(m^3)$	2.720
Weight	$WH(kg)$	4,800
ZG	(m)	0.300
ZB	(m)	0.160

Table 4 Results of 3-component test

C_{xuu}	-0.52
C_{zuu}	-0.18
C_{muu}	-0.10
C_{xw}	1.32
C_{zw}	-0.46
C_{mw}	-0.22

その結果得られた曳航体の流力係数の一例を、曳航体の排水量 V_H をベースに無次元化して Table 4 に示す。

4 没水型曳航体および曳航ケーブルの準静的曳航特性計算結果について

前章において各種曳航ケーブルおよび仮想的な形状をした曳航体の流力特性が得られたので、その結果をふまえて、本章では(10)~(16)式中のパラメータの内主要なパラメータの値を各々独立に変化させて曳航体および曳航ケーブルの準静的曳航特性を計算し、各パラメータの値が曳航特性にどのような影響を及ぼすかを調べることにする。

計算条件としては以下の計算例に示すとおり、主としてC-1のケーブルの値を用いているが、第2章に示した他の種類のケーブルの値を用いても同様の傾向が得られるものと推測される。また、計算は、ケーブル長を986.31 m として行い、その結果は長さの次元をもつ量

Fig. 10 Relationship between relative error of distance of a towed body and number of segments of steady-state model ($F_{np}=0.8$, cable type=C-1)

を $F^{1/3}$ (F : ケーブル総排水量) で無次元化して示した。さらに, (15) および (16) 式中の μ および ν の値については, Eames の研究²⁾ を参考として $\mu=0.75$, $\nu=0$ とすることにした。

没水型曳航体および曳航ケーブルの準静的曳航特性を計算するのに先立ち, 曳航ケーブルの分割数 N と相対誤差 ε との関係を Fig. 10 に示す。ここで, ε は次式に示すように, $N=200$ の時の曳航体の X_V 座標 (x_{200}) をもとに計算した。

$$\varepsilon = (x_{200} - x_N) / x_{200} \quad (18)$$

Fig. 10 から $N=30$ とした時, $N=200$ とした時の計算結果に対して ε は 1% 以下となることがわかるが,

後に示す計算例はすべて $N=50$ として行った。

Fig. 11 から 15 に, F_{nv} , C_D , C_{xuu} , $\hat{W}_c$ および $\hat{W}_H$ を各々独立に変化させた時の曳航ケーブルつり合い形状計算結果を, Fig. 16 に $\hat{Z}_G$ を変化させた時の曳航体縦姿勢角の変化をそれぞれ無次元化して示す。

これらの計算結果から次のことがわかった。

(1) 速度を一定とした場合 ($F_{nv}=0.8$), 曳航ケーブルのつり合い形状は, 曳航体の抵抗係数よりもむしろ曳航ケーブルの抵抗係数に大きく左右される。

(2) 速度を一定とした場合 ($F_{nv}=0.8$), ケーブルの重量および曳航体の重量は曳航ケーブルのつり合い形状に比較的大きな影響を与える。

Fig. 11 Steady-state configuration of a towed cable. Froude-number is varied. (Cable type : C-1)

Fig. 13 Steady-state configuration of a towed cable. Body drag coefficient is varied. (Cable type : C-1)

Fig. 12 Steady-state configuration of a towed cable. Cable drag coefficient is varied.

Fig. 14 Steady-state configuration of a towed cable. Non-dimensional cable weight is varied.

Fig. 15 Steady-state configuration of a towed cable. Non-dimensional body weight is varied. (Cable type: C-1)

Fig. 16 Relationship between trim angle of a body and Froude-number. Non-dimensional Z_g is varied.

5 結 言

没水型曳航体の曳航特性を明らかにするために必要な各種曳航ケーブルの断面形状と抵抗特性および振動特性との間の関係を水槽実験により求めた。得られた結果は次のとおりである。

(1) 本研究に供した形状寸法のケーブルおよびリボンについて、円形断面形状をしたケーブルにリボンをつなげたものを巻きつけるとその抵抗係数は増大し、巻きつけるピッチは小なる程抵抗係数は大となる傾向がある。

(2) 円形断面形状のケーブルにリボンをつなげたものを巻きつけるとケーブルに働く横力のピークの最大値は減少する。またその減少の効果は巻きつけるピッチの大きさとさしたる相関が無い。

(3) 翼形断面形状整流覆付ケーブルの抵抗係数および横力ピークの値は、円形断面形状をしたケーブルのものより著しく低い。

(4) 円形断面形状のケーブルに働く横力の周波数は、(17)式により精度良く推定できる。また、その横力振幅の大略の値を示した。

また、仮想的な曳航体形状を考え、各種パラメータの値を現実的な範囲で変えて、曳航体および曳航ケーブルの準静的曳航特性を計算し、次のことを明らかにした。

(5) 速度を一定とした場合 ($F_{nv}=0.8$)、曳航ケーブルのつり合い形状は曳航体の抵抗係数よりもむしろケーブルの抵抗係数に大きく左右される。

(6) 速度を一定とした場合 ($F_{nv}=0.8$)、ケーブルの重量および曳航体の重量は曳航ケーブルのつり合い形状に比較的大きな影響を与える。

没水型曳航体の曳航特性に関する大略の資料は本論文で示した計算法により得られるが、最も重要なことは、センサを搭載している曳航体の動揺特性を明らかにすることであろう。したがって没水型曳航体の最適設計を可能とするためには、動的計算法を開発することが必要であると考えられる。

終りに、本研究に関し、御指導下さった防衛庁技術研究所本部第1研究所第3部部長、村上俊一氏および模型製作、水槽実験等に御協力下さった第1研究所第3部関係各位に感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) Pote, L.: Tables for Computing the Equilibrium Configuration of a Flexible Cable in a Uniform stream, DTMB Report 687 (1951).
- 2) Eames, M., C.: Steady-State Theory of towing Cables, Transactions of the Royal Institution of Naval Architects, Vol. 110 (1968), p. 185.
- 3) Springston, J., B., Jr.: Generalized Hydrodynamic Loading Functions for Bare and Faired Cables in Two-Dimensional Steady-State Cable Configurations, NSRDC Report 2424 (1967).
- 4) Bendenbender, J., W.: Three-Dimensional Boundary Value Problems for Flexible Cables, OTC1281 (1970).
- 5) Jeffrey, N., E.: Influence of Design Features on Underwater Towed System Stability, Journal of Hydronautics, Vol. 2 No. 4 (1968), p. 205.
- 6) Summey, D. C.: Hydrodynamic Design and Analysis of a Towed Environmental Sensor Vehicle, NCSC-TM-280-80 (1980).
- 7) 橋本泰明, 小保方準, 倉持貴好, 佐々木紀雄: 深海底探査機器の曳航について, 第5回海洋工学シ

- ンポジウム (1981), p. 87.
- 8) Paul, B. and Soler, A. I.: Cable Dynamics and Optimum Towing Strategies for Submersibles, MTS Journal, Vol. 6, No. 2 (1972), p. 34.
- 9) 吉田宏一郎, 米家卓也, 飯田國廣: 有限要素法による水中線状構造の応答解析, 日本造船学会論文集, Vol. 144 (1978), p. 195.
-