

## 河川の熱利用に関する研究

— 河川におけるバヨネット型熱交換器の特性 —

Experimental Study of The Bayonet Heat Exchanger in River

梅宮 弘道\*

Hiromichi UMEMIYA

斎藤 秀範\*\*

Hidenori SAITO

**Abstract**

In recent years, the utilization of natural energies is studies hard in various field. But the thermal energy of river is hardly utilized. Study of "Aquifer Thermal Energy Stage of natural energy" has been carried on in our site. It is one of the most important problem for us to collect a plenty of the warm water. Therefore, the thermal energy of river is available for the A.T.E.S, the flexible bayonet type heat exchanger, made of vinyl tubes, was bedded in the river as seaweeds to collect the thermal energy.

The experimental results showed that,

- I) Nusselt number of the outer surface of tube was 8.2 in the range of Reynolds number of the river ( $1\sim2\times10^4$ ).
- II) Optimum value of the water flux was obtained when Reynolds number of inner tube was about 9,300 and electric power was 5.3 (W/m<sup>2</sup>).
- III) Flexible bayonet type heat exchanger was economically better than other collectores and able to collect the constant thermal energy, not influenced by weather.
- IV) The results of the theoretical analysis agreed with the experimental one and the design methods of bayonet heat exchanger in river were presented.

**Key Words** Thermal energy of river, Flexible bayonet type heat exchanger, Collector, Theoretical analysis, Design methods,

## 1. 諸 論

自然エネルギーの利用研究は盛んに進められているが、河川水に関しての熱的利用の研究は極めて少ない。

当研究室では、地下帶水層による自然エネルギーの蓄熱利用に関する研究を行っている。現在、帶水層長期蓄熱にとり低温大容量の熱エネルギーの確保が最重要課題となっており<sup>(1)</sup>、河川水の持つ低密度大容量の熱エネルギーは極めて魅力的である。

本研究では、安価で柔軟なビニールホースを用いた河川用バヨネット型熱交換器 (Bayonet Heat Exchanger in River, 以後 B.H.E.R と略す) を試作し、河川に水草状に設置し、河川水からの集熱実験およびその理論解析を行い、その結果 i) 未知である河川側熱伝達率を無次元整理した。ii) 本実験で試作した B.H.E.R の最適使用条件を明らかにした。iii) 他の集熱器との比較より、B.H.E.R の長短所を明らかにした。iv) B.H.E.R の熱設計法を 2 通り示したので、その内容をここに報告する。

## 記号表

$D$ : 直径	[m]	添字
$K$ : 热通過率 [W/m <sup>2</sup> °C]		$i$ : 入口および内管
$L$ : 伝熱管長さ [m]		$o$ : 出口および外管
$\dot{M}$ : 総流量( $40 \times m$ ) [l/min]		$l$ : 層流
$N_u$ : ネセルト数 [-]		$t$ : 乱流
$P$ : 圧力 [kg/cm <sup>2</sup> ]		$b$ : ビニールホース
$P_r$ : プラントル数 [-]		$r$ : 河川
$Q$ : 交換熱量 [W]		$w$ : 通水流体
$R_e$ : レイノルズ数 [-]		
$C_p$ : 比熱 4.2 [KJ/kg°C]		
$h$ : 热伝達率 [W/m <sup>2</sup> °C]		
$m$ : 単位流量 [l/min 本]		
$q$ : 热流束 [W/m <sup>2</sup> ]		
$v$ : 流速 [m/s]		
$\varepsilon$ : 影響因子 [-]		
$\theta$ : 温度、内管温度 [°C]		
$\Theta$ : 温度、外管温度 [°C]		

\* 山形大学工学部精密工学科 教授  
Dept. of Precision, Univ. of Yamagata Professor

\*\* 富士通株式会社  
Fujitsu Co., Ltd

$$\rho : \text{密度} \quad 10^3 [\text{kg}/\text{m}^3]$$

$$\lambda : \text{熱伝導率} \quad [\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}]$$

## 2. 実験装置および測定方法

### 2.1 実験回路

実験システム回路図を図1に示す。西井戸①より地下水を揚水し、地下水利用実験棟の冷房熱源とB·H·E·R②を並列に通水する。その後、融雪道路・屋根を兼ねたソーラーコレクター③④および⑤に通水し、更に、都市ゴミ焼却炉を想定した廃タイヤボイラー⑥で加温し、200m井戸⑦に注入蓄熱する。

