

## 疑似永久機関の作動シミュレーション

亀谷 茂樹\*・矢田 貞美\*\*

### Study on the working simulation of suspected perpetual engine

Shigeki KAMETANI\*\* and Sadami YADA\*\*

**Abstract:** As for a perpetual engine which continues working to the outside without decreasing the energy, the existence is denied by various laws of thermodynamics. However, this can be converted into dynamic energy by using the thermal heat energy etc. which exists in the physical world. In this paper, the authors paid attention to the operation principle of a so-called drinking duck and analyzed a basic theory concerning operation. Moreover, the dynamic characteristic by changing in an environmental condition were simulated and the application to the aeration equipment related to the fishery was examined.

#### 1. はじめに

常温域近傍の低レベル熱エネルギーを、実用的な機械エネルギーへ変換することは極めて困難である(平井, 1988)。これは、低レベル熱エネルギーが保有するエクセルギー量が少ないためであり(例えば, 斎藤ら, 1995), エネルギーの濃縮が困難であるとも換言できる。しかし, 江戸時代にその原型が存在したといわれる伝統的玩具の「水飲み鳥」(大田, 1980)は, 一定の条件下で自らが微小な温度差を作り出し, 内部作動流体の蒸気圧差を巧みに機械的エネルギーに変換して運動を継続する。このように, 何らかの方法によりエネルギーの循環サイクルを利用し, かつこのサイクルが持続するならば, この系は擬似的に永久運動を継続する(小山, 1994)。永久機関は熱力学の第二法則によりその存在が否定されているが, たとえ微小なエネルギーレベルであっても, 外部環境からの連続的なエネルギー供給が可能ならば, あたかも永

久機関のような作動が可能であることから, 本報ではこのような機関を疑似永久機関(小山, 1984; 小野, 1992)(以降, 機関と略称する)と呼ぶこととする。

筆者らは, この「水飲み鳥」の原理に着目し, この作動原理について解析・検討した。次に, 周囲環境条件の相違による同機関の作動特性についてシミュレーションし, その結果から異なる環境条件下における理論取得動力量について試算した。さらに, これを動力源とする生物飼育用のエアレーション装置を想定して, その最大仕事量や省エネルギー性について試算し, 実際の水産関連機器への適応性について考察した。

なお, このような微小温度差を機械的エネルギーに変換する機関としては, 例えば作動流体による直接タービン駆動発電システムや塩類溶液等の濃度差生成による吸収発熱を利用したタービン駆動法等(大田, 1980)があり, 実験室レベルでのモデル化等が行われているが, 本機関のような直接的に機械仕事を可能とするモデルに関する研究例は, 見当たらない。

#### 2. 疑似永久機関の作動機構

##### 2.1 機関の概要

本機関の構成および主要な寸法を Fig. 1(a)に示す。本機関は, 冷却器に相当する頭部Aと加熱器に相当する胸部Bおよび両部間の連絡管から構成され, その胸部端は胸部管内壁近傍で開放されている。機関各部の寸法は, その取得可能な動力, 慣性モーメント, 流体の移動速度

\* 運輸省海技大学校

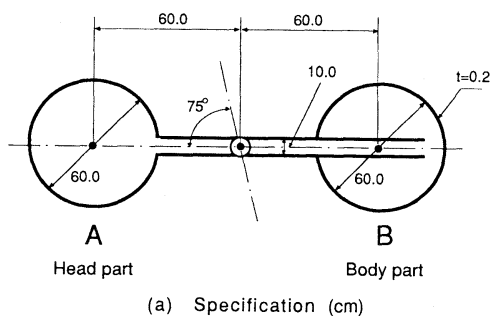
〒659-0026 芦屋市西蔵町12-24

Department of Engineering, Marine Technical College, Ministry of Transport, 12-24, Nishikura-cho, Ashiya-shi, Hyogo 659-0026 Japan

