

深海からの保温サンプリングに関する基礎的研究

許 正憲^{*1}

深海から試料を回収する場合、試料の保温は様々な研究にとって重要な役割を果たす。このような保温法を実現化するための要素技術としては、① 高圧水中下で有効な保温材の選定、② 採取容器を覆う多孔性保温材の有効熱伝導率の理論的算定、③ 高圧力に対する保温材変形特性の把握、④ 密閉型採取容器内外の対流熱伝達率の実験的算定、⑤ 密閉型採取容器内部の水温変化予測法の確立、が挙げられる。

本研究では、① において種々の材料を検討した結果、シントクチックフォームと発泡ネオプレンゴムを深海用保温材として選定し、②～④ については理論的、実験的に取り扱った。最終的に、これらの結果をもとに、⑤ について検討し、密閉容器内の水温変化予測法としては、流動を考慮した数値解析でなくとも、集中熱容量法が十分利用できることが分かった。さらに、本予測法の有効性は実海域試験からも確認した。

キーワード：深海、保温、密閉容器、シントクチックフォーム、発泡ネオプレンゴム、有効熱伝導率、体積弾性率、対流熱伝達率、温度変化予測、集中熱容量法、数値解析法

Fundamental Study on Heat Insulation Sampling from the Deep Sea

Masanori KYO^{*2}

When recovering samples from the deep sea, it is very important to maintain their deep sea environmental temperature for various studies. Elemental techniques to fulfill a method for maintaining temperature are as follows; ① selection of adiabatic materials which are effective under high hydrostatic pressures, ② theoretical estimation of thermal conductivity of a porous adiabatic material which covers the sampling container, ③ understanding the transformational characteristics of adiabatic materials against high pressure, ④ experimental estimation of the convection heat-transfer coefficient inside and outside the enclosed sampling container, ⑤ settlement of a method to predict water temperature change inside the enclosed sampling container.

In this study, we selected the syntactic foam and the neoprene foam as the deep sea adiabatic materials as a result of examining several materials in item ①, and then, we treated items ②～④ theoretically and experimentally. Finally, based on the results from

* 1 深海環境プログラム推進課

* 2 Deep Promotion Division

items ①~④, we investigated item ⑤ to verify that the lumped heat capacity method is sufficiently available for the prediction method of water temperature change inside the enclosed container, and also that numerical analysis method which was to be considered for heat flow is not necessary.

Moreover, the effectiveness of this prediction method was verified by an actual sea test.

Key words : Deep sea, Heat insulation, Closed container, Syntactic foam, Neoprene foam
Effective thermal conductivity, Bulk modulus, Convection heat-transfer coefficient, Temperature change prediction, Lumped heat capacity method, Numerical analysis method

1 はじめに

深海から試料を採取、回収する場合、試料の保温は様々な研究にとって重要な役割を果たす。そこで、これらの採取容器を保温材で覆い、回収することが必要となる。この容器周りの熱流モデルを図1に示す。構成としては、まず、採取試料は保温材付密閉容器内に収納される。試料を入れるために、密閉容器には開閉蓋が装備され、内部には海水を含む。境界条件として容器外部の海

水温が与えられる。海水温は水深約500m以深では数℃で安定し、約500m以浅では水深が浅くなるとともに上昇するが、特に表層水温は季節、海域によって大きく異なり、複雑な構造を示す。

さて、このような伝熱現象を取り扱う上での要素技術として、以下の項目が挙げられる。

- ① 高圧水中下で有効な保温材の選定：日常的な保温材は深海で使用不可能であるので、耐圧性、耐

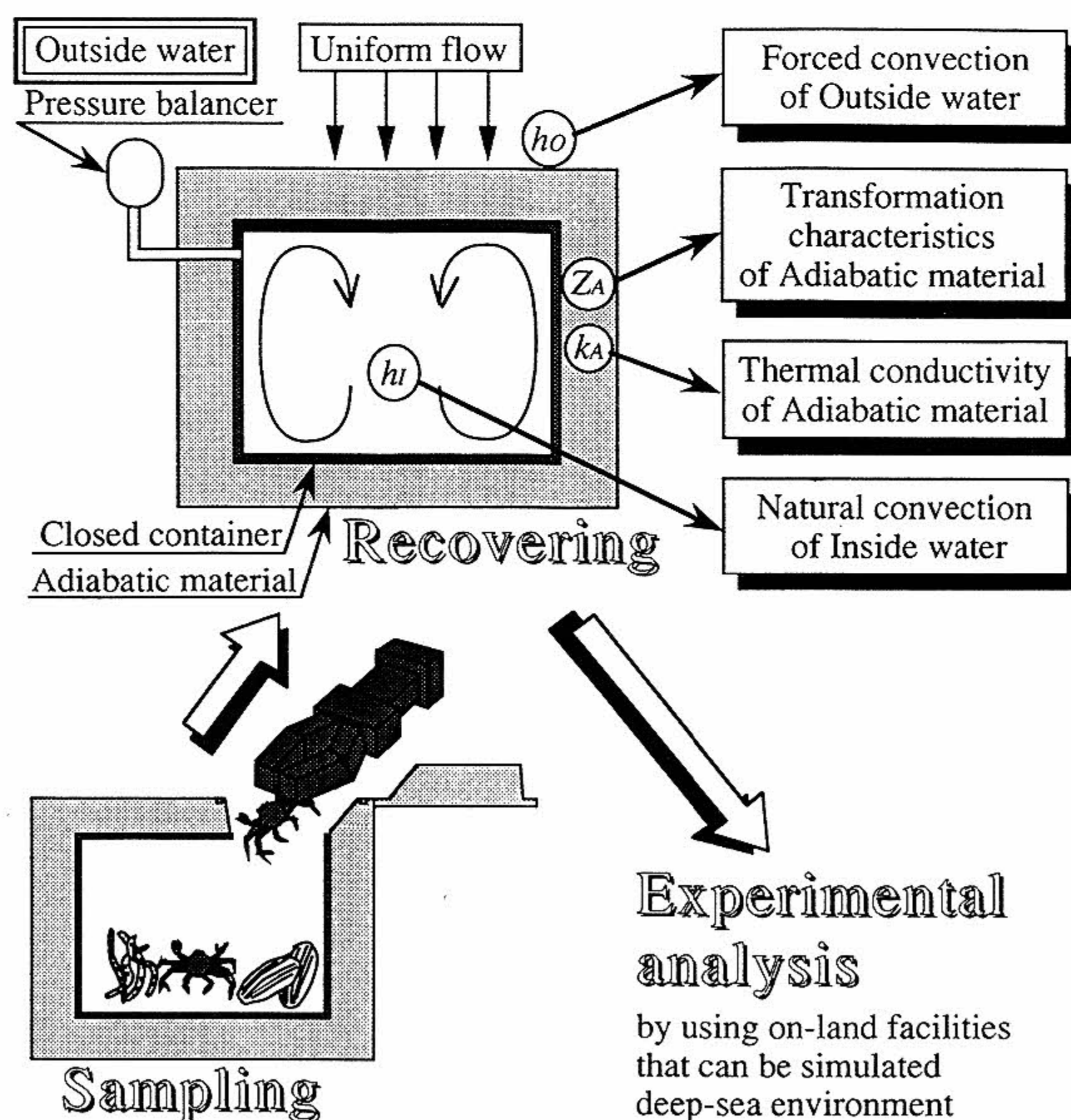


図1 深海から回収される採取容器の熱流モデル

Fig. 1 Heat transfer model of sampling container recovered from the deep sea.

食性を優先した上で、低熱伝導率の材料を選定しなければならない。ここで、海洋では圧力の減少とともに水温が増大することが、保温材選定において重要なキーポイントとなる。

② 保温材の熱伝導率の算定：保温材としては、気泡を内部に含む多孔性材料が望ましいが、負荷圧力により気泡が圧縮し、材料の有効熱伝導率値が変化することは十分考慮しなければならない。そこで、高圧下における材料の熱伝導率を把握することが必要となるが、高圧水中下で実験的に熱伝導率を求めることは困難であるので、多孔性材料の有効熱伝導率を理論的に算出することが必要となる。

③ 高圧力による保温材変形特性の把握：材料変形することにより、容器を覆う保温材の寸法、熱伝導率が変化し、材料を透過する熱貫流量の値に大きく影響する。よって、①項より選定された保温材について、圧力に対する変形特性を把握しなければならない。

④ 容器内外の対流熱伝達率の算定：回収途中では容器が相対的に一様流中に置かれることになるので、容器外表面については強制対流熱伝達、また、容器内表面については密閉区画内の自然対流熱伝達として、それぞれの熱伝達率を求めなければならない。

⑤ 容器内部の温度変化予測法の確立：上述の①～④の検討結果を用いて、最適な保温設計を行う上で必要となる容器内部の温度変化予測法を確立しなければならない。特に予測法として、簡便な集中熱容量法が使用できるのか、または容器内部水の流動を考慮した数値解析法を用いなければならないのかを検討する必要がある。

以上、①については、種々の材料を検討した結果¹⁾、深海用浮力材として開発されたシンタクチックフォーム²⁾（以下、SFと略す）と、ダイバー用ウェットスーツとして利用されている発泡ネオプレンゴム（以下、NPと略す）を選定し、さらにこれらの材料について永久歪特性、圧壊特性、熱特性を調べ、深海用保温材として十分に実用の可能性があることを確認した。

よって、本研究ではSFとNPを深海用保温材として用いて、最大6500m深度の海底にて採取された試料を、その採取現場の環境温度を保持して回収するための要素技術として、上述の②～④について検討し、最終的には⑤の温度変化予測法を提示することを目的とする。

具体的には②、⑤については理論的に取り扱い、それぞれの妥当性を実験で確認する。特に⑤の確認においては陸上試験と実海域試験を行う。また、③、④については実験的に求める。

2 理 論

2.1 多孔性材料の有効熱伝導率³⁾

シンタクチックフォームおよび発泡ネオプレンゴムはそれぞれ内部に独立した気泡を有す多孔性の複合材料といえる。これらは同心円からなる二相または一相の球状物質（分散相）が連続媒質中（連続相）に一様に分布している構造とされる。分散している各々の球周りの温度場は、巨視的にはどの球をとっても、ほとんど同じ状況の繰り返しであると考えられる。そこで、任意の一つの球に着目し、この球の中心から周囲を眺め、球近傍の温度場を解き、系全体の統括された有効熱伝導率を求める。