### 2.2 河川用バヨネット型熱交換器(B·H·E·R)

河川に熱交換器を設置する場合、ゴミがまとわりついて河川水の流れを妨げないように、熱交換器の形状は水草を模倣した。すなわち、一流体の入口出口が一箇所にまとまっているバヨネット型熱交換器である。本実験において、河川水の流動方向を考慮し、通水流体の形式は、供給水が内管で戻り水は二重円管間である形式を採用した。

試作したB·H·E·Rの設置断面概略図を図2に、通水流体の入口出口部(図2のA部)の詳細図を図3に示す。同図において、内管内径より太い銅パイプを差込み内管を止めてあり、内管のまわりにはシリコン充填剤を塗布し、防水を図っている。内外管は表1に示すビニールホースを使用した。試作したB·H·E·Rは写真1に示すように、ピッチ200(mm)、計40(本)の並列通水型である。

### 2.3 使用河川

B·H·E·Rを設置した河川は、最上川の支流の掘立川(幅8.5m)を使用した。月別平均気温および河川水温を図4に示す。この河川は冬期でも凍結せず気温

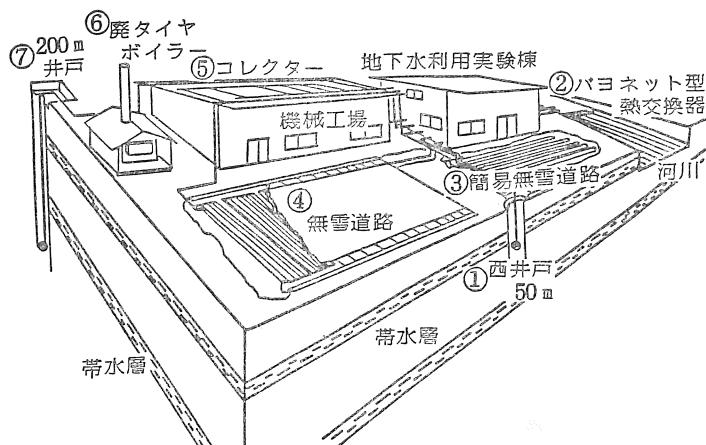


図1 実験システム回路図

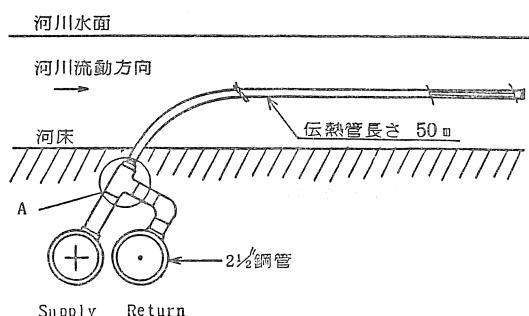


図2 B·H·E·R 設置断面概略図

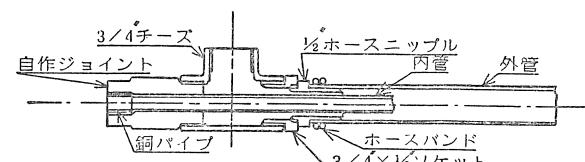


図3 入口・出口詳細図(図2のA部)

表1 伝熱管(ビニールホース)の仕様

	内径 (mm)	外径 (mm)	熱伝導率 (W/m <sup>2</sup> °C)	備考
内管	8	10	0.465	透 明
外管	15	20	0.465	編み上げ 耐圧 8 (kg/cm <sup>2</sup> ) 耐寒 -45 (°C)



写真1

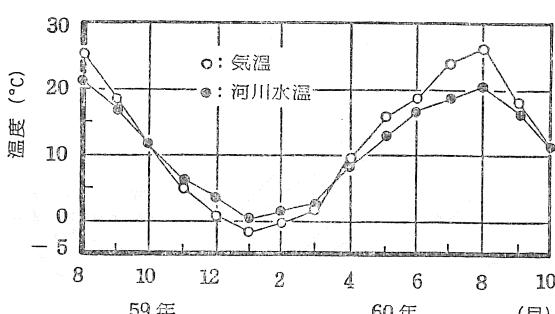


図4 月別平均気温及び河川水温

より高い。また、夏期は気温より低いが、8月の平均河川水温は20(°C)を超えていた。

## 2.4 測定方法

気温、河川水温およびB·H·E·Rの入口出口温度は、熱電対温度計(C-C)で、通水流量はオーバル型流量計で測定する。河川流速は釣用の浮きを用い流れに直角方向に9箇所で測定し、その平均値を河川流速とした。

