

船を考慮したネット採集システムの運動モデル

誌名	日本水産學會誌
ISSN	00215392
著者名	米沢,崇 藤森,康澄 清水,晋 木村,暢夫 三浦,汀介
発行元	日本水産學會
巻/号	75巻3号
掲載ページ	p. 402-411
発行年月	2009年5月

農林水産省 農林水産技術会議事務局筑波産学連携支援センター
Tsukuba Business-Academia Cooperation Support Center, Agriculture, Forestry and Fisheries Research Council
Secretariat



船を考慮したネット採集システムの運動モデル

米沢 崇,^{1a} 藤森康澄,^{2*} 清水 晋,² 木村暢夫,² 三浦汀介²

(2008年7月25日受付, 2008年12月15日受理)

¹北海道大学大学院水産科学院, ²北海道大学大学院水産科学研究院

A dynamic model of a towed sampling gear system including a vessel

TAKASHI YONEZAWA,^{1a} YASUZUMI FUJIMORI,^{2*} SUSUMU SHIMIZU,²
NOBUO KIMURA² AND TEISUKE MIURA²¹Graduate school of fisheries science, Hokkaido University, Hakodate, Hokkaido 041-8611, ²Faculty of fisheries science, Hokkaido University, Hakodate, Hokkaido 041-8611, Japan

This paper describes a process of modeling a towed sampling gear system that consists of a towed net and a vessel. Two inputs into this model are blade angle of a controllable pitch propeller (CPP) and warp length. To represent the flexibility of warp, a lumped mass model was derived by using the Lagrange equation of motion. The system model of the FMT (Framed Midwater Trawl) and R/V Ushio Maru of Hokkaido University accurately simulated the motion of the system in operation.

キーワード: FMT, 質点系モデル, トータルシステム, ネット採集具

ネット採集具によるマイクロネクトンのサンプリングでは, 所定の水深層を一定時間, 水平曳網することによって対象生物を確保しようとする場合が多い。しかしながら実際には曳網水深が定まらなかったり, 操作していないにもかかわらず曳網中に水深が外れていくような現象に遭遇することがある。これは操作以外の入力, すなわち風や潮流などの外乱によるものと考えられるが, 船の大きさに対して漁具の規模が非常に小さい組み合わせとなることの多い, ネット採集システムにおいて顕著な現象であると思われる。すなわち定常曳網状態において外乱でも操作でも, ある一定の入力がシステムの対水速度の変化を促すとき, その変化量はシステム構成により異なる。したがって曳網水深という状態量の変化もシステム構成によって異なるといえる。

このような問題は船も含めたネット採集システム全体の動特性として扱う必要があり, そのような視点では, 速度をシステムの状態量として包含したモデルが必要となる。これは曳き網システムの静的力学特性や, 漁具そのものの物理的な動特性を論じる際に, モデルへの入力が速度となる点と大きく異なるところである。

しかしながら船速を状態量の一つとするモデルを用い

て曳き網の運動を扱った例は非常に少ない。梅田¹⁾は中層トロールに最適レギュレータを適用し曳網水深制御のシミュレーションを行っているが, 実システムの入出力関係を正しく捉えてモデル化している例はこれ以外にほとんど見当たらない。しかしモデルの検証がおこなわれておらず, 船と漁具からなるシステムモデルの妥当性が評価されるまでには至っていない。

そこで本研究では, 船速を系の自由度に含めたモデルを構築し, その妥当性をFMT (フレームトロール)²⁾の実操業データと対比させることにより検証する。

試料と方法

質点系モデルによる定式化 ネット採集具に限らず, いわゆる曳き網と呼ばれる漁具はいずれも柔軟なワイヤーロープを介して船から運用されるものであり, この形態がシステムの構造的な特徴となっている。この特徴は質点系モデルによってうまく表現できることが胡³⁾やHu *et al.*⁴⁾による中層トロールの運動解析によって示されている。そこで本研究においても質点系モデルを用いる。質点系モデルは以下のラグランジュ方程式によって形式的に定式化することができる。

^a 現所属: 本間漁業株式会社 第八十一萬漁丸 (Murooran, Hokkaido 051-0013, Japan)

* corresponding author: Tel/Fax: 81-138-40-8847. Email: fujimori@fish.hokudai.ac.jp

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1, 2, \dots, f) \quad (1)$$

ここに T はシステムの運動エネルギー、 Q_j は q_j に関する一般化力であり、 f は系の全自由度である。このラグランジュ方程式によって導出されるのは f 要素からなる連立方程式であるが、これを行列形式で表現すると以下のようなになる。⁵⁾

$$\left\{ \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right\}^T M \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} + \left\{ \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right\}^T M \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} = \left\{ \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right\}^T \mathbf{F} \quad (2)$$

上式の各要素を以下に示す。まず \mathbf{q} は全ての一般化座標を並べた要素数 f のベクトルである。また、 $\partial \mathbf{x} / \partial \mathbf{q}$ は運動の表現に用いる座標（例えば直交座標系）を全て並べたベクトル \mathbf{x} の全要素に \mathbf{q} に関する微分を施すことによって作られる行列であり、以下のようなになる。

$$\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} = \begin{pmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial q_1} & \frac{\partial x_1}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial x_1}{\partial q_f} \\ \frac{\partial x_2}{\partial q_1} & \frac{\partial x_2}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial x_2}{\partial q_f} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial x_f}{\partial q_1} & \frac{\partial x_f}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial x_f}{\partial q_f} \end{pmatrix} \quad (3)$$

M は各質点の質量 m_i を対角要素とする行列、

$$M = \begin{pmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & m_f \end{pmatrix} \quad (4)$$

である。そして \mathbf{F} は \mathbf{x} に対応する外力を並べたベクトルである。(2)式のような形式にすることによって定式化の際に単純な配列のマトリックスを用意すればよいだけとなり、能率良くモデルの構築が行うことができる。Hu *et al.*⁴⁾ も行列形式に表しているが、上記の式はその原始的な表現となっている。一般化座標の取り方と外力に関する仮定を同じくすれば、文献と同じ結果を得ることができる。

FMT 運動解析モデル 次にフレームトロールをモデルにした場合の定式化を行う。FMT の操業形態は船が直進を保ちながら1本のワープで曳網するものであるから、ここでは運動を鉛直面に限定して考える。

ここで改めて、船がワープを介してFMTを曳網している状態をシステムと定義する。そしてこのシステムの

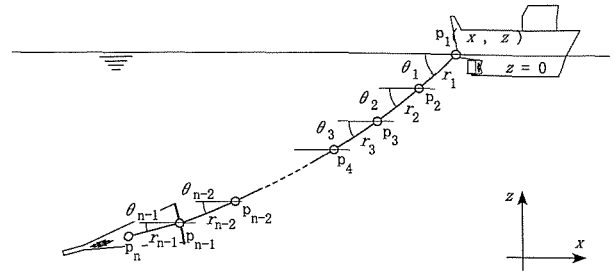


Fig. 1 Schematic diagram of the FMT operational model.