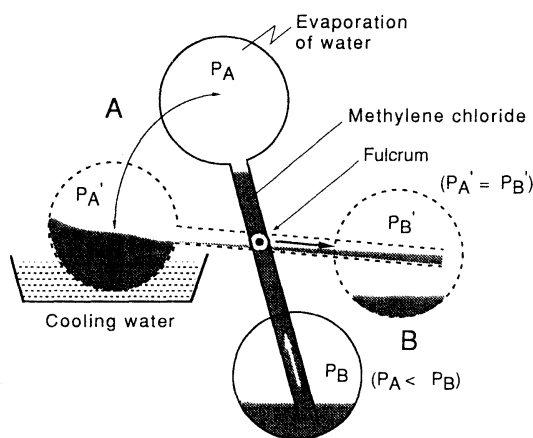
\*\* 東京水産大学海洋生産学科

〒108-8477 東京都水産大学海洋生産学科

Department of Marine Science and Technology, Tokyo University Fisheries, Konan 4-5-7, Minato-ku, Tokyo, 108-0075 Japan



(a) Specification (cm)



(b) Operation principle

Fig. 1. Specification (a) and operation principle (b) of apparatus.

および管壁の厚さを考慮して決定した。また、その材質は機関重量の軽減および熱抵抗値、熱伝導率等の物性値上の検討から、Table 1 に示すアルミニウムとした。なお、連絡管中央の支点部は、管外部に固定されたボールベアリング仕様とした。

本機関内部の作動流体に要求される理化学的性状には、環境温度以上の沸点、高値の密度、環境温度付近での飽和蒸気圧変動幅の高値、比熱容量の低値、動粘性の低値等がある。本報では、本機関で取得される熱量や駆動力の検討から、作動流体として Table 2 に示す性状をもつ塩化メチレン ( $\text{CH}_2\text{Cl}_2$ ) を選択し (BUDAVAN, 1996; HODGMAN and WEAST, 1960), またその総液量を  $0.11\text{m}^3$  とした。Fig. 2 に、塩化メチレンの温度に対する飽和蒸気圧を示す。なお、作動流体としてエタノール等のアルコール類についても検討を行ったが、特に標準外気温近傍での蒸気圧変動幅が小さいため (例えば、エタノール

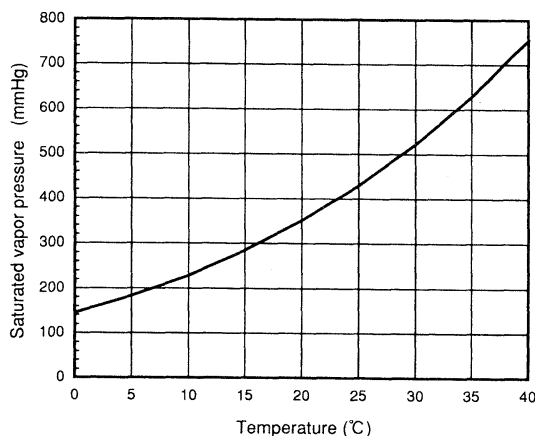


Fig. 2. Saturated vapor pressure of methylene chloride.

$P$  : saturated vapor pressure of methylene chloride.

$t$  : temperature of methylene chloride.  $\log P = 7.409 - (1.325/(t+252.6))$

Table 1. Physical properties of aluminium (at 295.15K)

Density	2710kg/m <sup>3</sup>
Specific heat capacity	0.896kJ/(kg·K)
Thermal conductivity	204W/(m·K)

Table 2. Properties of methylene chloride.

Specific gravity	1.3255 <sub>4</sub> <sup>20</sup>
Formula weight	84.93
Melting point	176.35K
Boiling point	313.1K
Specific heat capacity	1.205kJ/(kg·K)
Heat of vaporization	31.2kJ/mol

ルで基準温度  $30^\circ\text{C}$  の場合、 $35^\circ\text{C}$  : 24.4mmHg,  $25^\circ\text{C}$  : 19.4mmHg), 機関寸法が大きくなる場合には不適當であるとの結論を得た。

## 2.2 作動原理

Fig. 1 (b) に想定する本機関の作動過程を示す。頭部を吸水性に富む材質 (本報では、フェルト材を想定した) で被覆すると、前過程において吸水された水分が蒸発する際の潜熱奪取により、頭部の内圧力は降下する。これに対して、胴部の内部温度は周囲環境温度に近いため、その温度差に相当する飽和蒸気圧差により作動流体は頭部に移動し、流体質量により下方に降下する。本機関が水平近傍に達すれば、頭部および胴両部は直結され、圧力が平衡すると同時に、重力により作動流体は胴部に移動する。すなわち、環境温度域における頭部での熱放出