## 3. 理論解析

河川内のB·H·E·Rは、その流れが複雑で、厳密な解析はほぼ不可能と思われるが、次の仮定を設け理論解析を進める。i)二重円管の偏心はない。ii)B·H·E·Rは河川水中に直線状に設置されている。iii)日射はすべて河川水温に変化し、直接の影響はない。iv)定常状態とする。

### 3.1 内外管定常温度分布

微小区間のモデルを図5のようにとり、定常状態での内外管の熱収支を考えると、

$$\text{内管: } Q_1 + Q_3 = Q_2 \quad \dots \quad (1)$$

$$\text{外管: } Q_4 + Q_6 - Q_3 = Q_5 \quad \dots \quad (2)$$

ここで、

$$Q_1 = mC_p \rho [\theta + (\partial\theta/\partial x)dx], \quad Q_2 = mC_p \rho \theta$$

$$Q_3 = \pi D_2 K_i (\theta - \theta) dx, \quad Q_4 = mC_p \rho \theta$$

$$Q_5 = mC_p \rho [\theta + (\partial\theta/\partial x)dx],$$

$$Q_6 = \pi D_4 K_o (\theta_r - \theta) dx$$

境界条件  $X=0$  で、 $\theta = \theta_m$ (ホース末端温度)を用いて(1)(2)式を解くと、内管定常温度分布式(3)(4)式が得られる。

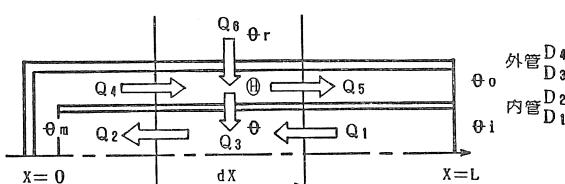


図5 定常熱収支図

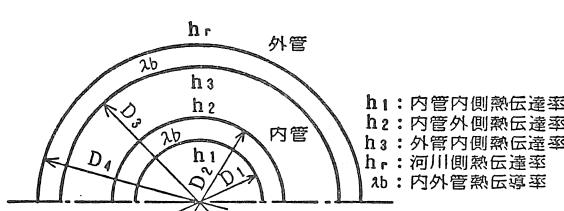


図6 各熱伝達率

$$\begin{aligned} \text{内管: } \theta(x) &= \theta(x) + (\theta_m - \theta_r)(N-1)(\exp(\alpha x) \\ &\quad + \exp(\beta x)) \end{aligned} \quad \dots \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{外管: } \theta(x) &= \theta_r + (\theta_m - \theta_r)(M \exp(\alpha x) \\ &\quad + N \exp(\beta x)/2) \end{aligned} \quad \dots \quad (4)$$

ここで、

$$A = mC_p \rho, \quad B = \pi D_4 K_o, \quad C = \pi D_2 K_i,$$

$$F = (1+4C/B)^{1/2}$$

$$\alpha = B(-1+F)/2A, \quad B = B(-1-F)/2A$$

$$M = 1-1/F, \quad N = 1+1/F$$

### 3.2 出口温度および交換熱量

境界条件  $X=L$  で  $\theta(L)=\theta_i$  (入口温度)、 $\theta(L)=\theta_0$  (出口温度)を用いて、(3)(4)式より  $\theta_m$  を消去し、 $\theta_0$ について解くと、(5)式のように表現できる。

$$\theta_0 = \theta_r + (\theta_i - \theta_r) \frac{M \exp(\alpha L) + \exp(\beta L)}{N \exp(\alpha L) + M \exp(\beta L)} \quad \dots \quad (5)$$