分散球が全体の系内で統計的には等方的に分布しているとし、各分散球の周囲が一様厚さの連続相で覆われた状態を考える。この分散相と連続相から構成される球状領域をセルと呼ぶ。まず、三相セルモデルについて有効熱伝導率を求める。三相セルモデルの概念図を図2に示す。分散球の平均密度を N （個/単位体積）とすれば、セル一個が占有する空間は、 $1/N$ であり、セルの外半径 c は

$$c = \sqrt[3]{\frac{3}{4\pi N}} \quad (1)$$

で与えられる。このセル内部に系全体の平均的な微細構造が含まれているとする。また、図2で示すセルの外部領域は、このセルが一様に分布していることを意味する。

セルの中心に原点をおき、直交直線座標系を考える。位置の座標を x_i ($i=1, 2, 3$) とし、任意の位置座標における温度を $T(x_i)$ 、熱伝導率を $k(x_i)$ 、内部エネルギーを $E(x_i)$ 、密度を $\rho(x_i)$ 、時間を t とおけば、エネルギー保存則より、

$$\rho(x_i) \frac{DE(x_i)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k(x_i) \frac{\partial T(x_i)}{\partial x_i} \right] \quad (2)$$

ここで、現象を定常状態と考え、熱伝導率が各相内では一定であるとすれば、温度場の方程式は各相の中で

$$\Delta T(x_i) = 0 \quad (3)$$

で与えられる。 Δ はラプラスの演算子である。

つぎに各相の境界条件を与える。各相の不連続面において、隣合う相の温度と熱流束が等しいとおけば、

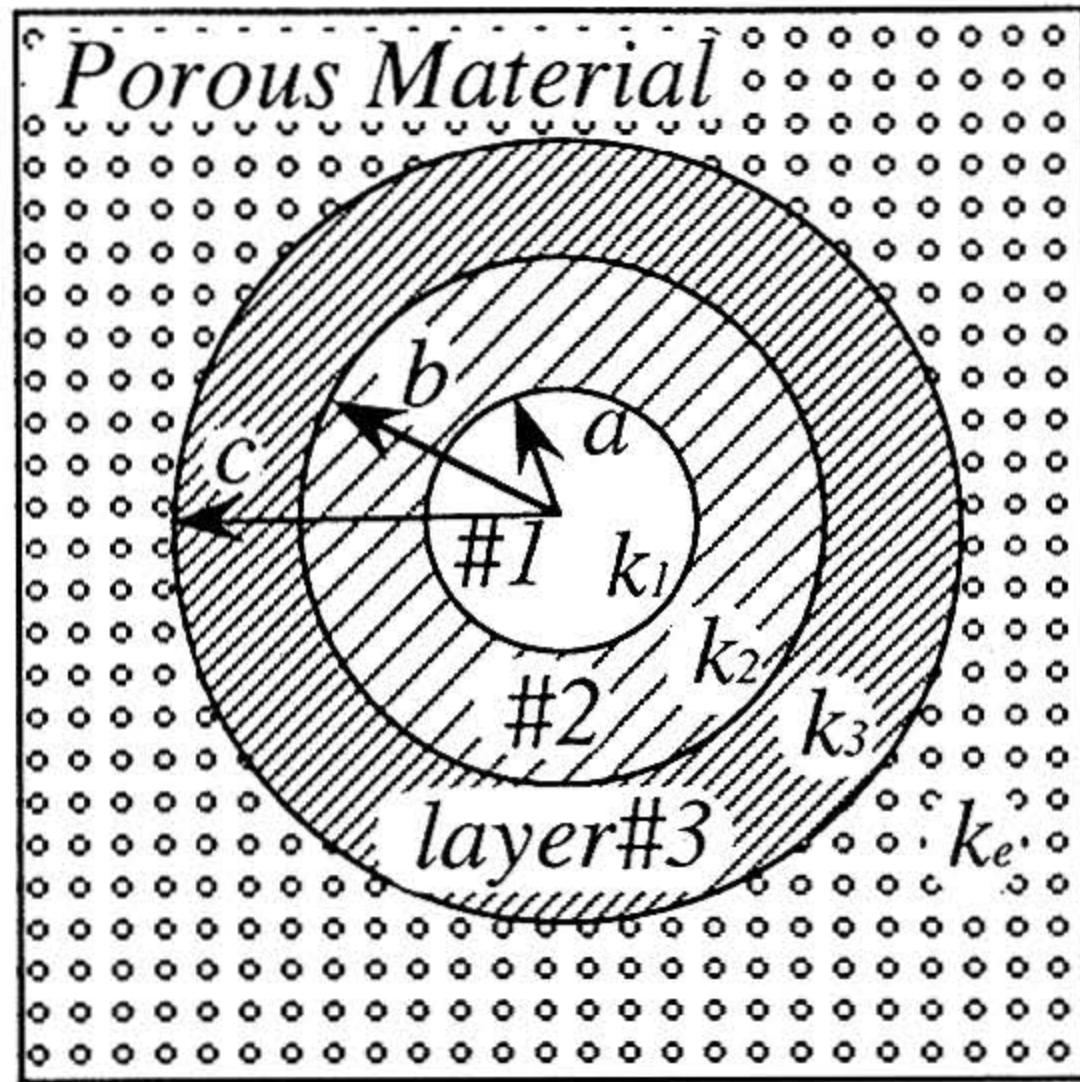


図2 3相セルモデル
Fig. 2 3-phase cell model.

$$(T_1)_- = (T_2)_+, \quad \text{at } |x_i| = a \quad (4)-1$$

$$(k_1 \partial_n T_1)_- = (k_2 \partial_n T_2)_+, \quad \text{at } |x_i| = a \quad (4)-2$$

$$(T_2)_- = (T_3)_+, \quad \text{at } |x_i| = b \quad (5)-1$$

$$(k_2 \partial_n T_2)_- = (k_3 \partial_n T_3)_+, \quad \text{at } |x_i| = b \quad (5)-2$$

となる。ここで、添字+, -はそれぞれ不連続面の表, 裏を, 添字1, 2, 3は図2に示す各相を, n は面に垂直な方向を表し, $\partial_x = \partial/\partial x_i$ である。

各相内の温度分布はその線形性と対称性の仮定から

$$T = F(r) x_i X_i \quad (6)$$

の形に表される。ここで, $r = |x_i|$ であり, X_i は次式で示される温度勾配の体積平均を表す。

$$X_i \equiv \frac{1}{V} \int_V \frac{\partial T}{\partial x_i} dV \quad (7)$$

ここで, V は任意の体積を示す。

発散定理を用いれば, 式(7)は

$$\int_V \frac{\partial T}{\partial x_i} dV = \int_S T n_i dS = \frac{4}{3} \pi r^3 F(r) X_i \quad (8)$$

と変形することができる。ここで, n_i は外向きの単位法線ベクトルであり, dS は球表面における面積素である。

式(8)において, 積分空間を一個のセルとおけば,

$$T_3 = x_i X_i, \quad \text{at } |x_i| = c \quad (9)$$

が導き出される。

以上より, 式(4), (5), (9)の境界条件のもとに, 式(3)のラプラスの式を解けば次式のとおり温度場が得られる。

$$T_1 = A_1 x_i X_i, \quad (0 \leq r \leq a) \quad (10)-1$$

$$T_2 = \left(A_2 + \bar{A}_2 \frac{a^3}{r^3} \right) x_i X_i, \quad (a < r \leq b) \quad (10)-2$$

$$T_3 = \left(A_3 + \bar{A}_3 \frac{b^3}{r^3} \right) x_i X_i, \quad (b < r \leq c) \quad (10)-3$$

ここで,

$$A_1 = \frac{6k_2 k_3}{B} \quad (11)-1$$

$$A_2 = \frac{3k_3 (k_1 + 2k_2)}{B} \quad (11)-2$$

$$\bar{A}_2 = \frac{3k_3 (k_2 - k_1)}{B} \quad (11)-3$$

$A_3 =$

$$\frac{3 \{ -C_1 k_1 k_2 + (2C_2 + 2C_3 + C_4 - 18) k_2 k_3 - C_4 k_3 k_1 - C_4 k_2^2 \}}{(C_2 + C_3 - 9)B} \quad (11)-4$$

$\bar{A}_3 =$

$$\frac{3 \{ C_1 k_1 k_2 + (C_2 + C_3 + \frac{1}{2} C_4 - 9) k_2 k_3 - \frac{1}{2} C_4 k_3 k_1 + C_4 k_2^2 \}}{(C_2 + C_3 - 9)B} \quad (11)-5$$

$$B = C_1 k_1 k_2 + C_2 k_2 k_3 + C_3 k_3 k_1 + C_4 k_2^2 \quad (11)-6$$

$$C_1 = -2z_1 - z_2 + 2 \frac{z_1}{z_1} + 1 \quad (11)-7$$

$$C_2 = z_1 + 2z_2 + 2 \frac{z_1}{z_2} + 4 \quad (11)-8$$

$$C_3 = -z_1 + z_2 - 2 \frac{z_1}{z_2} + 2 \quad (11)-9$$

$$C_4 = 2z_1 - 2z_2 - 2 \frac{z_1}{z_2} + 2 \quad (11)-10$$

$$z_1 \equiv \frac{a^3}{c^3} = \frac{1}{3} (C_2 + C_4 - 6) \quad (11)-11$$

$$z_2 \equiv \frac{b^3}{c^3} = \frac{1}{3} (C_2 + C_3 - 6) \quad (11)-12$$

$$z_3 \equiv \frac{a^3}{b^3} = \frac{1}{6} (-2C_3 - C_4 + 6) \quad (11)-13$$

である。式(11)-11, (11)-12はそれぞれ分散相1の体積分率, 分散相1と2の合計の体積分率を表している。

つぎに有効熱伝導率 k_e を計算する。領域 V における有効熱伝導率を次式の形で定義する。

$$k_e |x_i|^2 V \equiv \int_V k(x_i) \left[\frac{\partial T(x_i)}{\partial x_i} \right]^2 dV \quad (12)$$

ここで, 状況は等方的であると考えているから, k_e はスカラー量となる。

発散定理と境界条件(4), (5)を用いれば, 最終的に, 系全体の有効熱伝導率は

$$k_e = k_3 F_3 (cF_3 + F_3) \quad (13)$$

と表される。

二相セルモデルについては、図2において $b=c$ とおき、二相と三相の各熱伝導率が等しいとして計算を行えばよい。

2.2 密閉容器内外の対流熱伝達率⁴⁾

保温材で覆われた密閉容器の内部に水を充填し、これが海水中を移動すると考え、この場合の容器内外面における対流熱伝達率を求める。密閉容器内の自然対流熱伝達については様々な研究が行われているが、それぞれの手法やモデルによってその値は若干異なり⁵⁾、より正確に容器を流入する熱貫流量を把握するためには、本モデルにあった熱伝達率を実験的に求めることが望ましい。

ここでは、熱伝達率の算出に集中熱容量法を用いる。上述の密閉容器に対する集中熱容量系モデルの等価回路を図3に示す。ただし、ここでは保温材を含まない系、つまり、モデル全体を密閉容器と内部水の熱容量からな

