

集光型集熱器の受熱管形状と集熱効率*

Configuration of Absorbing Pipe and Collector Efficiency of
Focusing Type Collectors馬 場 弘**
Hiromu BABA金 山 公 夫**
Kimio KANAYAMA

Abstract

The performance of five kinds of focusing type collectors with absorbing pipes of circular, rhombic, triangular, rectangular and parabolic sections was analyzed. With respect to the four kinds of absorbing pipes except the parabolic, the rate of received energy on the absorbing pipe to an incident energy on the reflector is nearly equal. The rate of absorbed energy on the parabolic pipe closely approaches to unity affected by the multiple reflections. On the other hand, the reradiation from an absorbing pipe is proportional to the pipe area so that the radiative heat loss on the circular pipe is minimum.

In accordance with heat balance for absorbed energy and radiative energy, it was clarified that the parabolic absorbing pipe has the most effective performance. In view of heat transmission from the absorbing pipes to working fluid flowing within the pipe, the heat transmission efficiency of all collectors depends on the heat transfer coefficient, the heat transfer area of absorbing pipe and also the attained temperature of working fluid. When the temperature of working fluid is high, the smaller a productive value of the heat transfer coefficient by the heat transfer area is smaller and the higher the total efficiency is.

1 ま え が き

太陽熱発電、太陽炉および水の熱化学分解による水素製造など、太陽エネルギーを高い温度領域で利用する場合には集光型集熱器を使用する。集光型集熱器には集光方式から分類すると放物面反射鏡による方式、ヘリオスタット方式、複合放物面反射方式、フレネルレンズ方式およびそれらの組合せ方式がある。放物面反射鏡による集光は太陽炉の製作に際して解析されており^{1)~4)}、円筒型放物面反射鏡⁵⁾およびカセグレン型集熱器⁶⁾について同様の研究がなされている。分散型太陽熱発電システムの開発のために円筒型放物面集熱器による基礎モデル実験が行われ、反射鏡、受熱管および蓄熱などシステム全般にわたる報告もなされている⁷⁾。集光型集熱器は、原則として太陽を追尾することが必要であるが、これを行わず東西方向に固定された反射鏡で集光する簡便な複合放物面集熱器(CPC)に関する研究が種々行われている⁸⁾。

集光型集熱器の性能を論ずるにあたり、反射鏡から受熱管への効果的なエネルギー集中と同時に、受熱管

からの放熱を考えた熱収支で検討する必要がある。そこでこの報告では受熱管の断面形状に円形、菱形、三角形、長方形および放物形を想定し、受熱管と反射鏡間及び受熱管と天空間の熱授受を、特にふく射伝熱に注目して受熱量と放熱量を求め、受熱管形状が各種効率に及ぼす影響について解析を行った。さらに受熱管の熱通過率と伝熱面積が受熱管内を流れる熱媒に伝わる熱量に与える影響について検討した。

2. 主 な 記 号

 Q_0 : 反射鏡への入射エネルギー [kcal/m²h] Q_I : 受熱管に吸収される日射エネルギー

[kcal/h]

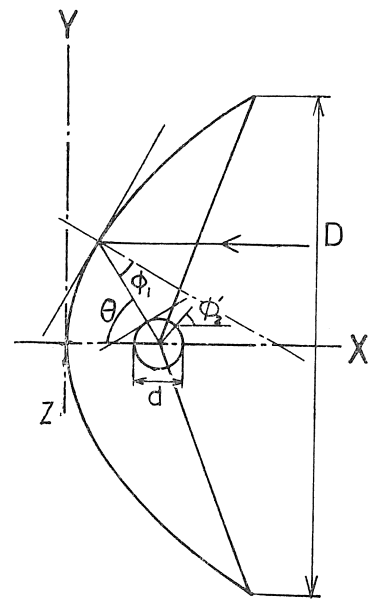
 Q_{RT} : 再ふく射エネルギー [kcal/h] Q_u : 有効エネルギー [kcal/h] $\alpha(\phi)$: 受熱管の指向吸収率 $\rho(\phi)$: 反射鏡の指向反射率* 日本太陽エネルギー学会第5回研究発表会で講演
(1979年、東京)