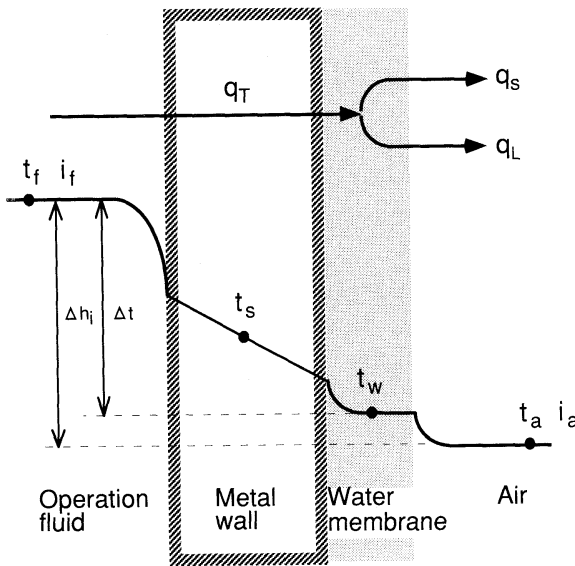


Fig. 3. Heat transfer mechanism of apparatus (head part).  $t_a$ : dry-bulb temperature of air,  $t_f$ : temperature of operation fluid,  $t_s$ : temperature of metal wall,  $t_w$ : temperature of cooling water,  $i_a$ : enthalpy of air,  $i_f$ : enthalpy of working fluid,  $q_L$ : latent heat transfer volume,  $q_s$ : sensible heat volume,  $q_T$ : total heat transfer volume,  $\Delta h_i$ : enthalpy difference between operation fluid and air,  $\Delta t$ : temperature difference between operation liquid and cooling water.

および胴部での熱取得というエネルギーの循環サイクルを利用し、これを機械仕事に変換してその作動を繰り返す。したがって、本機関の取得する動力量は、蒸気圧差を形成するための周囲環境（湿り空気）の絶対湿度や温度に大きく影響されることが容易に推測される。

なお、頭部を被覆する吸水性材質については、その起毛による伝熱面積の拡大が考えられるが、本報では起毛程度が低いフェルト材の仕様を想定したことから、解析を容易にするためこの影響の検討は割愛した。

### 2.3 伝熱機構

#### (1) 頭部における伝熱機構

本機関の頭部においては、空気と作動流体が頭部管壁および頭部冷却水により形成される冷却水膜を介して間接的に接触するため、その伝熱機構の解析は容易でない。本試算では、作動流体から周囲空気までの熱流路に、蒸発冷却器等の解析（藤田・手塚, 1979）に使用される総合的な係数を用いる手法を導入し、三物質（作動流体、冷却水膜、湿り空気）の状態値を差分法によって求めた、

この手法では、吸水した水分が蒸発し、熱伝達と物質移動とが同時に生じる場合、その推進力としての温度差と湿度差の合成力としてエンタルピ差を用いる。このエンタルピ差による推進力を用いる方法は、後述の物質移動係数と比熱の比が1となるルイスの関係（LEWIS, 1922）が成立するという假定上、熱収支の近似などを含むものであるが、水・空気系のしかも蒸気濃度がさほど高くない場合には、この計算方法が合理的である（手塚・藤田, 1983）。

本機関頭部における伝熱モデルは、Fig.3に示すように、熱伝達の駆動推進力は、作動流体から伝熱面上の気・液界面までの過程と気・液界面から湿り空気にいる前後の2つの過程により形成される。ここで、前者の過程では温度差のみにより推進され、その熱流路には次の各種の熱抵抗が存在する。

1) 作動流体の頭部管内壁への伝熱抵抗  $r_1$  :

$$r_1 = A_o / h_i A_i$$

2) 頭部管壁の伝熱抵抗  $r_p$  :

$$r_p = \delta_p A_o / \lambda_p A_p$$

3) 冷却水膜の伝熱面への熱抵抗  $r_w$  :

$$r_w = 1 / h_w$$

4) 冷却水の伝熱抵抗  $r'_w$  :

$$r'_w = \delta_w / \lambda_w$$

ここに、

$A_i$ : 頭部内壁の伝熱表面積	{m <sup>2</sup> }
$A_o$ : 頭部外壁の伝熱表面積	{m <sup>2</sup> }
$h_i$ : 作動流体の管内壁への熱伝達係数	{kJ/m <sup>2</sup> ·s·K}
$h_o$ : 作動流体と冷却水膜との熱伝達係数	{kJ/m <sup>2</sup> ·s·K}
$h_w$ : 液膜の伝熱表面への熱伝達係数	{kJ/m <sup>2</sup> ·s·K}
$\delta_p$ : 管壁の厚さ	{m}
$\delta_w$ : 冷却水膜の厚さ	{m}
$\lambda_p$ : 管壁の熱伝導率	{kJ/m·h·K}
$\lambda_w$ : 水の熱伝導率	{kJ/m·h·K}