交換熱量  $Q$  は、(6)式のように表現できる。

$$Q = mG_p \rho (\theta_0 - \theta_i) \quad \dots \quad (6)$$

また、交換熱量は伝熱面積  $A_0$ 、外管熱通過率  $K_o$ 、有効温度差  $\Delta T$  を用いて、(7)式のようにも表現できる。有効温度差は(5)式より(8)式のように表わされる。また、対数内が正となる条件より条件式(9)式が得られる。

$$Q = A_0 \Delta T \quad \dots \quad (7)$$

$$\Delta T = (\theta_0 - \theta_i) F / \ln \left[ \frac{(\theta_0 - \theta_i) \cdot F + 2\theta_r - \theta_i - \theta_0}{(\theta_i - \theta_0) \cdot F + 2\theta_r - \theta_i - \theta_0} \right] \quad \dots \quad (8)$$

$$F < (2\theta_r - \theta_i - \theta_0) / (\theta_0 - \theta_i) \quad \dots \quad (9)$$

### 3.3 各熱伝達率

各熱伝達率を図6に示す。内管内側温伝達率  $h_1$  は、層流域の場合、Hausen の実験式<sup>(2)</sup>を、乱流域の場合、Dittus-Boelter の実験式<sup>(3)</sup>を引用し、それぞれ(10)(11)式のように表現される。

$$\begin{aligned} N_{u1l} &= D_1 h_1 / \lambda_w \\ &= 3.66 + \frac{0.66(D_1/L) R_{ei} P_{rm}}{1 + 0.01 \epsilon [(D_1/L) R_{ei} P_{rm}]^{0.8}} \end{aligned} \quad \dots \quad (10)$$

$$N_{u1} = D_1 h_1 / \lambda_w = 0.023 R_{ei}^{0.8} P_{rm}^{0.4} \quad \dots \quad (11)$$

二重円管間の熱伝達率  $h_2$ 、 $h_3$ は、Lundberg、Kays等の実験式<sup>(4)(5)</sup>を引用し、層流乱流域ともに(12)(13)式のように表現される。

$$N_{u2} = D_2 h_2 / \lambda_w = N_{ui} / (1 - \epsilon_i / q^*) \quad \dots \quad (12)$$

$$N_{u3} = D_2 h_3 / \lambda_w = N_{u0} / (1 - \epsilon_0 / q^*) \quad \dots \quad (13)$$

ここで、熱負荷比  $q^*$  は、二重円管間の流体の流入・



割に集熱量の増加が見られず重なる部分が多い。これは、試作した B·H·E·R に最適流量があり、流量 3, 4 [l/min 本] 付近ではその値を超えたか、近づいているものと考えられる。

#### 4.3 所要ポンプ動力と集熱能力

供給戻り水間の差圧 ( $P_r - P_i$ ) と総流量  $M$  の測定結果より(28)式が得られ、損失のある Bernulli の式、損失ヘッド  $H$  を用いた所要ポンプ動力算出式より、総流量に対する所要ポンプ動力算出式(29)式を得た。

$$\dot{M} = 89.8(P_r - P_i)^{0.614} \quad [l/min] \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$L_w = 1.07 \times 10^{-6} \dot{M}^{2.63} \quad [kW] \quad \dots\dots\dots (29)$$

流量変化による伝熱面積当りの集熱量（集熱能力と定義する）および所要ポンプ動力を図9に示す。ここで、伝熱面積は外管表面積である。集熱能力は河川水温と入口温度との差に変動があるため、その平均を○印で示してある。流量増加に伴い集熱能力増加が認められるが、破線で示すように、流量 4 [l/min 本]、内管レイノルズ数  $R_{ei} = 9300$  で、試作した B·H·E·R の集熱能力がほぼ一定となる。このときの所要ポンプ動力は、5.3 [W/m<sup>2</sup>] である。

#### 4.5 各集熱器との比較

各集熱器について、晴天雨天日の集熱能力および経済性の比較検討を行った結果を図10に示す。無雪道路は強化ポリエチレン管( $\phi 26$ )を伝熱管とし、コンクリートで埋設し、国道に準じた強度が保障され、簡易無雪道路はアスファルト道路上にビニールホース( $\phi 20$ )を伝熱管とし、モルタルで埋設し、露出型ソーラーコレクター<sup>(6)</sup>は露出型の E·P·D·M パイプ( $\phi 8.5$ )を設置したものである。無雪および簡易無雪道路の伝熱面積は道路表面積に、露出型ソーラーコレクターおよび B·H·E·R のそれは外管表面積に採った。ここで比較した4種類の集熱器のイニシャルコストは、材料費だけであり、人件費は含まれていない。各集熱器の流量は晴天雨天日共に一定で入口出口温度はその日の平均を採った。また、集熱能力は伝熱面積当りの集熱量で、経済性は集熱量当りのコストと定義する。