** 北見工業大学

- $\varepsilon(\phi)$: 受熱管の指向ふく射率
 ϕ_1 : 反射鏡への入射角 [deg.]
 ϕ_2 : 反射鏡を経て受熱管に入る光の入射角 [deg.]
 ϕ_2' : 受熱管へ直接入射する光の入射角 [deg.]
 D : 反射鏡の開口幅 [m]
 A_D : 反射鏡の開口面積 [m²]
 f : 反射鏡の焦点距離 [m]
 f' : 放物形受熱管の焦点距離 [m]
 d : 受熱管直径 [m]
 a : 角形受熱管の縦幅 [m]
 b : 角形受熱管の横幅 [m]
 A : 受熱管の縦横比
 S : 受熱管の伝熱面積 (周囲面積) [m²]
 S_{cir} : 円形受熱管の伝熱面積 [m²]
 S_0 : 伝熱面積の影響を評価するための基準伝熱面積 [m²]
 x : X 軸にそった距離 [m]
 y : Y 軸にそった距離 [m]
 t : 受熱管の表面温度 [°C]
 T : 受熱管表面の絶対温度 [K]
 t_u : 利用温度または熱媒温度 [°C]
 K : 受熱管の熱通過率 [kcal/m²h°C]
 θ : X 軸から測った受熱管への入射角 [deg.]
 λ : 波長 [μ m]
 λ_C : カットオフ波長 [μ m]
 $F_{\lambda C}$: 波長 λ_C までの黒体エネルギー分布割合
 n : 屈折率
 k : 消衰係数
 η : 各種効率
添字 λ : 単波長の値

3. 解 析

図1は放物面反射鏡と受熱管およびその座標を示す。太陽を点光源と考えるならば、入射光は反射鏡によってその焦点に完全に集めることができるが、太陽は視直径(α)で32'の大きさを持つ故に、集光された日射は焦点を中心に αf の直径を有する円内に分布する。本解析において集熱器は受熱管を流れる熱媒を介して太陽エネルギーを取り出す関係上、受熱管の直径 d は焦点に結ばれる太陽像の大きさ αf よりも大きいとする。従って集光されるエネルギーを求める際に受熱管上の受光面積の大きさは無関係になる。日射量を Q_0 とし、放物面反射鏡の指向反射率を $\rho(\phi_1)$ 、受熱管の指向吸収率を $a(\phi_2)$ とすると受熱管で吸収される日射エネルギー Q_I は、受熱管へ直接入射するエネルギー成分と反射鏡によって集光されたエネルギー成分



円形受熱管

図1 集光型集熱器の放物面反射鏡と受熱管の幾何関係と座標系

ギー成分と反射鏡によって集光されたエネルギー成分の和として次式で与えられる。

$$Q_I = \int_a a(\phi_2') dQ_0 + \int_{d \sim D} \rho(\phi_1) a(\phi_2) dQ_0 \quad (1)$$

ここで、 ϕ_2' は受熱管へ直接入射する場合の入射角である。集熱器へ入射する日射は集熱器の開口部の全てにわたって均等である故に、Z軸にそって単位長さをとると、

$$dQ_0 = (Q_0/D) dy \quad (2)$$

となる。ここで dy は開口部の微小幅であり、従って受熱管で吸収されるエネルギー Q_I は式(2)を式(1)に代入して

$$\begin{aligned} Q_I &= 2 \left\{ \int_0^{d/2} a(\phi_2') \frac{Q_0}{D} dy + \int_{d/2}^{D/2} \rho(\phi_1) a(\phi_2) \frac{Q_0}{D} dy \right\} \\ &= G(a(\phi_2'), a(\phi_2), \rho(\phi_1), D, d) Q_0 \end{aligned} \quad (3)$$

と書ける。ここで G は

$$\begin{aligned} G(a(\phi_2'), a(\phi_2), \rho(\phi_1), D, d) \\ &= \frac{2}{D} \left\{ \int_0^{d/2} a(\phi_2') dy + \int_{d/2}^{D/2} \rho(\phi_1) a(\phi_2) dy \right\} \end{aligned} \quad (4)$$

関数 G において $a(\phi_2')$ 、 $a(\phi_2)$ 及び $\rho(\phi_1)$ 以外の全ての関数は、反射鏡と受熱管の幾何学から求められる。図2.1は受熱管の形状が菱形、長方形及び三角形の場合を示す。図2.2は放物形受熱管を用いた場合を示す。反射鏡の焦点に受熱管の焦点を一致させて設置すれば、受熱管の口径比(a/f')とは無関係に入射光