要素は船、ワープ、ブライドル、フレームそして網である。本研究において表現したいのは操業中のシステム各部の位置のみであるから、Fig. 1のようなモデルが考えられる。船、ブライドル、フレームおよび網は単一の質点で表され、ワープが柔軟であることは複数点に分割されることによって表現される。 n 個の質点を配置したとき、 $n=1$ は船であり、 $n=2$ 以降の点は分割されたワープである。そして $n-1$ 番目の質点がフレームを、 n 番目の質点が網を表している。なお、網を代表する点は袋網に働く抗力および沈降力が集中するとみなせる点であるが、ここでは四角錐状である袋網の傾斜が終了する部分、すなわちコッドエンドの前端部と仮定した。そして質点それぞれの座標を、空間に固定した直交座標系 xz において (x_i, z_i) ($i=1, \dots, n$) と表し、これを一般化座標を用いて表現する。一般化座標としては船の直交座標による位置 x_1, z_1 、および各質点を結ぶ動径の長さ r_i 、動径の水平からの振れ θ_i を用いる。

i 番目の質点の座標 (x_i, z_i) は一般化座標を用いて次のように表される。

$$p_i = \left\{ x_1 - \sum_{k=0}^{i-1} r_k \cos \theta_k, z_1 - \sum_{k=0}^{i-1} r_k \sin \theta_k \right\} \quad (i=1, \dots, n) \quad (5)$$

ただし、 $r_0=0, \theta_0=0$ である。

次に一般化座標を並べたベクトル \mathbf{q} を次のように定義する。

$$\mathbf{q} = \{x_1, z_1, r_1, \theta_1, r_2, \theta_2, \dots, r_{n-1}, \theta_{n-1}\} \quad (6)$$

そして、(5)式によって求めた全質点座標の x 成分をまとめたベクトルを \mathbf{x} 、 z 成分をまとめたものを \mathbf{z} として、(3)式の関数行列を以下のように導く。

$$\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -c\theta_1 & r_1 s\theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -c\theta_1 & r_1 s\theta_1 & -c\theta_2 & r_2 s\theta_2 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -c\theta_1 & r_1 s\theta_1 & -c\theta_2 & r_2 s\theta_2 & -c\theta_3 & r_3 s\theta_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 1 & 0 & -c\theta_1 & r_1 s\theta_1 & -c\theta_2 & r_2 s\theta_2 & -c\theta_3 & r_3 s\theta_3 & \dots & -c\theta_{n-1} & r_{n-1} s\theta_{n-1} \end{pmatrix} \quad (7)$$

$$\frac{\partial z}{\partial \mathbf{q}} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -s\theta_1 & -r_1 c\theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -s\theta_1 & -r_1 c\theta_1 & -s\theta_2 & -r_2 c\theta_2 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -s\theta_1 & -r_1 c\theta_1 & -s\theta_2 & -r_2 c\theta_2 & -s\theta_3 & -r_3 c\theta_3 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 1 & -s\theta_1 & -r_1 c\theta_1 & -s\theta_2 & -r_2 c\theta_2 & -s\theta_3 & -r_3 c\theta_3 & \cdots & -s\theta_{n-1} & -r_{n-1} c\theta_{n-1} \end{pmatrix} \quad (8)$$

ここで $s\theta_i = \sin \theta_i$, $c\theta_i = \cos \theta_i$ と略記した。さらにそれぞれの転置行列および時間微分, そして(4)式によって質量マトリックス \mathbf{M} を導いておく。

(2)式の右辺, 一般化力ベクトルは次のように導出する。システムに働く外力として抗力, 付加質量力, 沈降力そして張力を考えることとし, i 番目の質点に作用する抗力を xz 座標系で表したベクトルを $\mathbf{R}_i = (R_{xi}, R_{zi})$, 同様に付加質量力ベクトルを $\delta \mathbf{M}_i = (\delta M_{xi}, \delta M_{zi})$ とする。また沈降力ベクトルは $\mathbf{W}_i = (0, W_i)$ となる。これらの外力をまとめて, i 番目の質点に働く外力ベクトル \mathbf{F}_i は次のようになる。

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_i &= \mathbf{R}_i + \delta \mathbf{M}_i + \mathbf{W}_i \\ &= (R_{xi} + \delta M_{xi}, R_{zi} + \delta M_{zi} + W_i) \end{aligned} \quad (9)$$

なお, $n=1$ ではこのほかに船の推進力 P_v を考慮する。すなわち,

$$\mathbf{F}_1 = (P_v + R_{x1} + \delta M_{x1}, R_{z1} + \delta M_{z1} + W_1) \quad (10)$$

そしてすべての外力ベクトル $\mathbf{F}_1 \sim \mathbf{F}_n$ の x, z 座標を個別にまとめたベクトルを $\mathbf{F}_x, \mathbf{F}_z$ とし, それぞれに ${}^t(\partial \mathbf{x} / \partial \mathbf{q}), {}^t(\partial z / \partial \mathbf{q})$ を掛けることにより, 一般化座標ベクトル \mathbf{q} に対応した一般化力ベクトルが導かれる。