る二つの集中点として熱伝達率の算出を行う。この理由は、後述の式(17)-2の U^* に保温材の熱伝導率項が含まれると、この項による寄与が著しく大きく、熱伝達率算出に大きな誤差が含まれるからである。表面積を A 、形状係数⁶⁾で補正された代表面積を $\bar{A}$ 、熱伝達率を h 、熱伝導率を k 、密度を ρ 、比熱を C 、厚さを Z 、温度を T 、時間を t とおき、添字としては、内部水および内表面を I 、密閉容器を C 、保温材を A 、外表面を O 、外部水を ∞ 、初期値を0とおけば、この二つの集中点に対するエネルギー保存式は

$$h_I A_I (T_I - T_C) = -\rho_I C_I V_I \frac{dT_I}{dt} \quad (14-1)$$

$$\begin{aligned} h_I A_I (T_C - T_I) + \left(\frac{Z_C}{k_C \bar{A}_C} + \frac{1}{h_O A_O} \right)^{-1} (T_C - T_\infty) \\ = -\rho_C C_C V_C \frac{dT_C}{dt} \end{aligned} \quad (14-2)$$

この二つの連立線形微分方程式をつぎの境界条件

$$t=0 \text{ で } T_I = T_0, \quad \frac{dT_I}{dt} = 0 \quad (15)$$

のもとに解き、 T_I を求めれば

$$\begin{aligned} T_I = T_\infty + (T_0 - T_\infty) \left\{ \frac{m_2}{m_2 - m_1} \exp(m_1 t) \right. \\ \left. - \frac{m_1}{m_2 - m_1} \exp(m_2 t) \right\} \end{aligned} \quad (16-1)$$

$$m_1, m_2 =$$

$$\frac{-(K_1 + K_2 + K_3) \pm \sqrt{(K_1 + K_2 + K_3)^2 - 4K_1 K_3}}{2} \quad (16-2)$$

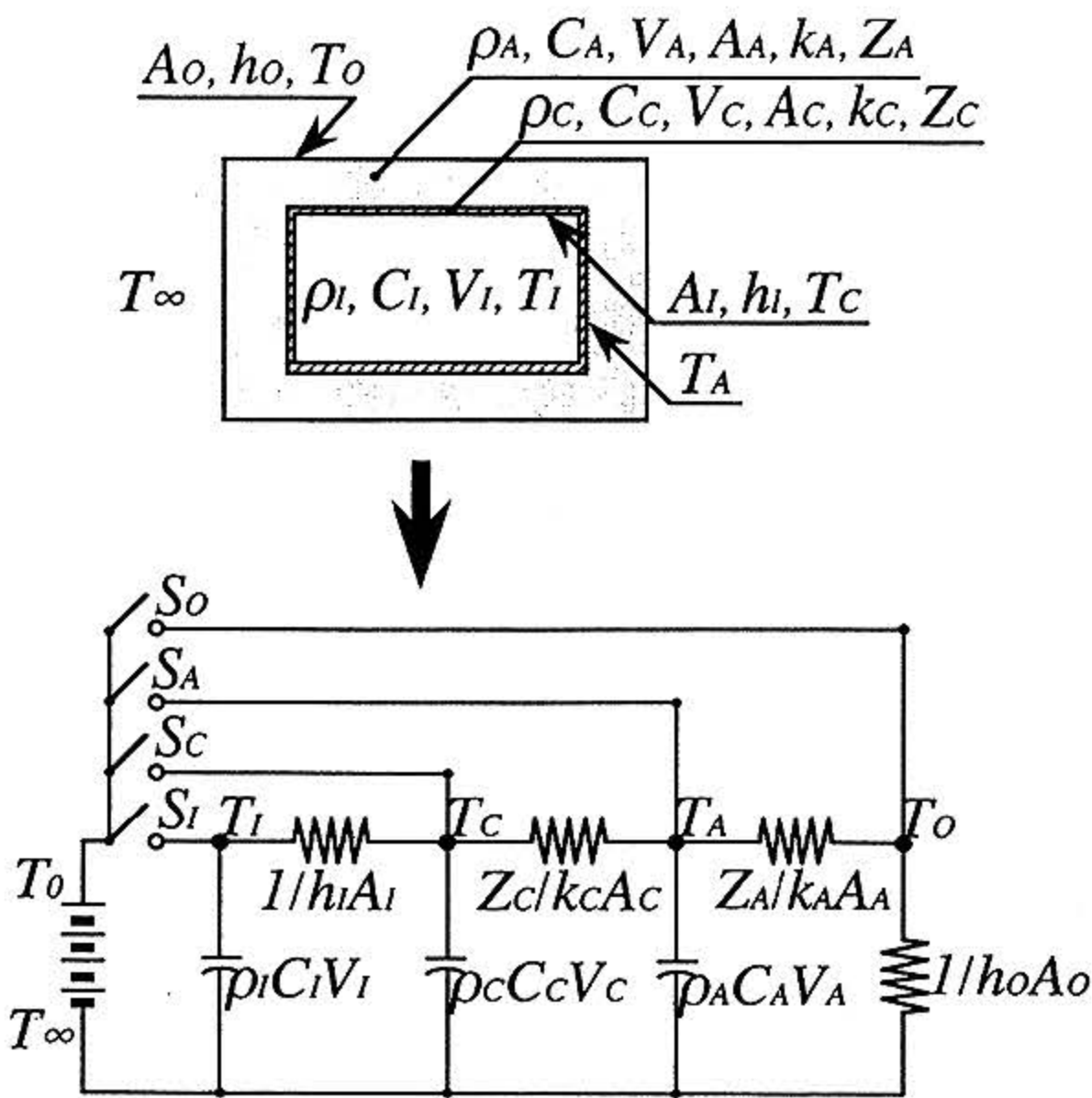
$$\begin{aligned} K_1 = \frac{h_I A_I}{\rho_I C_I V_I}, \quad K_2 = \frac{h_I A_I}{\rho_C C_C V_C}, \\ K_3 = \frac{\{Z_C / (k_C \bar{A}_C) + 1 / (h_O A_O)\}^{-1}}{\rho_C C_C V_C} \end{aligned} \quad (16-3)$$

となる。式(16-1)に実験より得られた T_0 、 T_I 、 T_∞ を代入し、熱伝達率以外の値はすべて既知とすれば、熱伝達率を求めることができる。

ここで、計算をより簡略化するために、二点集中熱容量系を一点集中熱容量系に変更して問題を考える。つまり、図3の等価回路において容器の熱容量 $\rho_C C_C V_C$ を0とする。この場合、式(14-1)の線形微分方程式に代わって、

$$U^* (T_I - T_\infty) = -\rho_I C_I V_I \frac{dT_I}{dt} \quad (17-1)$$

$$\frac{1}{U^*} = \frac{1}{h_I A_I} + \frac{Z_C}{k_C \bar{A}_C} + \frac{1}{h_O A_O} \quad (17-2)$$



Inside water; ρ_I, C_I, V_I, T_I ,

Inside surface of closed container; A_I, h_I, T_C ,

Closed container; $\rho_C, C_C, V_C, A_C, k_C, Z_C$,

Adiabatic material; $\rho_A, C_A, V_A, A_A, k_A, Z_A$,

Outside surface of closed container; T_A ,

Outside surface of adiabatic material; A_O, h_O, T_O ,

Outside water; T_∞ .

図3 集中熱容量系モデルの等価回路

Fig. 3 Equivalent circuit of lumped heat capacity model.

を解くことになり、その解は

$$T_I = T_\infty + (T_0 - T_\infty) \exp\left(-\frac{U^*}{\rho_I C_I V_I} t\right) \quad (18)$$

となる。実際、後述の実験において、容器の熱容量 $\rho_C C_C V_C = 1.1 \text{ kcal/}^\circ\text{C}$ は、内部水の熱容量 $\rho_I C_I V_I = 4.1 \text{ kcal/}^\circ\text{C}$ に比べて約1/4と小さいので、式(16)-1と式(18)の差は最大でも1.3%程度と計算され、実用上は式(18)でまったく問題ないと考えられる。

つぎに、実際に使用した実験装置(図4)では容器の内外を温度センサの保護用筒が貫通しているため、これらを伝わって内部へ流入する熱量を考慮しなければならない。熱は筒の根元から先端へ伝わり、その途中で内部水に接する筒表面から自然対流熱伝達率 h_p により放熱される。また、筒は十分に長く、筒の先端では筒の温度が内部水の温度に等しいとすれば、筒からの熱流量 q_p は

$$q_p = N(T_I - T_\infty), \quad N = \sum_{j=1}^3 \sqrt{h_{pj} D_{pj} k_{pj} A_{pj}} \quad (19)$$

ここで、 j は各筒を表す。

さて、 q_p も内部水の温度を上昇させる仕事に用いられるので、式(18)を q_p で補正すれば、最終的に容器の内部水温変化は

$$T_I = T_\infty + (T_0 - T_\infty) \exp\left(-\frac{U^* + N}{\rho_I C_I V_I} t\right) \quad (20)$$

で表されることになる。ここで、外部水の流れが無いケースでは、容器内外表面および筒表面における熱伝達がそれぞれ自然対流に依存するので、 U^* 、 N に含まれる

熱伝達率が全て等しい値 h_I であると仮定すれば、 T_0 、 T_I 、 T_∞ を計測することにより、 h_I を求めることができる。便宜上、 h_p のこの h_I を用いれば、実験的に U^* に含まれる内外表面を統括した熱伝達率を求めることができる。もちろん、筒表面と容器内外表面における熱伝達率は等しくないが、筒からの入熱量は保温材からの入熱量に比べ、約3%程度と小さいので、 h_p に上述の h_I を用いても大きな誤差は生じないと考えられる。

2.3 密閉容器内の温度変化の予測⁴⁾

2.3.1 集中熱容量法

前項で述べたとおり、集中熱容量法を用いて温度変化予測を行う場合には、式(20)を用いればよい。ただし、保温材で覆うことから、式(20)に含まれる U^* は式(17)-2に保温材の熱伝導率項を加えて

$$\frac{1}{U^*} = \frac{1}{h_I A_I} + \frac{Z_C}{k_C \bar{A}_C} + \frac{Z_A}{k_A \bar{A}_A} + \frac{1}{h_O A_O} \quad (21)$$

となる。

2.3.2 数値解析法

後述の実験で用いた密閉容器は断面アスペクト比=2に対して奥行アスペクト比=8.2であるので、奥行方向の影響は十分無視でき⁷⁾、数値解析では問題を二次元の密閉容器内自然対流問題として取り扱う。