である。

なお、頭部を被覆する吸水性材質の熱抵抗については、次項5)に示す管外壁と冷却水膜間における伝熱面の汚れ熱抵抗として扱った。

5) 伝熱面の汚れ熱抵抗  $r_a$  :

$$r_a = 1 / u_a$$

ここで、 $u_a$  : 伝熱面の汚れ係数 {kJ/m<sup>2</sup>·s·K}

また、厳密には、管内流体および頭部冷却水の汚濁に起因する伝熱面の熱抵抗も考慮する必要があるが、解析を容易にするため本試算過程では省略した。

気・液界面の状態値は、その測定が困難であるため、便宜上、界面の温度として冷却水膜温度を  $t_w$  とすると、作動流体から気・液界面への熱伝達は、次式で表される。

$$dq_i = c_i G_i dt_i = h_o (t_i - t_w) dA \quad (1)$$

ここで、

A : 気・液の接触面積	{m <sup>2</sup> }
q <sub>t</sub> : 作動流体から気・液界面への伝達熱量	{kJ}
c <sub>f</sub> : 作動流体の定容比熱	{kJ/kg(DA)}
G <sub>f</sub> : 作動流体の質量	{kg}
h <sub>o</sub> : 作動流体の冷却水膜との伝熱係数	{kJ/m <sup>2</sup> ・s・K}
t <sub>f</sub> : 作動流体温度	{°C}
t <sub>w</sub> : 冷却水膜温度	{°C}

である。

また、この過程における伝熱係数と熱流路の各熱抵抗との間には、次式が成立する。

$$1/h_o = r_1 + r_p + r_w + r_d \quad (2)$$

次に後者の気・液界面から湿り空気の伝熱過程では、熱量は熱伝達の他に物質移動によっても伝達され、蒸発冷却過程での全伝達熱量 dq'<sub>t</sub> は次式で表される。

$$dq'_t = dq_s + dq_L = h_c(t_w - t_a)dA + rK_{ox}(x_w - x_a)dA \quad (3)$$

ここで、

A : 気・液の接触面積	{m <sup>2</sup> }
h <sub>c</sub> : 湿り空気の熱伝達係数	{kJ/m <sup>2</sup> ・s・K}
k <sub>ox</sub> : 絶対湿度基準の物質移動係数	{-}
q <sub>L</sub> : 潜熱伝達量	{kJ}
q <sub>s</sub> : 顕熱伝達量	{kJ}
q' <sub>t</sub> : 気・液界面から湿り空気への全伝達熱量	{kJ}
r : 0°Cでの水の蒸発潜熱	{kJ/kg}
t <sub>a</sub> : 湿り空気の乾球温度	{°C}
t <sub>w</sub> : 冷却水膜温度	{°C}
x <sub>a</sub> : 湿り空気の絶対湿度	{(kg/kg(DA))}
x <sub>w</sub> : 冷却水温度に相当する飽和空気の絶対湿度	{(kg/kg(DA))}

上式において、水・空気間における熱伝達と物質移動の両係数間に物質移動係数と比熱の比が1となるルイスの関係 (Lewis, 1922) が成立すると仮定すると、

$$h_c/c_H k_{ox} = 1 \quad (4)$$

とされる。

ここに、c<sub>H</sub> は、湿り空気の湿潤比熱であり、次式で与えられる。

$$c_H = c_{pa} + c_{pw} x_a \quad (5)$$

ここで、

c <sub>H</sub> : 湿り空気の湿潤比熱	{kJ/(kg(DA)・K)}
c <sub>pa</sub> : 乾き空気の定圧比熱	{kJ/(kg・K)}
c <sub>pw</sub> : 水蒸気の定圧比熱	{kJ/(kg・K)}
x <sub>a</sub> : 湿り空気の絶対湿度	{(kg/kg(DA))}