張力に関してはこのモデルの場合そのまま変数 r_i に対応する一般化力となる。すなわち, i 番目のワーブ要素にかかる張力を T_i と表すと, 張力に関する一般化力ベクトル \mathbf{Q}_T は次のように表される。

$$\mathbf{Q}_T = (0, 0, T_1, 0, T_2, 0, T_3, 0, \dots, T_{n-1}, 0) \quad (11)$$

本研究では考慮しないが, ワーブの伸びに関する減衰力を考慮する場合も, 同構造のベクトルを構成すればよい。以上のことをまとめると,

$$\begin{aligned} & \left\{ {}^t \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right) \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} + {}^t \left(\frac{\partial z}{\partial \mathbf{q}} \right) \mathbf{M} \frac{\partial z}{\partial \mathbf{q}} \right\} \ddot{\mathbf{q}} \\ & + \left\{ {}^t \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right) \mathbf{M} \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} + {}^t \left(\frac{\partial z}{\partial \mathbf{q}} \right) \mathbf{M} \frac{d}{dt} \frac{\partial z}{\partial \mathbf{q}} \right\} \dot{\mathbf{q}} \\ & = {}^t \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right) \mathbf{F}_x + {}^t \left(\frac{\partial z}{\partial \mathbf{q}} \right) \mathbf{F}_z + \mathbf{Q}_T \end{aligned} \quad (12)$$

これが, n 点で構成されるシステムの鉛直面上における運動を表す $2n$ 元の連立運動方程式である。

次に, (12)式の外力ベクトル $\mathbf{F}_x, \mathbf{F}_z$ の要素は以下のように与える。⁵⁾ まず, ワーブやブライドルの抗力を考える。本研究ではこれらを有限な長さの円柱の集合であると考え, これらの要素に働く抗力はいわゆる正弦2乗則にしたがうものとする。物体の相対的な運動の方向

を考慮するために, ワーブ要素の方向を表すベクトル \mathbf{b}_i を以下のように定義する。

$$\mathbf{b}_i = (\cos \theta_i, \sin \theta_i) \quad (i=1, \dots, n-1) \quad (13)$$

したがって $|\mathbf{b}_i| = 1$ である。この方向ベクトル \mathbf{b}_i とワーブ要素を表す点の速度ベクトル \mathbf{u}_i を用いると, 正弦2乗則に基づく抗力ベクトルは次のように表せる。

$$\mathbf{R}_i = -k_{\eta i} |\mathbf{u}_i| \sqrt{1 - \left(\frac{\mathbf{u}_i \cdot \mathbf{b}_i}{|\mathbf{u}_i| |\mathbf{b}_i|} \right)^2} \left(\mathbf{u}_i - \frac{\mathbf{u}_i \cdot \mathbf{b}_i}{\mathbf{b}_i \cdot \mathbf{b}_i} \mathbf{b}_i \right) \quad (14)$$

ここに $k_{\eta i}$ はワーブ要素が流れに垂直に置かれたときの抵抗の大きさを与える係数である。なお, ブライドルはワーブと異なり, 運動を規定する xz 平面に対象な3次元的存在であり, (13)式を適用して得られるベクトルはブライドルの鉛直面への投影像の方向ベクトルとなる。これは実際の方向ベクトルとは異なるが, ここでは簡単のためこれをブライドルの姿勢ベクトルとして用いる。

また, ワーブやブライドルの付加質量力ベクトルも物体の方向に対する相対的な運動の方向を考慮して, 以下のように与える。 \mathbf{a}_i は質点 i の加速度ベクトルを表している。

$$\delta \mathbf{M}_i = -\Delta M_{\eta i} \{ \mathbf{a}_i - (\mathbf{a}_i \cdot \mathbf{b}_i) \mathbf{b}_i \} \quad (15)$$

なお, 使用したブライドルの呼称径 10 mm に対するブライドル長は 5 m, またワーブの呼称径 12 mm に対するワーブ長は 40~120 m でありワイヤーの直径に対して十分に長いと判断し, 本研究ではワーブおよびブライドルの曲げ剛性については考慮しなかった。

次にフレームおよび網の抗力は以下のように考えた。本研究で用いた FMT は, フレーム左右部材の中心に連結された2本のブライドルによって網口が保持されるため, 網口のピッチ角がブライドル張力の影響を受けにくい構造となっている。したがって網口は常に運動方向に対し直立するものと考えられる。そこで, フレームおよび網には, 運動方向と逆向きに, 速度の2乗に比例する大きさの力が働くものと考え, 抗力ベクトルを以下のように与える。

$$\mathbf{R}_i = -k_i |\mathbf{u}_i| \mathbf{u}_i \quad (16)$$

ここに k_i は抵抗の大きさを決定する係数で, 物体の形状による抵抗係数 C_D , 流体密度 ρ , 投影面積 A の関数である。またマイナスは運動方向と逆向きであることを意味する。

FMTの袋網部分の抵抗係数については以下のように考えた。まず前述の通り網口は常に運動方向に対して直立すると考えられるため、運動方向の変化に伴う網なりの変化は非常に小さく、網の抗力係数に影響を与えないものと仮定する。この仮定の下では袋網をひとつの物体とみなした定常曳網状態における抗力係数を、そのまま運動方程式に導入できるようになる。次に、袋網の抗力を構成する最小要素は、網脚部と結節部に生ずる抗力であり、それぞれは互いに独立した存在であるとする。さらに網脚の抗力は正弦法則にしたがうものとする。これらはいわゆる「網地の抵抗に関する田内の式⁶⁾」の仮定と同様なものである。空間内を移動する網脚に働く抗力が正弦法則にしたがうとすると、その抗力ベクトル R_{bar} は以下のように表すことができる。⁵⁾

$$R_{\text{bar}} = -\frac{1}{2} C_d A \rho |u| \begin{pmatrix} u_x - \frac{u \cdot b}{b \cdot b} b_x \\ u_y - \frac{u \cdot b}{b \cdot b} b_y \\ u_z - \frac{u \cdot b}{b \cdot b} b_z \end{pmatrix} \quad (17)$$

ここに C_d は網脚が流れに垂直に置かれたときの抵抗係数、 A は投影面積、 $b = (b_x, b_y, b_z)$ は網脚の方向を表すベクトルであり、この場合網地の縮結や目数など仕様から決定できる。そして $u = (u_x, 0, 0)$ と水平成分以外をゼロと置くことにより、定常曳網状態における抗力ベクトルが得られる。そして網脚が2脚1対で袋網全体を見たときに上下、左右に対象な存在であることを考慮すると結局、袋網全体としては抗力の x 成分のみが残り、

$$R_{\text{bar}} = -\frac{1}{2} C_d A \rho |u_x| u_x \left(1 - \frac{b_x^2}{b_x^2 + b_y^2 + b_z^2} \right) \\ = -\frac{1}{2} C_d A \rho |u_x| u_x \sin^2 \beta \quad (18)$$