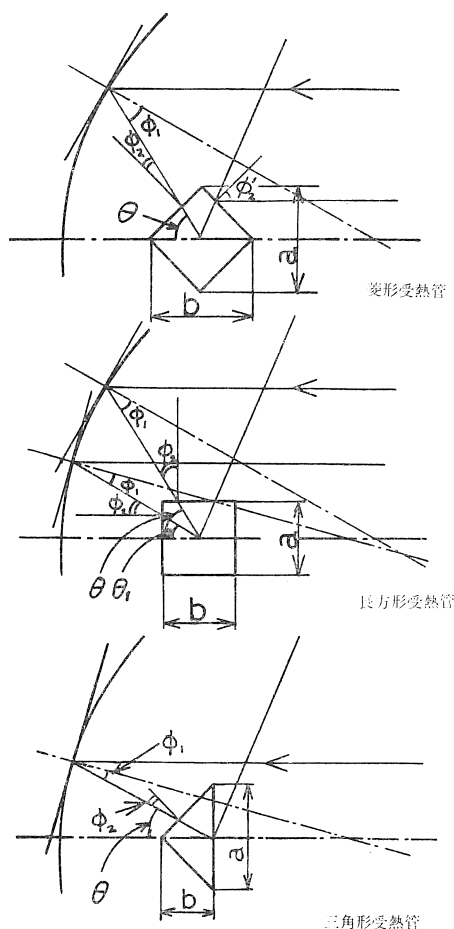


図 2.1 反射鏡と受熱管の幾何関係

は反射鏡と受熱管の間で多重反射をくり返して受熱管に吸収される。この結果、放物形受熱管に関して式(4)は式(5)のごとく表わされる。

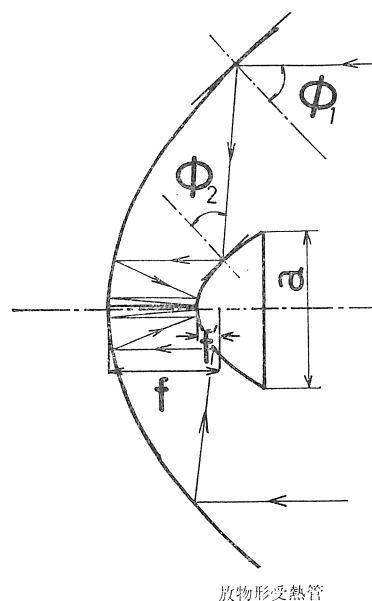


図 2.2 反射鏡と放物形受熱管の多重反射とその幾何関係

$$G(a(\phi_2'), a(\phi_2), \rho(\phi_1), D, d) = \frac{2}{D} \left\{ \int_0^{d/2} a(\phi_2') dy + \int_{d/2}^D \frac{\rho(\phi_1) a(\phi_2)}{1 - \rho(\phi_1) a(\phi_2)} dy \right\} \quad (5)$$

表1は、これら5種類の受熱管形状について求めた幾何関係をまとめて示す。表中の f' 及び x' は受熱管の焦点距離及び位置を示す。これらの関係をもとに Fresnel の式から $a(\phi_2')$, $a(\phi_2)$, 及び $\rho(\phi_1)$ が計算される。