B·H·E·R の集熱能力は天候にほとんど左右されず、他の集熱器より大きな一定の集熱能力を発揮し、河川水から大量の熱エネルギーを回収していることがわかる。また、B·H·E·R のコストも安いため経済性にも優れている。

#### 5. B·H·E·R の熱設計

河川のような一定温度場にバヨネット型熱交換器を

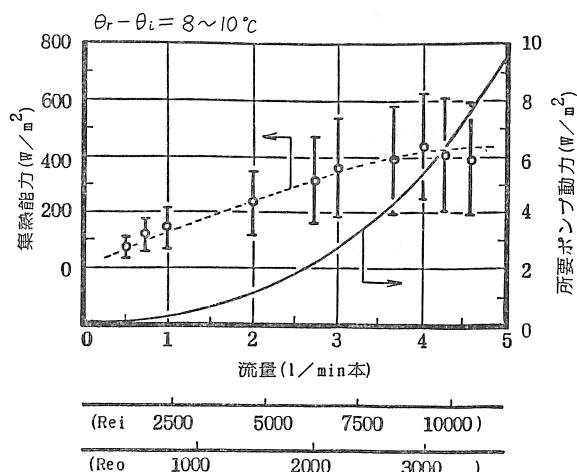


図9 流量変化による集熱能力及び所要ポンプ動力

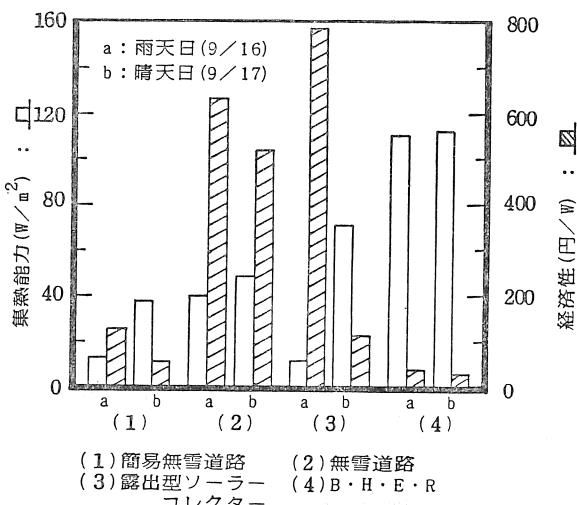


図10 各集熱器の集熱能力及び経済性

設置する場合の熱設計を、有効温度差  $AT$ 、温度効率線を用いた2つの方法の熱設計を示す。

温度効率  $E$ 、内外管の外径比と熱通過率比の積、つまり、通水状態数  $S$  を(30)(31)式で定義し、それぞれの関数  $FV$  を(32)(33)式で定義する。

$$E = (\theta_0 - \theta_i) / (\theta_r - \theta_i) \quad \dots\dots\dots (30)$$

$$S = D_2 K_i / D_4 K_0 \quad \dots\dots\dots (31)$$

$$F = (1 + 4S)^{1/2} \quad \dots\dots\dots (32)$$

$$V = 2/E - 1 \quad \dots\dots\dots (33)$$

有効温度差(8)式、条件式(9)式を(30)～(33)式を用いて書き直すと、(34)(35)式のように表現される。

$$AT/V(\theta_0 - \theta_i) = F/V \ln[(1 + F/V)/(1 - F/V)] \quad \dots\dots\dots (34)$$

$$F < V = 2/E - 1 \quad \dots\dots\dots (35)$$

また、(36)式で定義する熱移動単位数  $NTV$  と(32)式および(5)式を用いて整理すると、温度効率線式(37)式が得られ、(33)式を通水状態数  $S$  について解く