が得られる。ここに β は網脚の対水角を表す。この(18)式に袋網を構成する網脚の総本数を掛けることにより、網脚部の抗力が求められる。

次に結節部の抗力を考える。有結節網地の場合には結節を球とみなして抗力を求める方法が一般的である。本研究で対象とするFMTの網地はラッセル網地、すなわち無結節網であるが、ここでは直径が網糸太さの2倍である球とみなすことにした。この簡略化によって結節部1箇所あたりの抗力は次のようになる。

$$R_{\text{knot}} = -\frac{1}{2} C_d A \rho |u_x| u_x \quad (19)$$

そして袋網全体の抗力を次式で表した。

$$R_{\text{net}} = n_{\text{bar}} R_{\text{bar}} + n_{\text{knot}} R_{\text{knot}} \quad (20)$$

ここに n_{bar} は網脚の総本数、 n_{knot} は総結節数を表す。なお、曳網速度を2ノット以上とすると網糸直径を代表長さとするレイノルズ数は概ね600以上となること

から、網脚の抵抗係数は円柱の1.2、結節については球の0.5を採用した。⁷⁾

網やフレームの付加質量力の場合には、質点の加速度 a_i の大きさに比例する力が加速度方向と逆向きに働くものとする。すなわち

$$\delta M_i = -\Delta M_i a_i \quad (21)$$

ここで ΔM_i は付加質量を表している。なお、この場合には付加質量 ΔM_i を左辺の質量マトリックス M に含め、見かけ質量として扱うことができる。

袋網の付加質量は胡,³⁾ 胡ら⁸⁾にしたがって求めた。すなわち、付加質量は網目係数を α 、網の容積を V としたときに、

$$\Delta M_{\text{net}} = C_M \alpha V \rho \quad (22)$$

となる。ここに C_M は付加質量係数である。 V や α は仕様から求めることができるため非常に実用的である。なお、 C_M の値としては文献中に示されている1.21を用いた。³⁾

各要素の沈降力 W_i はシステム要素の仕様から得られる。またワープ要素の弾性を考慮するならば要素の自然長を操作量として導入し、 T_i を弾性係数と要素の伸びによって表現すればよい。弾性を考えない場合は変数 r_i を直接、操作量として、それに関する式を(12)式から除けばよい。除去した式それぞれを、 T_i について解き、操作条件と運動方程式の解を代入すれば作業中のワープ張力が得られる。

船サブシステムの表現 本研究では船体位置 x に関する式も解く必要があるため、船体抵抗 R_{Lx} および船の推進力 P_v の表現が必要となる。また船の前後方向運動に伴う付加質量を考慮した見かけ質量 m_1 も同時に必要となる。

まず船体抵抗については、全抵抗を摩擦抵抗 R_F と剰余抵抗 R_R に分けて考える、いわゆる2次元外挿法に従い、摩擦抵抗をFroudeの式により、剰余抵抗を山縣の方法により求める。⁹⁾ すなわち、

$$R_{Lx} = R_F + R_R \quad (23)$$

において、摩擦抵抗 R_F を以下のFroudeの式で推定する。

$$R_F = \gamma \lambda \{1 + 0.0043(15 - t_f)\} S x^{1.825} \quad (24)$$

なお、 S は船体の浸水表面積であり、次式による推定値を用いる。これもFroudeによるものである。

$$S = \nabla^{2/3} \left\{ 3.4 + \frac{L_h}{2\nabla^{1/3}} \right\} \quad (25)$$

ここで、

R_F : 摩擦抵抗 (kgf)

γ : 流体の比重

λ : $0.1392 + 0.258 / (2.68 + L_h)$

L_h : 船体の垂線間長 (m)

t : 流体の温度 (°C) 実船の場合、通常15°Cとする。

∇ : 排水容積 (m³)

\dot{x} : 船の前進速度 (m/s)

ところで Froude による原式は摩擦抵抗を工学単位系である (kgf) で得ようになっている。そこで以下のように SI 単位系になるよう変形して用いた。

$$R_F = \lambda_u \rho S \dot{x}^{1.825} \quad (26)$$

ここで, ρ は流体の密度である。そして λ_u は水の密度および重力加速度を考慮して,

$$\lambda_u = \left\{ 0.1363 + \frac{0.253}{(2.68 + L_h)} \right\} 10^{-2} \quad (27)$$

となる。次に剰余抵抗 R_R を以下の式により求める。

$$R_R = \frac{1}{2} r_R \rho \sqrt[3]{\nabla^2} \dot{x}^2 \quad (28)$$

r_R は剰余抵抗係数であり,

$$r_R = k_p \{ r_{R0} + (\delta r_R)_{B/L_h} + (\delta r_R)_{B/d_h} \} \quad (29)$$

と表される。この中で k_p はプロペラ軸数による係数であり,

$$k_p = \begin{cases} 1 & (1 \text{ 軸船}) \\ 1.10 \sim 1.20 & (2 \text{ 軸船}) \end{cases} \quad (30)$$

となる。また, 他の係数は

r_{R0} : 標準船型に対する剰余抵抗係数

$(\delta r_R)_{B/L_h}$: B/L_h が標準船型と異なる場合の修正量

$(\delta r_R)_{B/d_h}$: B/d_h が標準船型と異なる場合の修正量

であり, これらは「山縣の図表」から読み取る。なお B は船の型幅, d_h は型深さである。これらを用いて船の全抵抗は, 結局,

$$R_{1x} = - \left(\lambda_u \rho S \dot{x}^{1.825} + \frac{1}{2} r_R \rho \sqrt[3]{\nabla^2} \dot{x}^2 \right) \quad (31)$$

と表される。なお, マイナスは運動方向と逆向きに力が働くことを意味する。

次に推進力であるが, 一般に船のプロペラによる推進力は以下の式によって表現される。

$$P_v = (1 - t_p) \rho K_T D_p^4 n_p^2 \quad (32)$$

ここで,

K_T : 推進力係数

D_p : プロペラ直径

n_p : プロペラ回転数/秒

t_p : 推力減少係数

ρ : 流体密度

である。また推進力係数 K_T はプロペラ前進率 J の 2 次関数として表現される。固定ピッチプロペラ (FPP) の場合には,

$$K_T = aJ^2 + bJ + c \quad (33)$$

となる。ここでプロペラ前進率 J は以下の式で表される。

$$J = \frac{\dot{x}(1 - w_p)}{n_p D_p} \quad (34)$$

\dot{x} は船の前進速度, w_p は有効伴流係数と呼ばれる係数で, (34) 式の分子はプロペラへの流入速度を表してい

る。本研究で用いたうしお丸は可変ピッチプロペラ (CPP) を装備しているが, この場合にはプロペラ回転数 n_p を一定に保ちながらプロペラピッチ角を変更することによって前進率を変化させるものと考えられるから, 推進力は固定ピッチの (33) 式に対して,

$$K_T = a(J - \alpha_p)^2 + b(J - \alpha_p) + c \\ = aJ^2 + bJ + c + a\alpha_p^2 - 2a\alpha_p J - b\alpha_p \quad (35)$$