容器内の流れは非定常、層流、非圧縮、粘性流れとして、質量保存則、運動量保存則、エネルギー保存則の三つの保存式を解く。

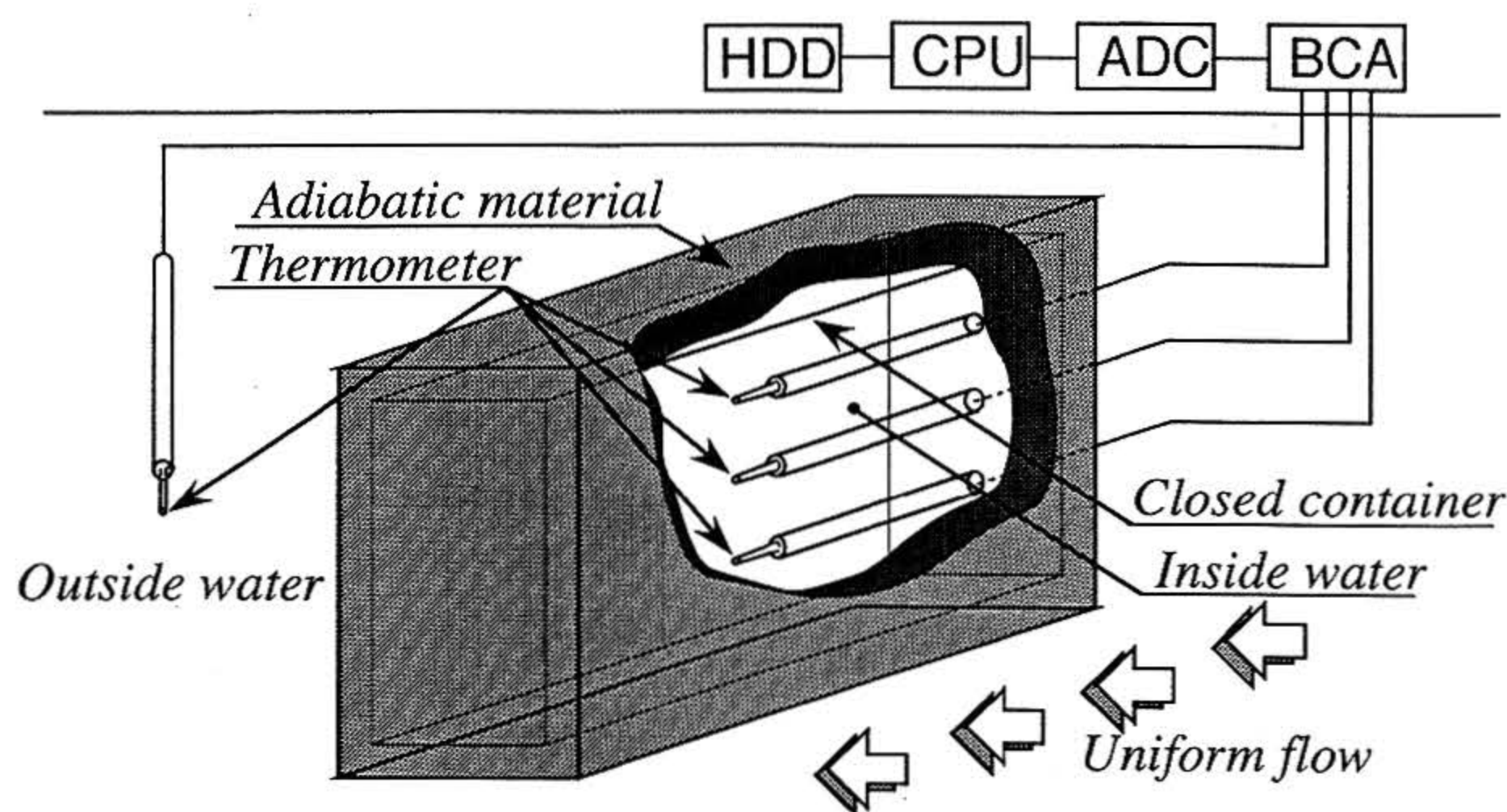


図4 対流熱伝達率算定のための実験装置

Fig. 4 Schematic diagram of experimental device for estimation of convection heat-transfer coefficient: BCA, Bridge circuit and amplifier; CPU, processor; ADC, Analog/digital converter; HDD, Hard disc.

流束ベクトルを u_i 、圧力を P 、動粘性係数を ν 、重力加速度を g 、体積膨脹率を β とおけば、質量保存則として、連続の式は

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{22}$$

運動量保存則として、非圧縮型のNavier-Stokes運動方程式は、浮力以外の体積力は考えないとするBoussinesq近似を適用すれば

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j}=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\nu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right]-g_i \beta_i \Delta T_i \tag{23}$$

エネルギー保存則として、温度拡散式は

$$\rho_l C_{pl} \frac{\partial T_l}{\partial t}+\frac{\partial \rho_l C_{pl} u_i T_l}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(k_l \frac{\partial T_l}{\partial x_i}\right) \tag{24}$$

ここで、重複指標については総和便法を適用する。

後述の実験では密閉容器の内部水温が初期値の $T_0=0^{\circ}\text{C}$ から開始し、回流水槽の水温 $T_{\infty}=22\sim 28^{\circ}\text{C}$ にいたるまで計測を行っている。よって、途中の 4°C 近辺において、水の最大密度点を通過するため、密度以外の物性も流れ場、温度場に影響を与えると考え、すべての物性値について温度変化を考慮し、温度の関数で与える。

流れの境界条件としてはすべりなし壁を与える。温度の境界条件は外部水温、保温材外表面と外部水との熱伝達率、保温材と容器の熱伝導率から決定される。ここで、保温材と容器の熱伝導は厚み方向についての一次元熱伝導とする。

本解析では運動方程式は陽解法を用いて時間について前進差分近似、空間について中心差分近似し、温度拡散式はコントロールボリューム法による陽解法にて差分近似する⁸⁾。

計算の流れは、まず、初期値を設定し、与えられた境界条件に対して内点の温度計算を行う。つぎに、流束の計算を行い、これを連続の式に代入し、発散項を求める。ここで、圧力同時緩和法により圧力と流束を調整して、発散項を0へ収束させる。

メッシュ分割は正方形メッシュを用い、実験で使した容器の寸法を考慮して 6×12 とした。計算時間ステップは1秒、圧力緩和係数は1.7、発散項の収束判定値は0.01とした。

3 実験

3.1 保温材の有効熱伝導率³⁾

理論的に算出した多孔性材料の有効熱伝導率の妥当性を確認するために、非定常線熱源法を原理とする熱伝導

率計測器（京都電子工業(株)製Kemtherm, QTM-D3）を用いて、SF試料とNP試料の熱伝導率を計測した。

SF試料は昭和高分子(株)製で、材料組成が異なる6種類を用いた。SF試料の密度 ρ_{SF} 、ガラス球の密度 ρ_B 、ガラスの密度 ρ_G 、樹脂の密度 ρ_R 、およびガラス球の平均外径 b をそれぞれ表1にまとめて示す。

NP試料はアサヒゴム(株)製で、密度の異なる10種類を用いた。発泡ネオプレンゴム試料の密度 ρ_{NP} 、ゴム素材の密度を ρ_{RB} および平均気泡径 a を表2に示す。

表1、2の各密度より、式(11)–11, (11)–12の z_1, z_2 が求まり、 k_e を理論的に求めることができる。 ρ_B が異なるケース（SF-4）については ρ_B を平均化して用いる。

3.2 密閉容器内外の対流熱伝達率⁴⁾

本実験では、「深海微生物実験システム」のサブシステムのひとつである採泥器⁹⁾を模擬して、保温材で覆われた密閉容器を試作し、容器内部水温の計測を行い、取得データより、本容器の形状、寸法にあった熱伝達率を算出する。また、深海から採泥器を回収する際、採泥器は表層へ向かって、海水中を上昇するために、相対的には一様流中に置かれることになる。そこで、本実験では一様流を模擬するために、一連の実験を回流水槽内で行った。

実験装置は図4に示すとおり、密閉容器、保温材、温度センサ、ブリッジ回路・増幅部（BCA）、A/D変換部（ADC）、処理部（CPU）、外部記憶部（HDD）から構成されている。

容器は寸法が125mm（高さ） $\times$ 65mm（幅） $\times$ 500mm（長さ） $\times$ 5mm（厚さ）のステンレス製であり、温度センサは容器の奥行と幅方向の中心線上、それぞれ高さ27.5mm, 62.5mm, 97.5mmの三箇所に取り付けられて

表1 シンタクチックフォームの密度
Table 1 Density of syntactic foam

Type	Density (kg/m ³)				Balloon Dia. (μm)
	ρ_{SF}	ρ_B	ρ_G	ρ_R	b
SF-1	0.60	0.23	2.57	1.23	80
SF-2	0.50	0.15			80
SF-3	0.54	0.29			100(60%) 40(40%)
SF-4	0.58	0.32(70%) 0.20(30%)			30(70%) 80(30%)
SF-5	0.63	0.32			30
SF-6	0.54	0.20			80

いる。温度センサには白金抵抗（100Ω/0℃，JIS0.5級相当）を用い，全体を保護用筒内に収納している。回流水槽内の水温を計測するための温度センサは，容器より上流側1.3mに一箇所設けられている。

回流水槽の寸法は20m（長さ）×4m（幅）×7.2m（高さ）×1.35m（水深）で，水深0.57mの位置に上述の容器が設置される。回流水槽の流速は潜水船の上昇速度を考慮して0，0.5，1.0m/sの3ケースとした。

容器外面を覆う保温材にはNP（厚さ6mm）と硬質ウレタンフォーム（厚さ12mm，以下，UFと略す）の二種類を使用し，実験はこの二種類の保温材で容器を覆った場合と何も保温材を覆わない場合の三ケースについて行った。なお，UFは水密性を保つために外表面をFRP（厚さ1mm）でコーティングしている。

前準備として，容器内部に予め既知水温（=0℃）の水を充填しておき，この状態で容器を回流水槽のテストセクションに設置する。実験は容器を回流水槽に設置した時点から開始し，容器内部の三箇所の水温データ，および回流水槽内一箇所の水温データを記録する。なお，回流水槽の熱容量は十分に大きく，一ケースの実験中，水温は約±0.1℃以内で一定であるので，水槽の水温制御は行っていない。

3.3 保温材の体積弾性率¹⁰⁾

保温材は海中で全表面に等分布荷重を受け，変形する。この変形量に応じて，保温材の厚み，熱伝導率は変化し，保温材を通過する熱流量も変化する。よって，圧力に対する変形量を把握しなければならず，そのためには，保温材の体積弾性率を知る必要がある。ただし，SFは体積弾性率が高く，6500m深度圧での体積歪量はわずかに0.002と十分無視できる量であることが分かっているので²⁾，ここではNPについてのみ計測した。

体積弾性率計測は次のとおり行う。水を充填したピストン付きシリンダーの内部にNP試料（表2の示すNP-1～NP-6）を入れ，この状態でシリンダーを万能圧縮機に装着し，ピストンを下降させる。このときのピストン負荷荷重とピストン変位量から，試料への負荷圧力と体積歪を求め，体積弾性率を得る。なお，ピストン移動速度は0.5mm/minとした。

3.4 実海域における容器内温度変化⁴⁾

深海から回収される保温材付密閉容器の内部の温度変化を「しんかい2000」を用いて，実海域で計測した。

実海域実験で用いる実験装置の構成も図4と同じであ

表2 発泡ネオプレンゴムの密度
Table 2 Density of neoprene foam.