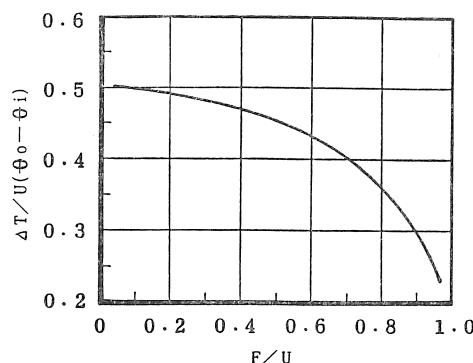


図11 (34) 式の解

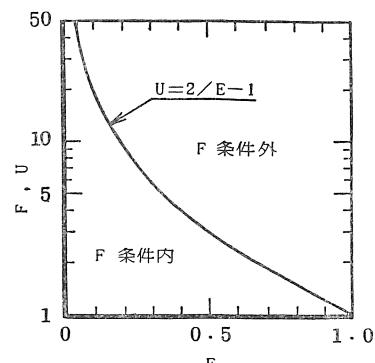


図12 (35) 式の解

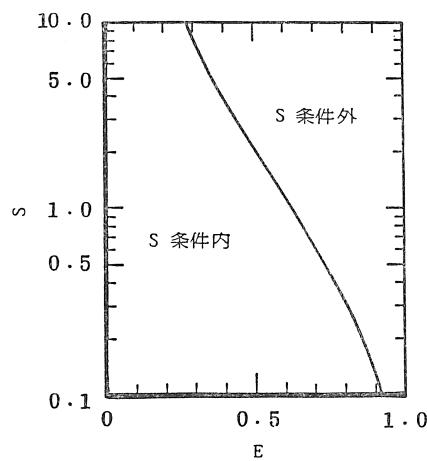


図13 (38) 式の解

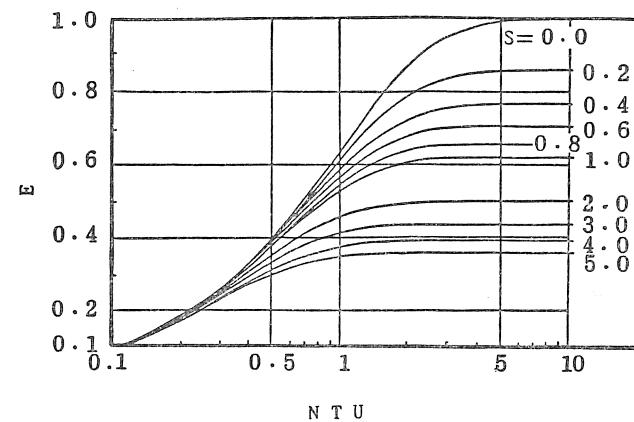


図14 温度効率線図

と、(38)式のように表現される。

$$NTV = \pi D_4 L K_0 / m C_{p,\theta} \quad \dots\dots\dots (36)$$

$$E_a = 1 - \frac{M \exp[NTV(-1+F)/2]}{N \exp[NTV(-1+F)/2]} + \frac{N \exp[NTV(-1-F)/2]}{M \exp[NTV(-1-F)/2]} \quad \dots\dots\dots (37)$$

$$S > \{(2/E-1)^2 - 1\} / 4 \quad \dots\dots\dots (38)$$

(34)(35)および(38)式の解を図11～13に、通水状態数  $S$  をパラメータとし、熱移動単位数  $NTV$  に対する温度効率  $E$  を図14に示す。また、有効温度差あるいは温度効率線図を用いた熱設計フローチャートを図15に示す。

熱設計手順をまとめると以下のようになる。

- (a ; 有効温度差使用, b ; 温度効率線使用)
  - i ) 流量  $m$ 、入口温度  $\theta_i$  を設定し、条件の河川水温  $\theta_r$  より出口温度  $\theta_0$  を設定後、温度効率  $E$  を求める。
  - ii) a ; 図12を用いて  $V$  を求め、 $F$  を設定する。  
b ; 図13を用いて  $S$  を設定する。
  - iii) a ;  $V/F$  を計算し、図11から  $F/V \ln[(1+$