と表せる。ここで α は本来, 翼角の関数として表される無次元の値であるが,

$$K_T = a_{p1} J^2 + a_{p2} J + a_{p3} + a_{p4} \Delta^2 + a_{p5} \Delta J + a_{p6} \Delta \quad (36)$$

のように表せば, 直接, 翼角 Δ をパラメータとして表すことができる。これらの係数は, 通常プロペラメーカーから得られるプロペラ単独性能図を基に, 最小 2 乗法を用いて定める。なお, 可変ピッチコントローラーの動作特性についてはモデル化せず, 機関データロガーによる観測値をモデルへの入力として用いる。

有効伴流率 $(1 - w_p)$ と推力減少率 $(1 - t_p)$ は, プロペラ効率比 η_R と合わせて自航要素と呼ばれる係数で, 船体と推進器出力の関係を表す。基本的には自航試験と呼ばれる模型実験によって値を定めるものである。

船の前進方向の付加質量は質量の 5~15 パーセントとされており,¹⁰⁾ 梅田¹⁾ は排水量の 1.1 倍として与えている。ここではこの知見にしたがい,

$$m_1 = \rho \nabla \times 1.1 \quad (37)$$

とする。

以上でシステム方程式の全要素が得られた。このモデルでは CPP 翼角およびワープ長の時系列データが入力となる。またトッパーローラーの上下動およびワープの弾性は考慮しない。この結果 n 個の質点で構成される $2n$ 元の運動方程式は n 元に遡減され, ワープの俯角 θ_i ($i = 1, \dots, n-1$) および船体の水平方向位置である x_1 に関する連立微分方程式となる。そして実際に計算を行ったモデルでは $n = 8$ とした。つまりワープは 5 つに分割されている。

計算に用いるパラメータの導出 ここから具体的にパラメータを定める。対象とするシステムは北海道大学水産学部所属の研究調査船うしお丸と 2 m × 2 m の FMT の組み合わせである。うしお丸の主要目表を Table 1 に, FMT の網地展開図およびブライドル構成を Fig. 2 に示す。

うしお丸のトロールウインチに装備されているワープは, 呼称径 12 ミリのステンレスワイヤーであること以外に情報が得られなかったため, その単位長さあたり質量の値として JIS 規格ロープ, 6 × 24 FC の 0.52 kg を用いた。このワイヤーの海中における単位長さあたり沈降力は公表されていないため, 6 スtrand 構成であるワイヤーの単位長さあたり体積を断面積の理論値を用いて求め, 前述の単位長さあたり質量から 4.2 kgm/s²

Table 1 Keg specifications of R/V Ushio Man

Item	Symbol	Value	Unit
overall length		33.15	m
length between perpendiculars	L	27.50	m
breadth moulded	B	6.50	m
depth moulded	d	3.00	m
gross tonnage		128	t
full load displacement	∇	313.3	m ³
power of main engine		736	kW
propeller diameter	D_p	1.9	m
number of propeller blades		4	
normal revolution speed of propeller	n	5	rpm

Table 2 System parameters of net subsystem

Component	Item	Value	Unit
warp (per unit length)	mass	5.200×10^{-1}	kg
	weight in water	4.169	N
	drag coefficient (tangent direction)	0	
	drag coefficient (normal direction)	7.416	
	added mass (tangent direction)	0	kg
	added mass (normal direction)	9.500×10^{-2}	kg
bridles	length	5.000	m
	mass	3.950	kg
	weight in water	3.227×10	N
	drag coefficient (tangent direction)	0	
	drag coefficient (normal direction)	6.180×10	
	added mass (tangent direction)	0	kg
	added mass (normal direction)	6.570×10^{-1}	kg
	metal fittings for bridles	mass	3.150 kg
	weight in water	2.679×10	N
frame	mass	5.900×10	kg
	weight in water	5.018×10^2	N
	drag coefficient	2.472×10^2	
	added mass	1.618×10	kg
metal fittings for frame	mass	5.700	kg
	weight in water	4.848×10	N
metal weights (10 kg iron \times 4 pcs)	mass	4.000×10^2	kg
	weight in water	3.402×10^2	N
	drag coefficient	3.296×10	
	added mass	1.035×10	kg
net	length	4.200	m
	mass	4.000	kg
	weight in water	1.014	N
	drag coefficient	1.491×10^3	
	virtual mass	2.898×10^3	kg

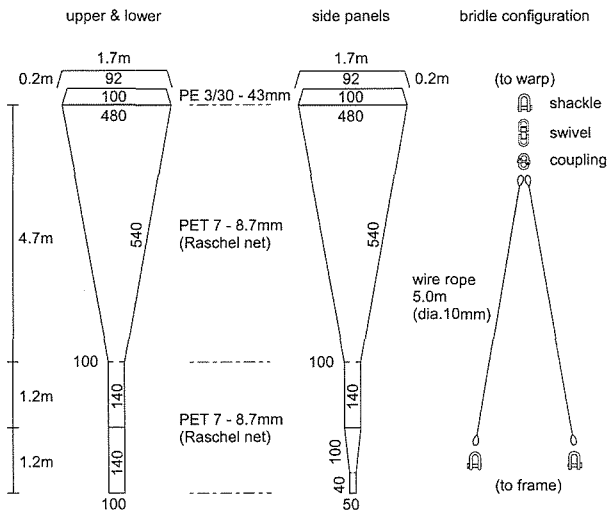


Fig. 2 Schematic design of the FMT netting and bridle configuration.