Type	Density (kg/m ³)		Balloon Dia. (μm)
	ρ_{NP}	ρ_{RB}	a
NP-1	0.21	1.35	100
NP-2	0.38		260
NP-3	0.50		120
NP-4	0.52		260
NP-5	0.69		290
NP-6	0.76		290
NP-7	0.82		—
NP-8	0.89		—
NP-9	1.14		—
NP-10	1.25		—

るが，この中で，BCAは耐圧容器内に，ADC，CPUおよびHDDは潜水船の耐圧殻内に装備し，温度センサは耐圧型とする。密閉容器にはゴムブラダ（伸縮性のゴム袋）を装備しており，外圧力の増減にともなう容器内容積の変化を吸収できる機構となっている。水温データは潜水船の圧力センサで計測された深度データ¹¹⁾と合わせて処理される。

容器を覆う保温材はNPとSFである。NP試料の大気圧下における厚さは24mm，密度は0.2g/cm³，熱伝導率は0.064W/(m・K)であり，SF試料の大気圧下における厚さは50mm，密度は0.6g/cm³，熱伝導率は0.13W/(m・K)である。密閉容器はステンレス鋼製で，NPの実験では回流水槽で使用したものと同等であり，SFの実験では370mm（長さ）×190mm（幅）×230mm（高さ）×1.6mm（厚さ）である。

4 結果および考察

4.1 保温材の有効熱伝導率³⁾

非定常線熱源法によるSF試料の熱伝導率計測結果を図5に示す。縦軸は有効熱伝導率 k_e を，横軸は分散相の体積分率 z_d を表す。SFの場合は分散層が二種類の物質から構成されており， z_d は z_2 に等しくなる。図中，実線が式(13)により求められた有効熱伝導率であり，プロットが表1に示すSF-1～SF-6の計測値である。実線とプロットを比べるといずれのシンタクチックフォーム試料においても非常によく一致し，本理論による熱伝導率の算出が十分有効であることが分かる。

つぎに発泡ネオプレンゴムの結果を図6に示す。縦軸

と横軸の意味はそれぞれ図5と同じである。本理論による計算結果を実線で示し、プロットは計測結果である。計測で用いた試料は表2に示す10種類であるが、実際にはこれらの試料を繰り返し加圧し、永久歪を与えることにより密度の種類を34種類に増大して、計測を行っている。発泡ネオプレンゴムでは分散相の体積分率 z_d は z_1 に等しくなる。図6より、曲線は全体的に単調減少の傾向となり、計測誤差を考慮すれば、二相セルモデルについても、本理論は十分に実際現象に適合しているといえる。

4.2 密閉容器内外の対流熱伝達率⁴⁾

保温材がないケースの容器内部水温の計測結果を用いて、容器内外表面を統括した熱伝達率を算出する。

図7に実験より求められた熱伝達率と容器内外における温度差の関係を、ヌセルト数 Nu_w 、レーレー数 Ra_w を用いて表す。図中、実線は実験値を最小二乗法で整理したものである。大破線は稲葉ら¹²⁾による、小破線はMacGragorら¹³⁾による実験式であり、いずれも自然対流熱伝達について取り扱ったものである。なお、内部水温が約4℃近傍で水温鉛直勾配の逆転が起こり、水温データが安定せず、この間のデータを用いると、熱伝達率の算出結果が非常に大きく変動するために、ここではこれらを省いている。

図7より、本モデルにおける統括熱伝達率の実験式は
 流速が0 m/sのとき $Nu_w=0.195Ra_w^{1/4}$ (25)-1
 流速が0.5m/sのとき $Nu_w=0.348Ra_w^{1/4}$ (25)-2
 流速が1.0m/sのとき $Nu_w=0.399Ra_w^{1/4}$ (25)-3
 図7から分かるように、流れの有無により、つまり、

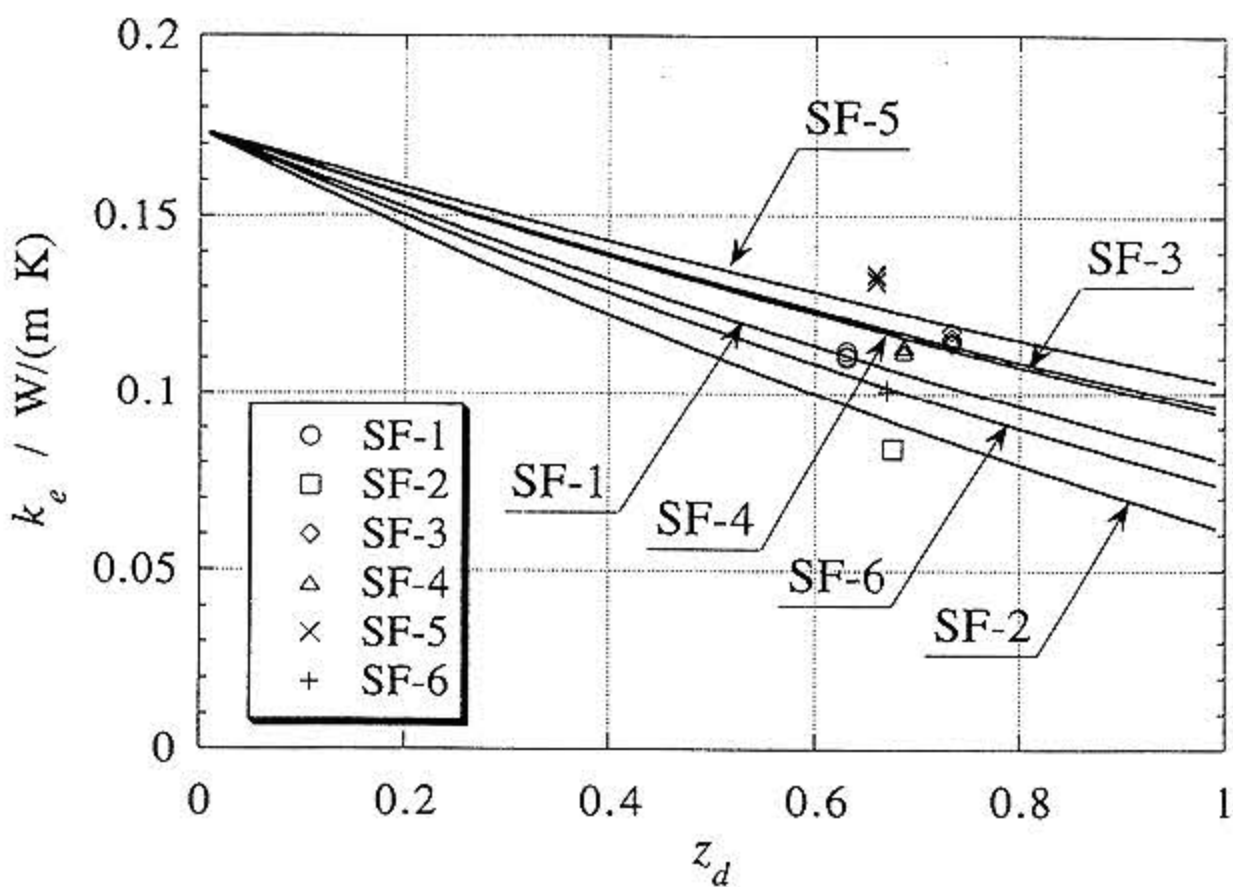


図5 シンタクチックフォームの熱伝導率
 Fig. 5 Thermal conductivity of syntactic foam : k_e , thermal conductivity ; z_d , volume fraction.

外表面の熱伝達が自然対流であるか、強制対流であるかにより、ヌセルト数は大きく異なるが、流速が0.5m/sと1.0m/sでは大きな差はみられない。また、流速0m/sの結果は稲葉らによる結果と非常によく一致し、さらに、MacGragorらによる結果とは若干ずれるが、その量からみても、式(20)による算出法の妥当性が認められる。若干の差異は密閉容器の形状や大きさに起因するものと考えられる。

4.3 回流水槽における容器内温度変化⁴⁾

集中熱容量法および数値解析法を用いて、一様流中に置かれた保温材付密閉容器の内部水温変化予測を行い、それらの予測結果と実験結果とを比較してみる。

保温材がUF、流速が1.0m/sについての結果を図8に

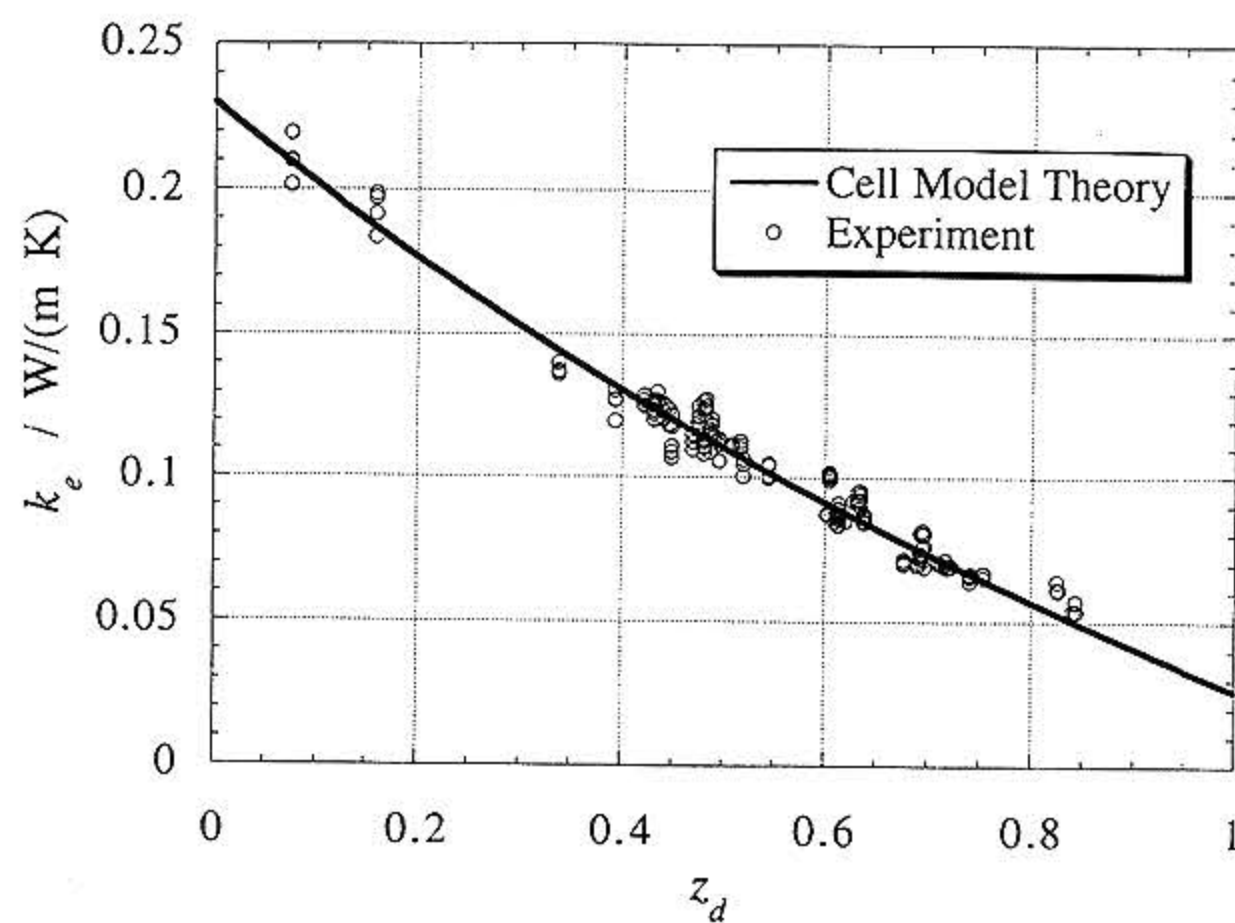


図6 発泡ネオプレンゴムの熱伝導率
 Fig. 6 Thermal conductivity of neoprene foam : k_e , thermal conductivity ; z_d , volume fraction.