反射率、吸収率及びふく射エネルギーは全て波長に依存する。従って式(3)を波長依存性の形で書き直すと

表 1 反射鏡と受熱管の間の角度関係

図形	Y	ϕ_2'	ϕ_1	$\theta_n < \phi_1 < \theta_{n+1}$	ϕ_2	S
円形	$0 < y \leq \frac{d}{2}$ $\frac{d}{2} < y \leq \frac{D}{2}$	$\sin^{-1} \frac{2y}{d}$ $\tan^{-1} A$	$\tan^{-1} \frac{y}{2f}$	$\tan^{-1} \frac{d}{4f} < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi - 2f \sin D / (4f^2 + y^2))$	0	πd
菱形	$0 < y \leq \frac{d}{2}$ $\frac{d}{2} < y \leq \frac{D}{2}$	$\tan^{-1} \frac{y}{2f}$	$\tan^{-1} \frac{y}{2f}$	$\frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{a}{2f} < \phi_1 \leq \frac{1}{2} \tan^{-1} A$ $\frac{1}{2} \tan^{-1} A < \phi_1 \leq \pi/4$ $\pi/4 < \phi_1 < \frac{1}{2}(\pi - \tan^{-1} A)$ $\frac{1}{2}(\pi - \tan^{-1} A) < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi - \tan^{-1} D/2(x-f))$	$\tan^{-1} A - 2\phi_1$ $2\phi_1 - \tan^{-1} A$ $\pi/2 + \tan^{-1} A - 2\phi_1$ $2\phi_1 - (\pi/2 + \tan^{-1} A)$	$2a\sqrt{1+A^2}$ $\frac{\pi d^2}{32f^2} < A < \frac{2f^2}{\pi d^2}$
三角形	$0 < y \leq \frac{d}{2}$ $\frac{d}{2} < y \leq \frac{D}{2}$	0	$\tan^{-1} \frac{y}{2f}$	$\frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{a}{2f} < \phi_1 \leq \frac{1}{2} \tan^{-1} A$ $\frac{1}{2} \tan^{-1} A < \phi_1 \leq \pi/4$ $\pi/4 < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi - \tan^{-1} D/2(x-f))$	$\tan^{-1} A - 2\phi_1$ $2\phi_1 - \tan A$ $\pi - 2\phi_1$	$2a(\sqrt{1+A^2} + 1)$ $\frac{\pi d^2}{32f^2} < A < \frac{2f^2}{\pi d^2}$
長方形	$0 < y \leq \frac{d}{2}$ $\frac{d}{2} < y \leq \frac{D}{2}$	0	$\tan^{-1} \frac{y}{2f}$	$\frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{a}{2f} < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi/2 - \tan^{-1} A)$ $\frac{1}{2}(\pi/2 - \tan^{-1} A) < \phi_1 \leq \pi/4$ $\pi/4 < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi/2 + \tan^{-1} A)$ $\frac{1}{2}(\pi/2 + \tan^{-1} A) < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi - \tan^{-1} D/2(x-f))$	$2\phi_1$ $\pi/2 - 2\phi_1$ $2\phi_1 - \pi/2$ $\pi - 2\phi_1$	$2(A+1)$ $\frac{\pi d^2}{64f^2} < A < \frac{16f^2}{\pi d^2}$
放物形	$0 < y \leq \frac{d}{2}$ $\frac{d}{2} < y \leq \frac{D}{2}$	0	$\tan^{-1} \frac{y}{2f}$	$\frac{1}{2} \tan^{-1} \frac{a}{2f} < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi - \cos^{-1}(x'-f)/(x+f))$ $\frac{1}{2}(\pi - \cos^{-1}(x'-f)/(x+f)) < \phi_1 \leq \frac{1}{2}(\pi - \tan^{-1} \frac{D}{2(x-f)})$	ϕ_1 $\pi - 2\phi_1$	$0.4351a$

$$Q_I = \int_0^\infty G_\lambda(a_\lambda(\phi_2'), a_\lambda(\phi_2), \rho_\lambda(\phi_1), D, d) Q_{0\lambda}(\lambda, T) d\lambda \quad \dots\dots\dots (6)$$

となる。ここで $Q_{0\lambda}(\lambda, T)$ は Planck の式から求められ、一般に太陽は6,000Kの黒体ふく射で近似される。

つぎに受熱管からの放熱量 Q_{RT} を求める。受熱管からの放熱は再ふく射によるものと対流によるものの二成分があるが、ここでは問題を単純化するために対流放熱は考慮せず、受熱管からのふく射放熱のみに着目し、さらに受熱管のふく射特性を無指向性と考え、受熱管からの放熱量 Q_{RT} はつぎのようになる。

$$Q_{RT} = S \int_0^\infty \varepsilon_\lambda(0) Q_{RT, \lambda}(\lambda, T) d\lambda \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 S は受熱管の表面積、 $\varepsilon_\lambda(0)$ は表面から垂直方向の単色ふく射率を表す。

一般に反射率、吸収率及びふく射率の波長依存性は単純な関数で表すことはできない。そこで式(6)及び式(7)を計算する際に受熱管のふく射特性に理想化された選択吸収面を導入する。すなわち、カットオフ波長を λ_c とし、その前後における波長特性は添字 λ_1, λ_2 によって区別される一定値と考えると、式(6)はつぎのように書ける。

$$Q_I = [G_{\lambda_1} F_{\lambda c} + (1 - F_{\lambda c}) G_{\lambda_2}] Q_0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、 $F_{\lambda c}$ は波長0から λ_c の区間に分布する絶対温度 T の黒体のエネルギー密度の割合を示す。いま $F_{\lambda c}$ を求めると⁹⁾

$$F_{\lambda c} = \int_0^{\lambda T} \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2/\lambda T} - 1)} d(\lambda T) / \sigma T^5 \\ = \frac{15}{\pi^4} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{e^{-mv}}{m^4} \{[(mv+3)mv+6]+6\}, v > 2 \quad \dots\dots\dots (9)$$