(水中重量 = 0.42 kgf) とした。⁵⁾ また、抵抗係数ならびに付加質量係数についてはワープを $d/l \approx 0$ の円柱とみなし、それぞれ 1.2, 1.0 の値を用いた。⁷⁾

FMT のブライドルは全長 5 m のワイヤーが左右 2 本で対になったもので、材質は SUS 304, 7 \times 19 WSC 呼称径 10 ミリが用いられている。このワイヤーの単位長さあたり質量を 0.39 kg とし、ワープと同じ手順で沈降力を求めた。また抵抗係数および付加質量係数はワープと同じ値を用いた。

フレームは SUS 304, 40 A \times 3 t (直径 48.7 ミリ) の鋼管を主部品として用いており、部材長 2 m であることから $l/d \approx 40$ を考慮して抵抗係数の値に 1.0 を用いた。⁷⁾ 組み立て式であるフレームの沈降力は、上下左右各部パーツ重量の実測値より求めた。

FMT を組み立てる際にはボルトナット類やフレームに網を装着するためのシャックル類などが多数必要となり、それは最終的に無視できない量となってしまう。そ

こで、ブライドル、ワープ部も含め、追跡しうる範囲で連結金具類の重量も考慮した。

袋網の抵抗係数は網展開図を基に前述の方法により求め、沈降力については袋網の質量と、その主素材であるポリエステル密度から求めた。以上、船以外のパラメータを Table 2 に示す。

一方、船体抵抗に関しては Table 1 のうしお丸要目表および山縣の図表から、プロペラの特性に関しては本船のプロペラ単独性能図から最小 2 乗法を用いて (36) 式の係数を決定した。なお、垂線間長 27.50 m のうしお丸が 1.5 m/s で航行するときのフルード数は 0.09 であ

Table 3 System parameters of R/V Ushio Man

Item	Symbol	Value	Unit	Remarks
normal speed in FMT operation	v_s	1.500	m/s	
Reynolds number	Re	3.562×10		
Froude number	Fr	9.134×10^{-2}		
virtual mass of ship	m_s	3.550×10^5	kg	$1.1 \times \rho \nabla$
block coefficient	C_b	5.842×10^{-1}		
area of wetted surface	S	2.502×10^2	m ²	Froude's formula
frictional resistance coefficient	λ_u	1.448×10^{-3}		Froude's formula
residual resistance coefficient	r_R	8.000×10^{-3}		Yamagata's formula
adjustment coefficient for propeller	k_P	1.000		Yamagata's chart
resistance coefficient of normal ship	r_{R0}	2.000×10^{-3}		↑
adjustment coefficient for B/L	$(\delta r_R)_{B/L}$	6.000×10^{-3}		↑
adjustment coefficient for B/d	$(\delta r_R)_{B/d}$	0		↑
thrust deduction fraction	t_p	2.000×10^{-1}		presumed value
wake fraction	w_p	2.500×10^{-1}		↑
coefficients of propeller thrust	a_{p1}	-1.271×10^{-1}		the chart of propeller open test
↑	a_{p2}	-2.196×10^{-1}		↑
↑	a_{p3}	2.000×10^{-4}		↑
↑	a_{p4}	9.653×10^{-1}		↑
↑	a_{p5}	-2.634×10^{-1}		↑
↑	a_{p6}	6.169×10^{-1}		↑

り, 山縣の図表による剰余抵抗係数の算出にあたり, 本方法が想定しているフルード数の下限未満の値となってしまう。そこで図表の範囲を超えた低フルード数領域における図表の各値について, 標準船型に対する剰余抵抗係数 r_{R0} については 0.002, B/L_h が標準値と異なる場合の修正量に関する値については 0.055, そして B/d_h が標準値と異なる場合の修正量についてはゼロに漸近するものとみなした。また, 推力減少係数 t_p と有効伴流係数 w_p についてはそれぞれ 0.2, 0.25 を仮定した。以上, 船体に関するパラメータの値を Table 3 に示す。このようにして得られた全てのパラメータをモデルに代入した。

実操業データの取得 モデルの検証を行うためのデータを, 2001年4月から6月にかけて行われた11回の操業において収集した。操業はいずれも夜間, 音響散乱層の生物分布調査を目的として, 目標とする水深層において3ノット, 約10分間の水平曳網を行ったものである。

船に関するデータはCPP翼角, 船速, ワープ長, ワープ張力を記録した。船速は電磁ログにより, ワープ長, 張力はワープメーターにより計測される値を用いた。これらのデータは本船に装備されたデータ処理システムにより, 同期された1秒または1分間隔のデータファイルとして取得した。

FMTの曳網水深はメモリー式深度計MDS-TD(アレック電子株式会社製)によって測定, 記録したのち, 船に関するデータファイルとの間で同期し, 一つのファ

イルにまとめた。

CPP翼角およびワープ長については, 明らかにノイズであるような値を除いた後, 測定値を1次関数で補間したものをモデルの入力とした。

船速は1分間隔で収集したものについては測定値を3次曲線によって補間し, 1秒間隔で収集したものについては前後15秒の移動平均を用いて平滑化した。

ワープ張力の測定値はすべての操業において振動していたため, グラフ上での計算結果との対比をし易くするために, これについても前後15秒の移動平均をとることにより平滑化した。

結果および考察

モデルに操業データから作成したCPP翼角およびワープ長の時系列を入力し数値計算を行った。この計算にはMathematica(Wolfram Reserch Inc.)の微分方程式ソルバを用いた。

数値計算の一例をFig. 3に示す。この操業は船速1.5 m/s(3ノット), ワープ長80 mにて水深25 m層を約10分間曳網したものである。グラフ最上段は操業中のCPP翼角とワープ長の操作歴であり, モデルへの入力である。投網中からワープ長を固定する過程でCPP翼角を大きくする操作を行っているため, 結果として操業中の船速がほぼ一定に保たれている。2~4段目は計算値を測定値と比較している。上から順に船速, 曳網水深そしてワープ張力である。そして最下段に測定値に対す