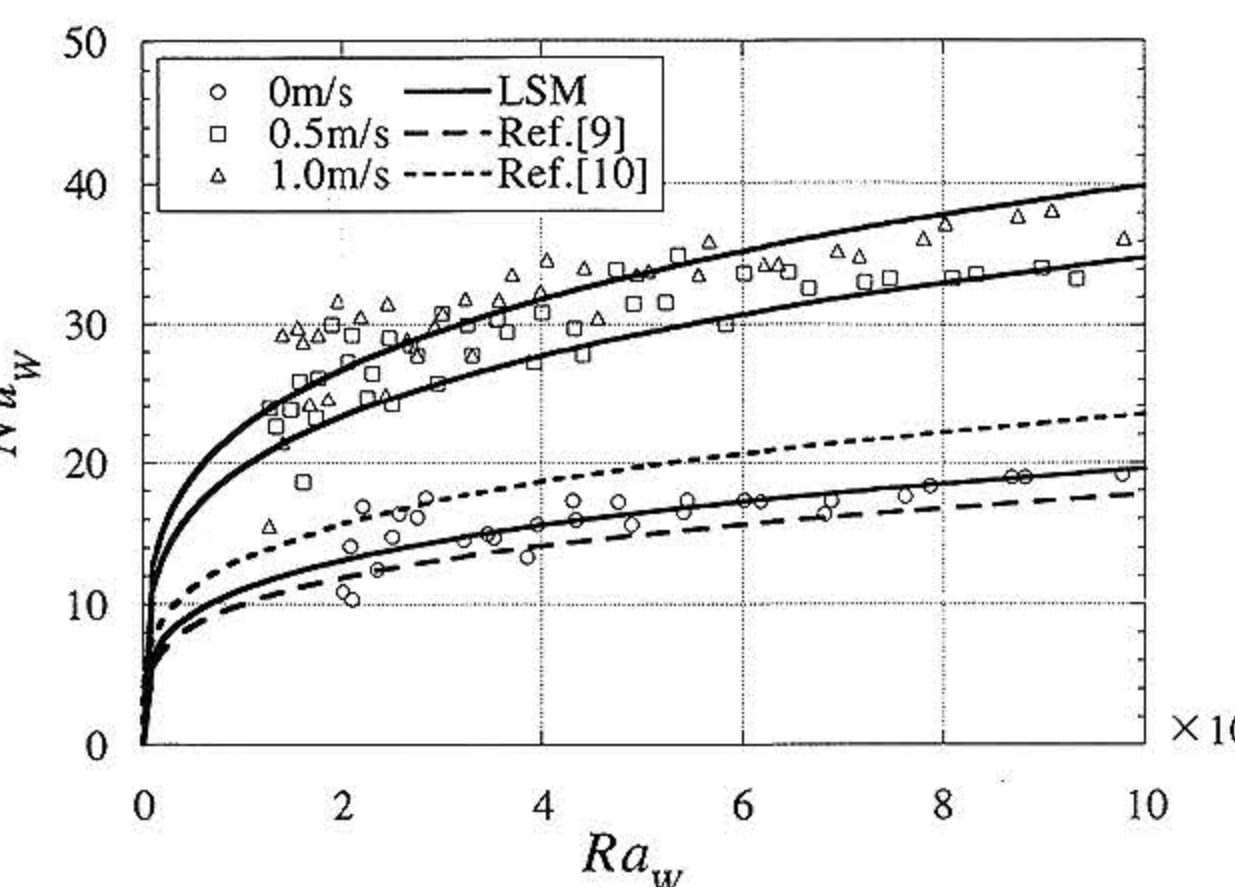


図7 密閉容器の対流熱伝達
 Fig. 7 Convection heat transfer of closed container : Nu_w , Nusselt number ; Ra_w , Rayleigh number.

示す。図中、プロットは鉛直方向三箇所の内部水温計測値、細線は回流水槽の水温計測値であり、実線、大破線、小破線はそれぞれ数値解析による上部、中部、下部水温予測値であり、一点鎖線は集中熱容量法による水温予測値である。

図8からわかるように、実際の現象では水の密度が4℃で最大値をもつことに依存し、約4℃近傍で密度の逆転が生じ、これにともない水温の鉛直勾配は複雑に変化する。集中熱容量法の場合、この密度逆転範囲では予測値と計測値との間に最大で約1℃程度のずれがあるものの、それ以降では十分によい一致を示している。集中熱容量法は物体内の温度分布が一様であることを仮定しており、物体が小さくなればなるほどよく適合するわけだが、図8に示す程度のずれであれば、本モデルの寸法程度でも集中熱容量法は十分に有効であるといえる。

また、流動を考慮している数値解析では密度逆転範囲も含めて予測値と計測値のずれは0.5℃以下に収まっており、集中熱容量法に比べて、より実際現象を表しているといえる。ただし、要求される予測精度にもよるが、計算にかかる手間を考慮に入れば、集中熱容量法の方が実用的であるともいえる。さらに、4℃近辺における温度勾配の逆転現象は数値解析によって、確認することができるが、実験結果ほど顕著には表れない。

4.4 保温材の体積弾性率¹⁰⁾

NP試料の体積弾性率計測結果を図9にプロットで示す。同図からわかるように、各密度の試料とも低圧力領域で急激に容積が減少し、その後の容積変化は極端に小さく、かつ直線的となる。これは比較的低圧力領域にお

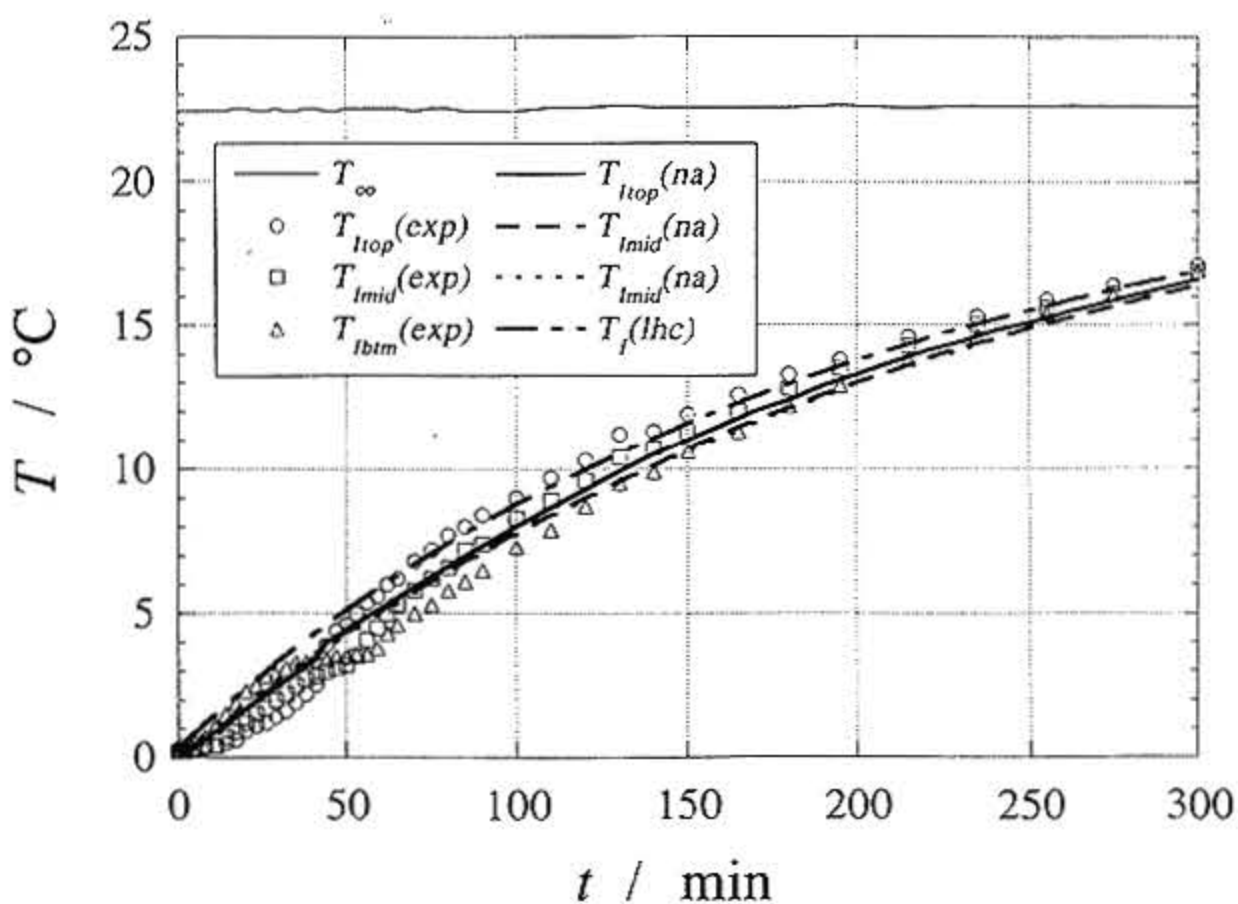


図8 回流水槽試験における容器内温度変化
Fig. 8 Temperature change inside container of flow tank test : T , temperature ; t , time.