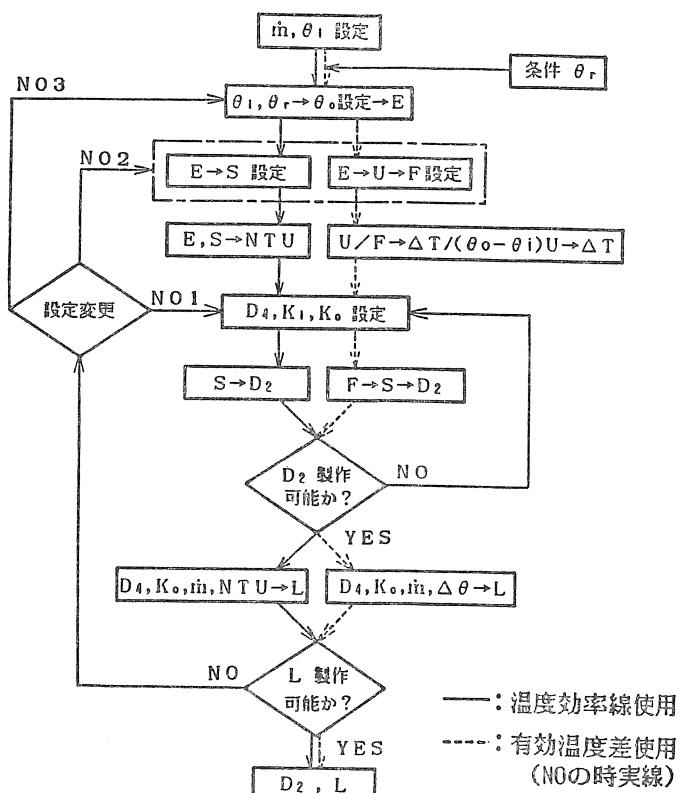


図15 热设计フローチャート

- $F/V)/(1-F/V)]$  の値を読み取り、有効温度差  $\Delta T$  を求める。
- b ; 図14から通水状態数  $S$  と温度効率  $E$  の交点の熱移動単位数  $NTV$  を読み取る。
- iv) 外管外径  $D_4$ 、内外管熱通過率  $K_i$ 、 $K_0$  を設定する。
- v) a ;  $F$  より  $S$  を計算し、内管外径  $D_2$  を求める。  
b ;  $S$  内管外径  $D_2$  を求める。
- vi) 求めた  $D_2$  が製作上不可能な場合は、 $D_4$ 、 $K_i$ 、 $K_0$  の設定に変り、設定値を変更する。
- vii) a ;  $D_4$ 、 $K_0$ 、 $m$ 、 $\Delta T$  より伝熱管長さ  $L$  を、計算し求める。  
b ;  $D_4$ 、 $K_0$ 、 $m$ 、 $NTV$  より伝熱管長さ  $L$  を、計算し求める。
- viii) 求めた  $L$  が製作上不可能な場合は、まず、No. 1 で戻り、それでも不適当な値の場合はNo. 2、No. 3 と戻し、先の設定値を変更し、製作可能な値を求める。

## 6. 結論

河川水の持つ低密度大量の熱エネルギー回収を考え、ビニールホースを用いたバヨネット型熱交換器を試作し、集熱実験を行った結果、以下のような結論を得た。

- i) 河川レイノルズ数  $R_{er}$  の範囲が  $(1\sim2)\times10^4$ において、平均河川ヌセルト数  $\overline{N_{ur}}=8.2$  を得た。
- ii) 本実験で試作したB·H·E·Rについて、最適流最は  $4 [l/min]$  本、内管レイノルズ数  $Rei=9300$  であることがわかり、その時の所要ポンプ動力は

$5.3 [\text{W}/\text{m}^2]$  である。

- iii) 試作したB·H·E·Rは経済性が良く、天候に左右されず河川より一定の集熱ができ、高温水は得られないが、微温水集熱器として優れている。
- iv) 実験値と理論値が良く合致することより、理論式の妥当性が示され、B·H·E·Rについて2通りの熱設計法を呈示した。
- なお、本研究費の一部は、文部省科学研究費補助金（エネルギー特別研究(2))番号[60045015]によることを附記し深謝する。

## 参考文献

- 1) 梅宮弘道・羽賀恵寿・工藤正之、地下帯水層による自然エネルギーの蓄熱利用、日本伝熱シンポジウム第22回講演論文集、(1985-5), 45-547, 東京。
- 2) Hausen, H., VDI-Z Beich, Verfahrenstech, 4 (1943), 91.
- 3) Dittus, F. W., Boelter, L. M. K., Univ Calif, Pub, Eng., 2 (1930).
- 4) Lundberg, R. E., McCVE. P. A and Reynolds, W. C., Int. J. Heat Mass Transf., 6 (1963), 495,
- 5) Kays, W. M and Leung, E. Y., Int. J. Heat Mass Transf., 6 (1963), 537.
- 6) 梅宮弘道ほか、太陽熱コレクターを兼ねた無雪屋根の研究、太陽エネルギー学会、9-2 (1983), 29.

（昭和61年1月25日 原稿受理）