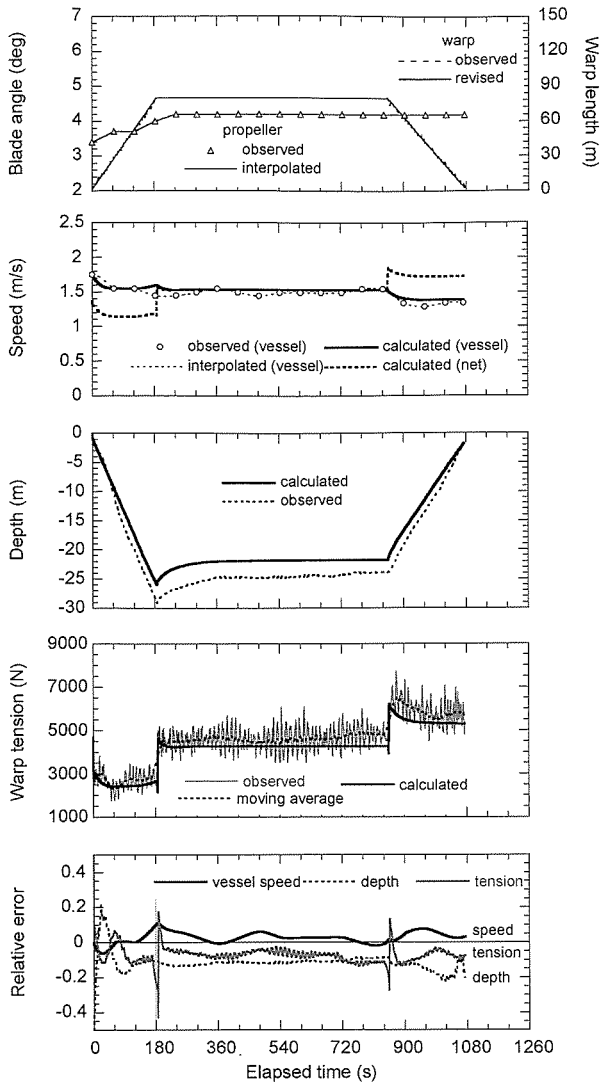


Fig. 3 Simulated Transition of the state of the FMT system in operation. The broken lines indicate the observed values.

る計算値の相対誤差を示した。ここでは相対誤差 E_r を以下のように定義した。

$$E_r = \frac{X_{cal} - X_{mes}}{X_{mes}} \quad (38)$$

ここに、 X_{cal} は計算値、 X_{mes} は測定値である。したがって、この E_r が正の値であるとき、船速と張力に関しては計算値が測定値より大きいことを、曳網水深に関しては計算値が測定値より深いことを意味する。

投揚網過程を含めて、船速の計算結果は測定値とほぼ一致した。揚網時、ワープの巻上げにともなって網の対水速度が増加し、結果として船速がやや低下する状態量の推移も正確に再現されている。操業を通して船速の相対誤差は概ね 10% 以下となっている。

曳網水深については約 3 m ほど浅く計算されている

が、ワープ停止時から曳網水深が整定水深に漸近していく過程は正確に再現された。曳網水深の相対誤差は -10% 前後となっている。

次にワープ張力について見ると前述の通り測定値が激しく振動していることがわかる。180~840 s は定常曳網中でありワープ長を固定しているにもかかわらず、平均 4.5 kN 周りに最大で 2 kN にも及ぶ振幅が見られる。このワープ張力の振動はこの操業だけでなくすべての操業に共通していた。うしお丸で FMT を曳網する場合、甲板上のトロールウインチからトップローラーを通してワープが鋼管製フレームに至るまで、振動を吸収する部材がほとんど存在しないため、これら個々の装備の振動がワープを介して共振し易いことなどが原因の一つとして考えられる。一方、計算値を移動平均値と比較すると約 200 N ほど少ない値となったが、ほぼ正しく再現された。偏差のグラフではワープ操作の直前直後における相対誤差が著しく大きくなっているのはこの移動平均値との誤差をとっているためである。

11 回全ての操業について同様な解析を行ったのち、定常曳網状態における船速、曳網水深およびワープ張力の測定値および計算値を平均することにより操業それぞれの代表値とした。具体的に Fig. 3 を例とすると、 $t = 420 \sim 779$ s の 6 分間は CPP 翼角、ワープ長がどちらも固定され、船速、曳網水深およびワープ張力がほぼ一定であるとみなすことができる。この区間を定常状態とみなして平均値を求めた。この結果を Table 4 に示す。そして状態量の相対誤差を Fig. 4 に示す。A は船速、B は曳網水深、そして C はワープ張力である。また縦横軸はそれぞれ計算値、測定値である。船速は $R=1$ の直線に対してほぼ均等に分布しており、相対誤差の大きさは最大で 6.4%、11 回の平均では 3.6% であった。

曳網水深については Fig. 4-B に示される通り、ほとんどの操業で $R=1$ の直線の下側に分布した。つまり計算値は実際より浅い水深を示した。相対誤差の大きさは最大で 16.5%、平均 11.6% となった。

ワープ張力は Fig. 4-C に示す通り $R=1$ の直線に対しほぼ均等に分布し、相対誤差の大きさは最大 13.8%、平均では 6.7% となった。

船速およびワープ張力が $R=1$ の直線に対してほぼ均等に分布し、相対誤差の平均が 10% 以下であったことから船体抵抗および網の抵抗として船の推進力など、水平方向の力関係を表すモデルはほぼ正確であったと言える。

一方、曳網水深の相対誤差も平均 11.6% であり実用的には十分な精度を有していると思われるが、多くの場合に計算値が測定値より浅い側に偏っており、系統的ともいえる誤差の出方を示した。浅い側に偏っていることから、質点系モデルにおける質点配置の問題とは考えに

Table 4 Comparison of measured and calculated values

Date	Operation	Warp length	Blade angle	Measured			Calculated			Relative error		
				Vessel speed	Depth of frame	Warp tension	Vessel speed	Depth of frame	Warp tension	Vessel speed	Depth of frame	Warp tension
y/m/d	no.	m	deg	m/s	m	N	m/s	m	N			
2001/04/18	1	100	4.0	1.527	32.8	4227	1.474	29.6	4009	-0.035	-0.098	-0.051
	2	80	4.2	1.485	24.5	4597	1.529	21.8	4260	0.030	-0.111	-0.073
	3	70	4.3	1.611	22.0	4641	1.553	18.5	4368	-0.036	-0.161	-0.059
	4	40	3.9	1.466	14.4	4068	1.447	12.0	3803	-0.013	-0.165	-0.065
2001/05/14	1	70	4.3	1.515	21.2	4017	1.546	18.6	4337	0.021	-0.123	0.080
	2	60	4.2	1.567	17.3	4268	1.530	16.1	4241	-0.024	-0.066	-0.006
	3	60	4.0	1.546	19.4	3767	1.475	17.2	3968	-0.046	-0.110	0.053
2001/06/27	1	80	4.2	1.634	25.6	3892	1.529	21.8	4261	-0.064	-0.150	0.095
	2	100	4.0	1.563	32.5	3773	1.474	29.5	4009	-0.057	-0.093	0.063
	3	60	4.0	1.557	19.1	3772	1.475	17.3	3966	-0.053	-0.096	0.052
	4	120	4.1	1.470	31.4	4834	1.500	34.9	4165	0.020	0.109	-0.138