いて、気泡は容易に圧縮され、体積分率がほとんど無視できる程度になり、さらに圧力を増大すると、低圧縮性であるゴム自体が収縮しはじめることを示している。

NP試料の圧力に対する体積歪の算出を試みる。まず、次の仮定をおく。材料の内部応力分布は均一であり、これは外部圧力に等しいとする。また、気泡の圧縮は気体の状態方程式に従い、ネオプレンゴムの圧縮は体積弾性率によって線形的に変化するとし、材料全体の容積は両者の合計で表されたとする。

大気圧 P_0 での気泡の容積を $V_B(P_0)$ とすれば、圧力 P における容積 $V_B(P)$ は温度一定のもとに

$$V_B(P) = \frac{V_B(P_0)P_0}{P} \quad (26)$$

となる。つぎに、ネオプレンゴムの体積弾性率を K_{RB} 、大気圧でのネオプレンゴムの容積を $V_{RB}(P_0)$ とすれば、圧力 P における容積 $V_{RB}(P)$ は

$$V_{RB}(P) = V_{RB}(P_0) \left(1 - \frac{P}{K_{RB}} \right) \quad (27)$$

となる。仮定より、全体の容積 V_{NP} は、

$$V_{NP} = V_{RB} + V_B \quad (28)$$

よって、体積歪 θ_{NP} は次式で表される。

$$\theta_{NP} = \frac{1}{V_{NP}(P_0)} \left[V_{NP}(P_0) - \left\{ \frac{P_0 V_B(P_0)}{P} + V_{RB}(P_0) \left(1 - \frac{P}{K_{RB}} \right) \right\} \right] \quad (29)$$

式(29)による結果を図9中に鎖線で示す。なお、 K_{RB} は本計測結果の高圧力領域における直線部分の勾配から求めたものである。鎖線は勾配が急激に増大するあたりから ($P > 50 \times 10^5$ Pa)、計測値によく一致するが、これ

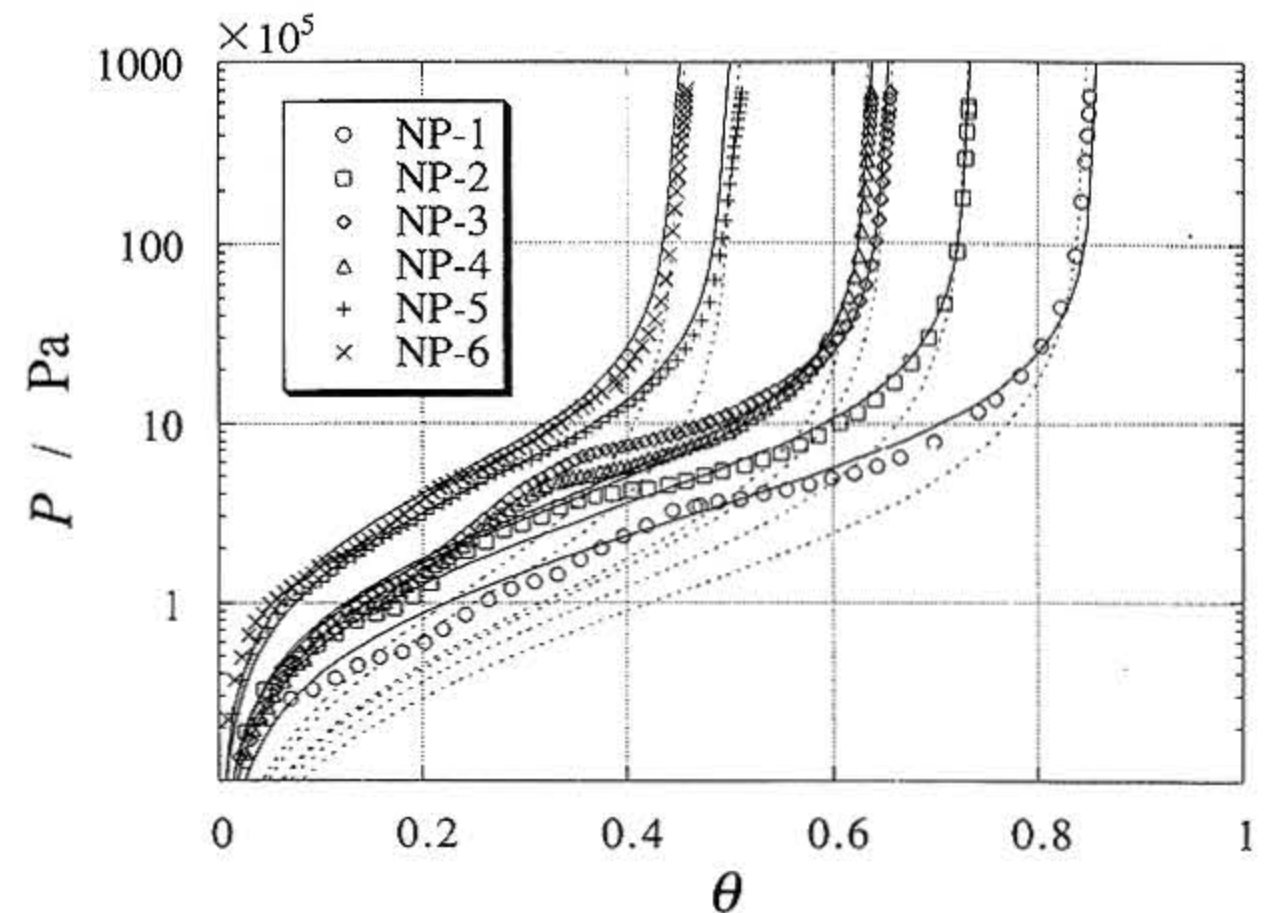


図9 発泡ネオプレンゴムの体積弾性率
Fig. 9 Bulk modulus of neoprene foam : P , gage pressure ; θ , bulk modulus.

以下の低圧力部分をみると、実際の容積変化は式(29)の結果よりも小さくなることが分かる。

そこで、より厳密な圧力と体積歪の相関を実験的に求める。式(29)の結果に比べて、実際の変形が小さくなるのは本材料が内部に多数の気泡を含む多孔構造であることに起因していると考えられる。よって、式(29)の P を z_d の関数 $f(z_d)$ で補正し($\bar{P}=Pf(z_d)$)、 θ_{NP} を実験結果と合わせるように $f(z_d)$ を調整する。各試料の結果をまとめて整理すれば

$$f(z_d)=0.35\left\{\frac{z_d(P)}{z_d(P_0)}\right\}^{-0.365} \quad (30)$$

が得られた。なお、 z_d は式(26)と式(28)の比から求める。式(30)で補正された圧力/体積歪曲線を図9中に実線で示す。同図から式(30)で補正した実験式は十分に有効であることが分かる。

4.5 実海域における容器内温度変化⁴⁾

密閉容器を保温材で覆い、深海まで往復する間の内部水温を計測した結果を図10((1)NP試料、(2)SF試料)に示す。図中、実線は潜水船深度と海水温、鎖線が容器内部水温(中央)の計測結果であり、太線は式(13)、(29)、(30)より得られた高圧下における k 、 A 、 Z と、式(25)-3で示す k を式(20)に代入して、式(20)から内部水温を予測した結果である。実際、 T_{∞} は非定常なのであるが、 Δt が十分短く、この間では T_{∞} が一定であるとする。なお、 T_{∞} の値は図中、実線で示される海水温計測値を代入する。

図10(1)より、NPは深海にて約7mm程に圧縮し、全く保温の用をなさないが、圧力の減少とともにその保温能力は復活し、深海の現場環境温度に対する温度上昇

を、潜水船浮上時($t=410\text{min}$)では約 4°C に抑え、回収時($t=430\text{min}$)でも約 8°C に抑えることができた。実際、海水温の鉛直プロファイルを見ると、海水温は水深500m以浅から急激に上昇するので、浅深度にて容積が復元するNPは深海の現象に適合した保温材であるといえる。また、予測結果についても式(20)に示すとおり簡単な計算ながら、よく実際現象に適合しているといえる。ただし、細部についてみれば、予測結果の方が計測結果より早く変化する傾向にある。これは式(20)の算出において、 Δt の間隔が短いとして、外部水温を一定としていることが影響していると考えられ、今後、より精密な予測を行うためには、境界条件の与え方を検討する必要がある。

なお、今回のNPの実海域実験結果では回収時に約 8°C の温度上昇となり、この値が生物を死滅させるかどうかは生物種によって大きく異なるが、何れにしても温度上昇をより低く抑えることは望まれるところであり、実機製作の際には、その仕様条件に合わせて、NPの気泡体積分率、厚さを調整し、本予測法を用いて最適な保温設計をする必要がある。

図10(2)に示す実験では密閉容器内に採泥器を収納し、併せて採泥作業も行わなければならなかったため、海底にて密閉容器の開閉を行う必要があった。容器の開閉時点を図中、矢印で示す。

図10(2)から分かるように、潜水船の下降とともに海水温は低下するが、容器内水温は初期水温を十分に保持している。つぎに、容器を開けた瞬間に内部の高温水は急激に外部の低温水と置換するが、容器の開閉時間が短いこと、および容器内部に収納した採泥器が水の置換の