である。

また、(4)式と湿り空気の諸関係式より、(6)式が成立する。

$$i_w = c_H t_w + r x_w \quad (6)$$

$$i_a = c_H t_a + r x_a$$

ここで、

i <sub>a</sub> : 湿り空気の比エンタルピ	{kJ/kg(DA)}
i <sub>w</sub> : 冷却水温度に相当する湿り飽和空気の比エンタルピ	{kJ/kg(DA)}
r : 0°Cでの水の蒸発潜熱	{kJ/kg}
t <sub>a</sub> : 湿り空気の乾球温度	{°C}
t <sub>w</sub> : 冷却水膜温度	{°C}
x <sub>a</sub> : 湿り空気の絶対湿度	{(kg/kg(DA))}
x <sub>w</sub> : 冷却水温度に相当する飽和空気の絶対湿度	{(kg/kg(DA))}

である。

さらに、(4)式および(6)式の関係を用いれば、(3)式は、次式のようになる。

$$dq'_t = G_a di_a = k_{ox}(i_w - i_a)dA \quad (7)$$

すなわち、本機関の頭部における熱伝達は、(1)および(7)式により推進される。また、(7)式でも明らかなように頭部における伝熱量は、伝熱面に対する空気流量に大きく依存する。そこで、本試算では、機関への空気の平均風速を1.5m/sとした。なお、試算に用いる主な湿り空気の状態値は、(8)~(14)式に示す湿り空気の関連諸式 (内田秀雄, 1977) から算出した。

$$x_s = 0.622 \times p_{ws} / (P - p_{ws}) \quad (8)$$

$$p_w = P \times x / (0.622 + x) \quad (9)$$

$$\phi = p_w / p_{ws} \times 100 \quad (10)$$

$$\phi = x / x_s \times 100 \quad (11)$$

$$v = (R_a + x R_w) T / P \quad (12)$$

$$c_p = c_{pa} + x c_{pw} \quad (13)$$

$$i = 1.005T + x(1.846T + 2501) \quad (14)$$

但し、

i : 湿り空気の比エンタルピ	{kJ/kg(DA)}
c <sub>o</sub> : 湿り空気の定圧比熱	{kJ/(kg(DA)・K)}
c <sub>pa</sub> : 乾き空気の定圧比熱	{kJ/(kg・K)}
c <sub>pw</sub> : 水蒸気の定圧比熱	{kJ/(kg・K)}
P : 空気の全圧力	{kPa}
p <sub>w</sub> : 水蒸気分圧	{kPa}
p <sub>ws</sub> : 飽和空気の水蒸気分圧	{kPa}
R <sub>a</sub> : 乾き空気の気体定数	{kJ/kg・K}
R <sub>w</sub> : 水蒸気の気体定数	{kJ/kg・K}
T : 絶対温度	{K}
x : 湿り空気の絶対湿度	{(kg/kg(DA))}

- $x_a$  : 飽和空気の絶対湿度 { (kg/kg(DA)) }
- $\phi$  : 相対湿度 { (%) }
- $\psi$  : 比較湿度 { (%) }

である。

(2) 胴部および連絡管における伝熱機構

胴部壁における伝熱機構では、頭部のように管壁と接触する冷却水膜が存在しないため、周囲環境から胴部壁面への熱取得のみを考慮すればよい。ここで、初動時の作動流体温度は、近似的には周囲温度と同温として取り扱っても差し支えないものと考えられる。しかし、水平線と連絡管との機関角度が水平近傍に達して頭・胴両部が直結される際には、頭部において冷却された作動流体の混合による胴部の温度降下を考慮する必要がある。そこで、本試算では、両部の作動流体温度の平衡式から胴部作動流体の温度降下を求め、周囲空気からの熱伝達による温度上昇に要する時間的遅れを考慮した。この試算時には、空気の平均熱流速を一定とする球形な胴部の、いわゆる「球回り」の強制対流熱伝達率  $\alpha_b$  を用いた胴部の取得熱量  $q_b$  を次式により求めた (一色・北山, 1981)。

$$q_b = \alpha_b (t_p - t_i) A \tag{15}$$

$$\alpha_b = Nu \lambda / d \tag{16}$$

$$Nu = 2 + 0.52 Re^{1/3} Pr^{1/3} \tag{17}$$

ここで、

- A : 胴部の表面積 {  $m^2$  }
- d : 胴部の壁厚さ {  $m$  }
- Nu : ヌセルト数 { - }
- $q_b$  : 胴部の取得熱量 {  $\{kJ\}$  }
- $t_i$  : 作動流体温度 {  $\{^\circ C\}$  }
- $t_p$  : 管外壁面温度 {  $\{^\circ C\}$  }
- $\alpha_b$  : 対流熱伝達率 {  $\{kJ/m^2 \cdot h \cdot K\}$  }
- $\lambda$  : 熱伝導率 {  $\{kJ/m \cdot h \cdot K\}$  }