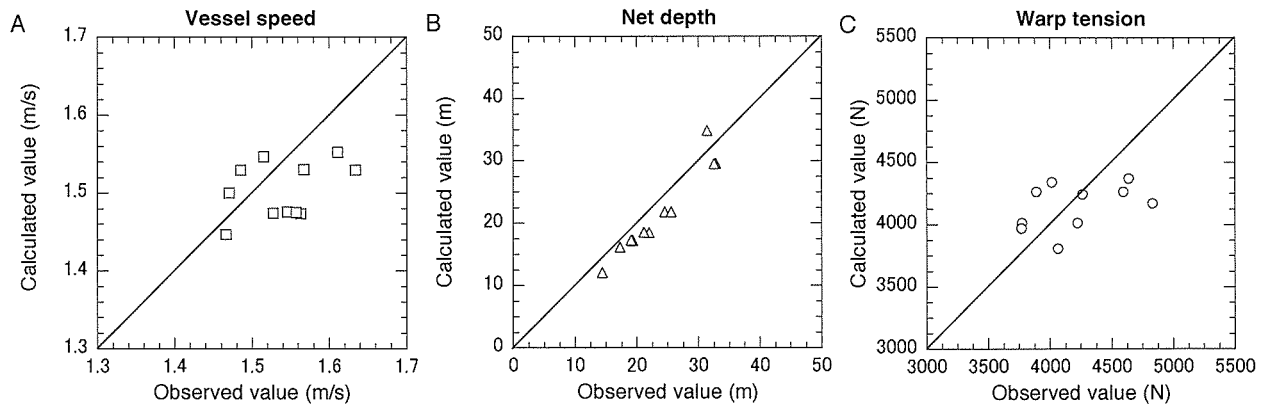


Fig. 4 Correlation of state values between the observed and the calculated. A: Vessel speed, B: Net depth, C: Warp tension.

くく、単純にワープの沈降力の見積もりが過小であったか、測定上の問題、例えばワープとトップローラー間のスリップに起因するワープ長の測定誤差などが原因として考えられる。

以上のように本研究ではFMTと船からなるトータルシステムのモデルをシステムの仕様から構築し、それが十分な精度を持つことを示した。これは対象としたシステムがネット採集具の操業であるため曳網速度が3ノット前後と低速域であることや旋回のための操舵が通常は行われない非常に単純な操業条件であることにもよるが、梅田¹⁾が中層トロール網の水深制御用モデルを構築した際に船体や漁具の抵抗を模型実験から求めた方法に比較して短期間、低コストで基本的なモデルが作れることを示したことになる。また柔軟なワープによって船と網が連結されているネット採集システムの構造的な特徴はラグランジュ方程式により質点系モデルとして容易に

表現できるようになっている。したがって今後このモデルに基づいて、冒頭で述べたようなシステム構成に由来するネット採集システムの安定性の違いをシステム設計のごく初期の段階で検討していくことが可能となる。また、実用的な観点では本モデルによって操業中の具体的な操作プログラムを作成できるようになる。近い将来、開閉機構を装備するFMT¹¹⁾やMOHT¹²⁾が実用化される可能性は高いと思われるが、これらの中にはタイマーなどによって作動時間が予め決められているものもある。そのような採集具を実際の調査の中で効率よく運用するためには曳網水深の変更に要する時間を考慮した操作プログラムおよび装置側の設定が必須と思われる。また具体的な使用法を示すことによって、そのような新しいネット採集具の普及に活用できる可能性もあるだろう。

謝 辞

研究の遂行にあたり、北海道大学大学院水産科学研究
院、芳村康男教授にはうしお丸の設計資料とともに船舶
工学の立場から有益な助言を頂きました。また北海道立
中央水産試験場、板谷和彦博士にはフレームトロールの
運用に関して多大な助言を頂きました。また操業の遂行
にあたってはうしお丸の乗組員の方々、北海道大学大学
院、阿部真之氏、山下由起子氏の献身的な御協力を頂き
ました。この場を借りて深く感謝いたします。

文 献

- 1) 梅田直哉. 中層トロールの最適レギュレータ制御系. 水
工研技報 1991; 12: 31-41.
- 2) Itaya K, Fujimori Y, Shiode D, Aoki I, Yonezawa T,
Shimizu S, Miura T. Sampling performance and opera-
tional quality of a frame trawl used to catch juvenile fish.
Fish. Sci. 2001; 67: 436-443.
- 3) 胡 夫祥. 中層トロールシステムの制御特性に関する研
究. 博士論文, 東京水産大学, 東京. 1992.
- 4) Hu F, Matuda K, Tokai T, Kanehiro H. Dynamic analysis
of midwater trawl system by a two-dimensional lumped
mass method. *Fish. Sci.* 1995; 61: 229-233.
- 5) 米澤 崇. フレームトロール・システムのモデリングに
関する研究. 博士論文, 北海道大学, 函館. 2006.
- 6) 田内森三郎. 「演習漁業物理学」, 恒星社厚生閣, 東京.
1963; 44-45.
- 7) 日本機械学会. 水力学および流体力学. 「機械工学便覧改
訂6版」日本機械学会, 東京. 1975; 20-22.
- 8) 胡 夫祥, 松田 峻, 山越康行, 東海 正. 円錐形袋網
の付加質量. 水産工学 1994; 31: 21-26.
- 9) 山縣昌夫. 抵抗編. 「船型学」天然社, 東京. 1953; 76-
94.
- 10) 元良誠三. 「船体運動力学」共立出版株式会社, 東京.
1957; 3-11.
- 11) 藤森康澄. 音響散乱層調査のための採集具の開発. 日水
誌 2007; 73: 925-926.
- 12) 胡 夫祥. MOHT および自動開閉型層別採集具の曳網特
性. 日水誌 2007; 73: 927-928.