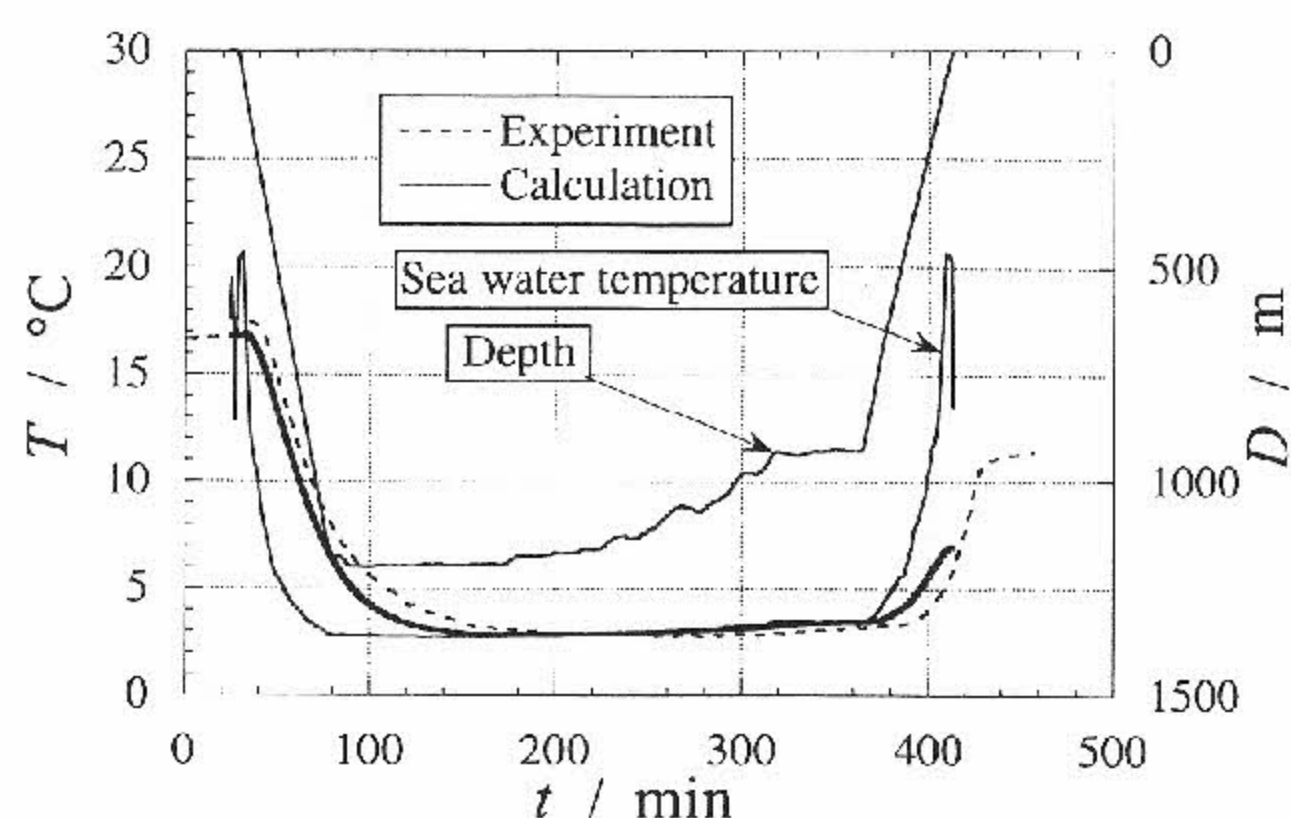


図10 実海域試験における容器内温度変化 (1)発泡ネオプレンゴム

Fig. 10 Temperature change inside container of sea test: T , temperature; D , depth; t , time. (1) neoprene foam.

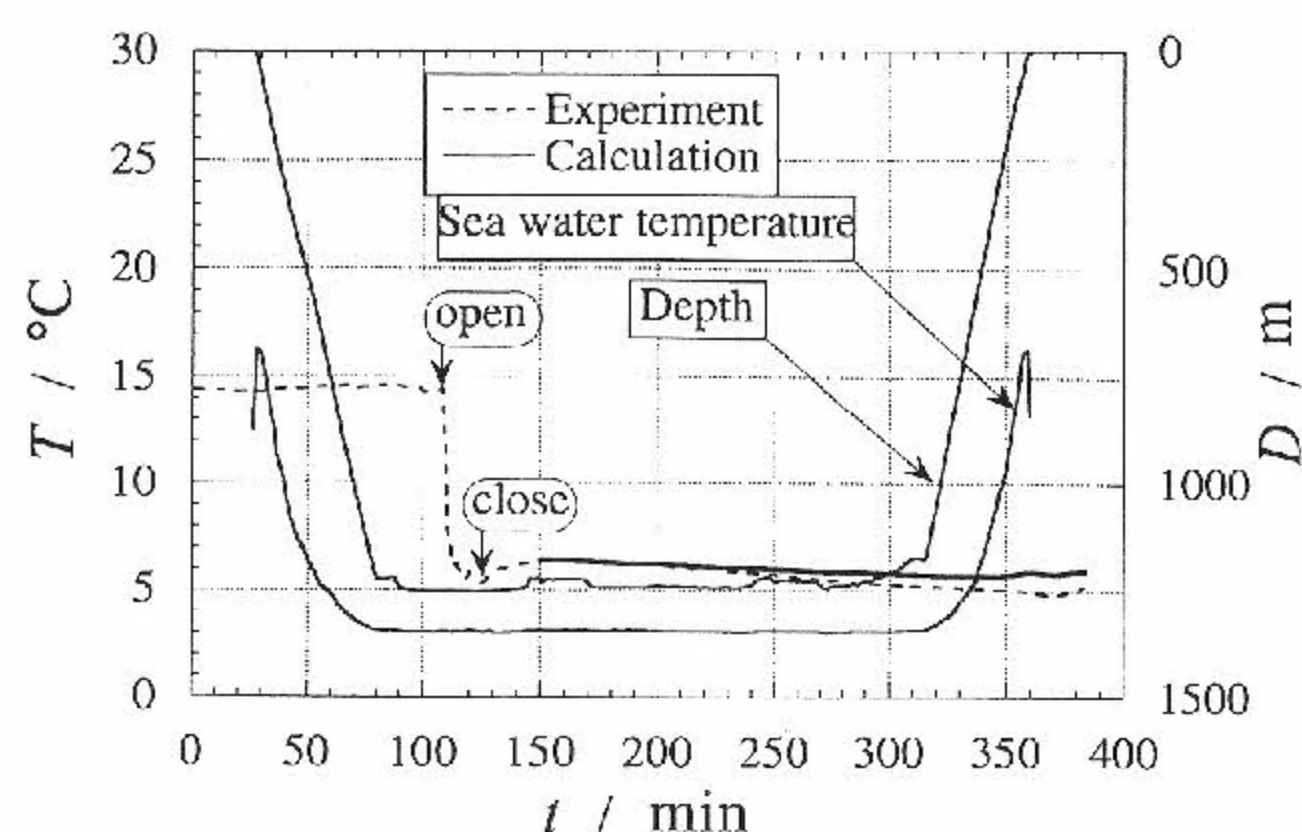


図10 実海域試験における容器内温度変化 (2)シタックチックフォーム

Fig. 10 Temperature change inside container of sea test: T , temperature; D , depth; t , time. (2) syntactic foam.

障害物になったこと等から、容器内水温は現場環境温度と同一にはならない。容器の閉鎖後、若干、水温が上昇するが、これは閉鎖時に、容器下部で外部水と置換できなかった水塊が自然対流により上部へ移動したためと考えられる。その後、内部水温は若干低下するが、これは外部への放熱以外に、内部水温の均一化による温度低下も影響していると考えられる。何れにしても、容器閉鎖時点の内部水温が現場環境温度に一致していると想定すれば、SFは十分にこの現場環境温度を保持する能力があり、深海用保温材として非常に優れていることが分かる。また、予測計算は密閉容器を閉鎖した時点初期値として行っており、今回は容器の開閉による動的な流動が生じたが、これを考慮に入れば、やはり、集中熱容量系による予測計算は十分実用的であるといえる。

5 結 論

本研究は、最大6500m深度の海底にて採取された試料を、その採取現場の環境温度を保持した状態で回収するための技術について検討したもので、以下の結果を得た。

- ① 多孔性材料の有効熱伝導率を理論的に求めた。本理論では材料を構成する分散媒質、連続媒質の体積分率、熱伝導率から材料全体の有効熱伝導率を求めることができる。発泡ネオプレンゴムは二相セルモデル、シンタクチックフォームは三相セルモデルとして取り扱われ、それぞれ実際現象によく適合し、本理論の有効性が確認された。
- ② 回流水槽に密閉容器を設置し、容器内部温度変化から集中熱容量法を用いて容器内外を統括した熱伝達率を実験的に算定した。
- ③ 発泡ネオプレンゴムの圧力と体積歪の相関が得られ、これについての実験式を求めた。
- ④ 発泡ネオプレンゴムとシンタクチックフォームを比較すれば、シンタクチックフォームの方が深海用保温材として能力が高いが、水温が上昇する浅深度にて復元する発泡ネオプレンゴムも海洋の特性に適合した保温材であり、温度維持精度によっては、はるかに安価な発泡ネオプレンゴムの方が有効ともなる。
- ⑤ 温度変化予測については、本モデル程度であれば、流動を考慮した数値解析でなくとも、集中熱容量法が十分利用できることが分かった。
- ⑥ 集中熱容量法を用いて、保温材の容積変形、熱伝導率変化も加味した温度変化予測を行い、「し

んかい2000」を用いた実海域計測から、本予測法の妥当性を確認した。

以上、これらの結果は「深海微生物実験システム」用採泥器の保温設計に応用され、実際に制作された採泥器は十分にその仕様を満足していることを実海域試験から確認した。

謝 辞

回流水槽による実験で協力および助言を頂いたNKK総合設計(株)機械システム技術部主任部員財津優氏、同じく長井茂氏、また、発泡ネオプレンゴムとシンタクチックフォームの試料制作および提供をして下さいましたアサヒゴム(株)技術部渡辺裕寿氏、昭和高分子(株)東京研究所主任研究員京橋誠氏、さらに、実海域試験において多大な協力を頂きました「しんかい2000」運航チームの方々に心よりお礼申し上げます。

参考文献

- 1) 日本機械学会編：伝熱工学資料（改訂第4版），320-322. (1986).
- 2) 高川真一・前田逸郎・京橋 誠：「しんかい6500」用浮力材の開発について：海洋科学技術センター試験研究報告，23, 61-74, (1990).
- 3) 許 正憲・加藤豊文・鎌田佳伸・柏木孝夫：気泡を含む複合材料の有効熱伝導率，日本機械学会論文集（B編），60 (570), 574-581. (1994).
- 4) 許 正憲・柏木孝夫・加藤豊文・鎌田佳伸：深海から回収される密閉容器内の温度変化，日本造船学会平成7年春季講演論文投稿中.
- 5) J.P. ホールマン：伝熱工学＜上＞，ブレイン図書出版（株），241-243. (1982).
- 6) E. Hahne, U. Grigull：FORMFAKTOR UND FORMWIDERSTAND DER STATIONAREN MEHRDIMENSIONALEN WARMELEITUNG. Int. J. Heat Mass Transfer, 18, 751-767. (1975).
- 7) 稲葉英男・金山公男：傾斜長方形容器内の自然対流熱伝達，日本機械学会論文集（B編），48 (448), 2838-2846. (1983).
- 8) P.J. ローチェ：コンピュータによる流体力学＜上＞，構造計画研究所. (1987).
- 9) 許 正憲：深海微生物の採取と培養，Cell Science, (8 (3), 222-232. (1992).
- 10) 許 正憲・柏木孝夫・加藤豊文・鎌田佳伸：高圧水中下で有効な複合材料の保温特性，繊維学会誌，

50 (7), 282-289. (1984).

11) 許 正憲・高川真一・越智 寛・橋本菊夫・高橋
雅彦:「しんかい6500」システムにおける潜水船深
度測定法. 海洋科学技術センター試験研究報告,
25, 13-23. (1991).

12) 稲葉英男・福田武幸・関 信弘・福迫尚一郎: 水
の逆転層を有する傾斜長方形容器内の自然対流熱伝
達. 日本機化学会論文集 (B編), 50 (451), 743-751.

(1984).

13) R.K.MacGregor, A.F. Emery : Free Convection
Through Vertical Plane Layers-Moderate and
High Prandtl Number Fluids. J. Heat Transfer,
91, 391-403. (1969).

(原稿受理: 1994年 8 月26日)