である。

ここで、代表長さは胴部直径  $d$  であり、また、レイノルズ数  $Re$  およびプラントル数  $Pr$  は、空気調和衛生工学便覧 (1981) より、それぞれ  $5.84 \times 10^4$  および  $0.71$  とした。

なお、頭・胴部を連絡する連絡管についても熱取得の詳細な熱収支を解く必要があるが、解析を容易にするため、本試算過程では一定とした。

2.4 飽和蒸気圧差による作動流体の動特性

Fig. 4 は、作動流体である塩化メチレンの飽和温度差に対する液柱高さの一例 (基準温度  $25^\circ C$ ) を示したもので、頭部と胴部の圧力差が大きいほど液柱高さは増加する。したがって、この液柱高さは、周囲環境の温・湿度

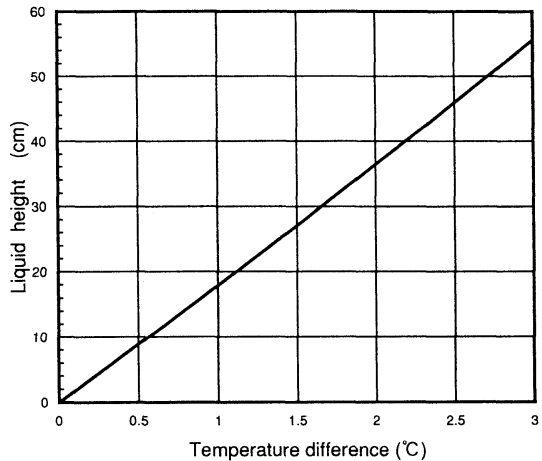


Fig. 4. Liquid height as temperature difference for methylene chloride.

に依存する。

2.5 取得動力の試算法

作動流体の移動による機関の取得動力の試算には、周囲環境条件における作動流体の移動速度および移動流体質量の計算が必要である。流体の移動速度は、管内面が滑らかな状態で、かつ流体の粘性抵抗が温度変化によっても一定と仮定し、水平線と連絡管とのなす角度、すなわち機関角度を考慮して頭・胴部の差圧により計算した。この時の機関角度の変動量は、支点を中心とする両側の質量差より回転モーメントを求め、算出した。したがって、本機関の取得動力は、単位時間当たりの胴部の移動量に作動流体密度を乗じて算出した。なお、支点部における摩擦抵抗は、新機械工学便覧第1編 (1995) により標準的なベアリング摩擦係数 ( $\mu = 0.15$ ) を用いた。

3. シミュレーション結果による取得動力

上述のように、本機関は周囲環境温度やその湿度に左右される。Fig. 5 に周囲環境温度を  $10^\circ C \sim 35^\circ C$ 、相対湿度を  $10\%$  および  $50\%$  とした場合の理論取得動力を示す。その動力は、相対湿度  $10\%$ 、外気温  $35^\circ C$  で  $70W$  程度が得られる。しかし、実際の環境条件下では、このような周囲環境の出現・維持は困難であり、また、実機に採用する場合は、リンク機構における摩擦損失等も考慮しなければならず、除湿等の環境条件を確保する必要がある。

また、Fig. 6 に、相対湿度が  $10\%$  時に、機関各部を相似的に大型化した場合の理論取得動力を示す。本機関の取得動力は、熱交換器部の相似比  $r$  につれて増大するが、連絡管長さの長尺化に伴う作動流体の移動時間の増加および軸受荷重の増大等により、作動流体の容量比に対す

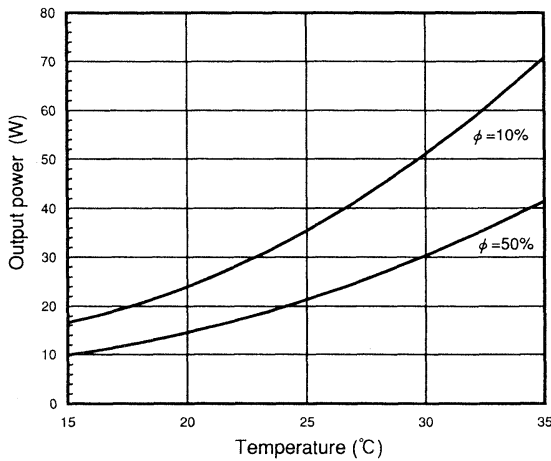


Fig. 5. Theoretical output power as temperature difference and relative humidity for apparatus.  $\phi$ : relative humidity.

る出力割合は減少する。

#### 4. エアレーション装置への適応例

本機関の実機への適応例として、水産関連機器であるエアレーション装置への応用について検討した。本機関の最大の特徴は、初動時を除き、周囲環境が保有する熱エネルギー以外を必要としないために、離島や沖合いあるいは山間僻地等の動力エネルギーの確保が困難な場所においても作動することである。また、外気温が高い夏場に効率的な運転が可能である。したがって、例えば養殖関連のエアレーション装置に用いれば、養殖密度の向上や藻類発生の抑制にともなう水質改善等が期待できる。

一般にエアレーション装置は、小型の観賞魚用途等では電磁作動のダイヤフラム式が主であり、また、大型の水産飼育機器等では通常、攪拌機または空気圧縮機が用いられる。本機関を実用化する場合には、圧縮機での体積効率、圧縮自体の機械効率等を考慮した所要動力の他に、機関の各支点部や作動用リンク機構等における摩擦損失等の各種損失分に相当する動力が必要であり、大型水産機器への転用は難しい。したがって、本試算では、市販されている小型機器を参考に本機関直結のダイヤフラム式エアレーション装置を想定してその作動能力を試算した。ここで、圧縮機の運転に必要な動力量については、市販されている機器のカタログ値を基に、吐出空気量に応じた所要動力の平均値 ( $180 \text{ l/W} \cdot \text{分}$ ) から求めた。

また、前項3でも述べたように、本機関の効果的な運転には適正な周囲環境が必要である。そこで、本機関の最大仕事量を得る手法として、地熱や太陽光熱あるいは

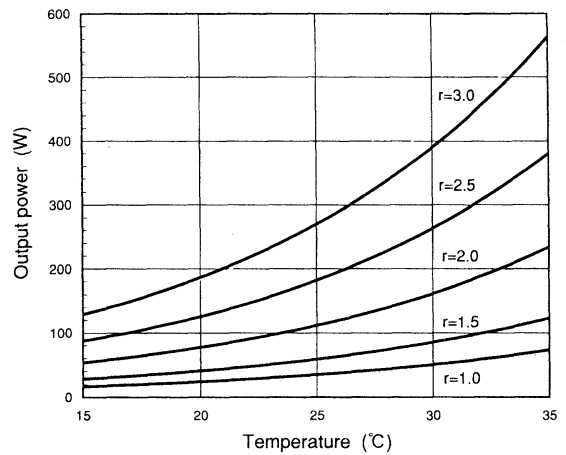


Fig. 6. Theoretical output power as simirity ratio for apparatus.  $r$ : simirity ratio.

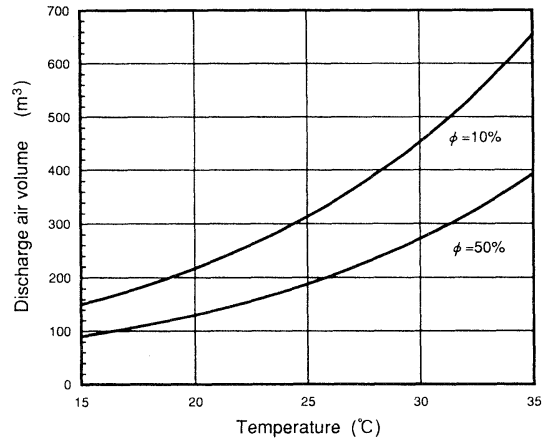


Fig. 7. Discharge air volume as temperature and relative humidity difference for apparatus.  $\phi$ : relative humidity.

冷・温熱の両者を供給可能な未利用熱源（下田ら、1996）の採用による高温・低湿の理想的な作動環境を想定した。ここで、未利用熱源とは、廃熱として再利用されることがなく放出される低レベル熱エネルギーであり、具体的には、発電所の冷却温排水・下水処理水（温熱）、冷倉庫廃熱（冷熱）等である。前項3における各周囲条件下から求めた想定エアレーション装置の排出空気量を Fig. 7 に示す。エアレーション機関の最大排出空気量は、外気温  $35^\circ\text{C}$ 、相対湿度  $10\%$  の場合、最大で  $640 \text{ m}^3/\text{h}$  程度である。今、周囲環境が年間を通じて一定で、かつ同機関が最大効率で運転できると仮定すると、年間約  $610 \text{ kW}$  の一次エネルギーが削減される。これは、二次エネルギー換算では  $215 \text{ kW}$  となる。また、機関を大

型化した場合の計算例として相似比を3倍とした場合は、年間一次エネルギー削減量は4.5MW（二次同1.5MW）となり、省エネルギーの観点からは有意な数値と考えられる。

## 5. まとめ

「水飲み鳥」の作動原理を用いた疑似永久機関の作動特性を解析し、シミュレーションを行い、その作動特性の試算から水産関連機器であるエアレーション機関への適用性について考察した。得られた知見は、以下のとおりである。

- 1) 本機関の出力試算結果によると、相応の動力取得が可能であると考えられる。
- 2) 何らかの温熱源供給による適正周囲環境が確保できる場合、本機関の実用的動力の取得がより容易となる。
- 3) エアレーション装置への適応性については、他動力源と比較して小容量なものでも相当に大型の機関を必要とするが、その出力レベルは十分に対応可能なものである。また、熱エネルギー以外の動力供給が不必要なことから、僻地における養殖用装置として利用価値が高い。

以上の結果から、設置スペース等の機器の大型化に制約がなく、かつ高温熱源として地熱、太陽光熱および発電所温廃熱等を効果的に活用しうる作動環境を整えることにより、実用化可能なことが判明した。また、水産関連機器のみならず、例えば下水処理場における活性汚泥のエアレーション等、他の分野においてもその活用が考えられる。地球環境の保全の観点からも一次エネルギー消費量の削減が提言されている昨今において、本機関を含めたエネルギー転換の技術発展の一助となれば幸いである。

## 文献

- BUDAVARI, S. (1996) : The Merck Index, 12th Ed. MERCK & CO., Inc., pp. 1035.
- 平井慶彦 (1988) : エネルギー変換技術, 東海大学出版会, pp. 26-28.
- HODGMAN, C.D. and R.C.WEAST (1960) : Handbook of Chemistry and Physics, 41st Ed, Chemical Rubber Publishing CO., pp. 2282.
- 藤田稔彦, 手塚俊一 (1979) : 蒸発冷却器の熱伝達・物質伝達特性に関する研究(1), 空気調和・衛生工学会論文集 vol. 9, pp. 9-18.
- 小山慶太 (1994) : 永久機関で語る現代物理学, 筑摩書房, pp. 120-123.
- 空気調和衛生工学便覧 第11版, 基礎編 (1986) : 空気調和・衛生工学会編, pp. 155.
- 一色尚次, 北山直方 (1981) : 伝熱工学, pp. 88-91, 森北出版.
- LEWIS, W.K. (1922) : Trans. ASME, No. 44, pp. 453-.
- 太田時男 (1980) : 新・エネルギー論, NHKブックス, pp. 117-119.
- 小野 周 (1992) : エネルギーで語る現代物理学, 講談社, pp. 125.
- 齊藤孝基, 飛原英治, 畔津昭彦 (1995) : エネルギー変換, 東京大学出版会, pp. 8-21.
- 下田吉之, 水野稔, 亀谷茂樹, 百瀬敏成 (1996) : 都市未利用エネルギーの活用評価手法に関する研究 第1報大阪市における各熱源の利用可能量と熱需要に関する調査と分析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 61, pp. 65-75.
- 新機械工学便覧第1編 (1995) : 新機械工学便覧編集委員会編, pp. 7-1~7-14, 理工学社.
- 手塚俊一, 藤田稔彦 (1983) : 蒸発冷却器の性能, 冷凍, 47-538, pp. 695-700.
- 内田秀雄 (1977) : 湿り空気と冷却塔, 改訂第4版, pp. 125-136, 裳華房.

1996年10月29日 受付

1998年4月8日 受理