または

$$F_{\lambda c} = 1 - \frac{15}{\pi^4} v^3 \left(\frac{1}{3} - \frac{v}{8} + \frac{v^2}{60} - \frac{v^4}{5040} + \frac{v^6}{272160} - \frac{v^8}{13305600} \right), v < 2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 $m = 1, 2, 3, \dots$, $v = 18344/\lambda T$ である。

従って式(7)は

$$Q_{RT} = [\varepsilon_{\lambda_1} F_{\lambda c} + (1 - F_{\lambda c}) \varepsilon_{\lambda_2}] \sigma T^4 \quad \dots\dots\dots (11)$$

から計算できる。ここで σ は Stefan-Boltzmann 定数である。ただし、受熱管から再ふく射され反射鏡で反射され再入射する成分は無視するものとする。

いま入射エネルギーに対し受熱管で受けた日射エネルギーの割合を受熱効率 η_r とすると

$$\eta_r = \frac{Q_I}{Q_0} = G_{\lambda_1} F_{\lambda c} + (1 - F_{\lambda c}) G_{\lambda_2} \quad \dots\dots\dots (12)$$

となる。

つぎに受熱管から再ふく射されるエネルギーを差引いた吸収熱量に対する受熱量の比を吸収効率 η_a とすると

$$\eta_a = \frac{Q_I - Q_{RT}}{Q_I} \quad \dots\dots\dots (13)$$

最終的に受熱管内の熱媒に吸収されたエネルギーを Q_u とすると、 Q_u は受熱管の熱通過率 K と伝熱面積 S によって

$$Q_u = KS(t - t_u) \quad \dots\dots\dots (14)$$

で示される。ここで t は受熱管表面温度、 t_u は熱媒の平均温度(利用温度)である。いま t_u を一定とすると同じ量の Q_u を得るためには (KS) の値が大きければ $(t - t_u)$ は小さくなり、受熱管表面温度は低く、従って放熱量 Q_{RT} は $Q_R(T = T_u)$ に近づく。 (KS) が小さければ t は高くなり Q_{RT} は増大する。故に受熱管と熱媒の間における熱通過に対する効率(熱通過効率)はつぎのようになる。

$$\eta_K = \frac{Q_u}{Q_I - Q_{RT}} \quad \dots\dots\dots (15)$$

従って集熱器の最終的な総合効率 η_t は

$$\eta_t = \eta_r \cdot \eta_a \cdot \eta_K \cdot \eta_r \quad \dots\dots\dots (16)$$

となる。

4. 計算結果及び考察

図3は式(12)より求めた受熱管形状と受熱効率 η_r の関係を示す。反射鏡は焦点距離が0.125m, 0.25m, 0.5m及び1mの4種類で、開口幅 D と Z 軸方向の長さはいずれも1mとする。受熱管は直径0.1mの円形断面を基準とし、これと同じ断面を持つ菱形、三角形、長方形及び放物形について計算した。菱形、三角形及び長方形は縦横比 $A (=b/a)$ を0.1, 0.2, 0.5及び10.0まで変化させている。ただし縦横比は表1に示される様に反射鏡の焦点距離によって制限される。計算した組合せの中では $f=0.125m$ のときのみ限界があり、菱形では $A \leq 4$ 、三角形では $A < 1$ そして長方形では $A < 8$ である。円形と放物形に関しては η_r は A に無関係である。また放物形の受熱管は周囲面積が最小となるように口径比 (a/f') を16としている。反射鏡の反射率は Fresnel の反射率の式から求められるが、その際に用いられる光学定数は波長に無関係に屈折率 $n=10$ 、消衰係数 $k=30$ を与え、受熱管のそれはカットオフ波長を $1 \mu m$ として $0 < \lambda \leq 1.0$ の範囲で $n_1=1.5$, $k_1=0$, $\lambda > 1.0$ の範囲で $n_2=7.0$, $k_2=0$ を与えた。図の縦軸は η_r 、横軸は受熱管の縦横比を示す。反射鏡の形状は焦点距離 f をパラメータにして示してある。受熱管の形状が円形または放物形の場合、

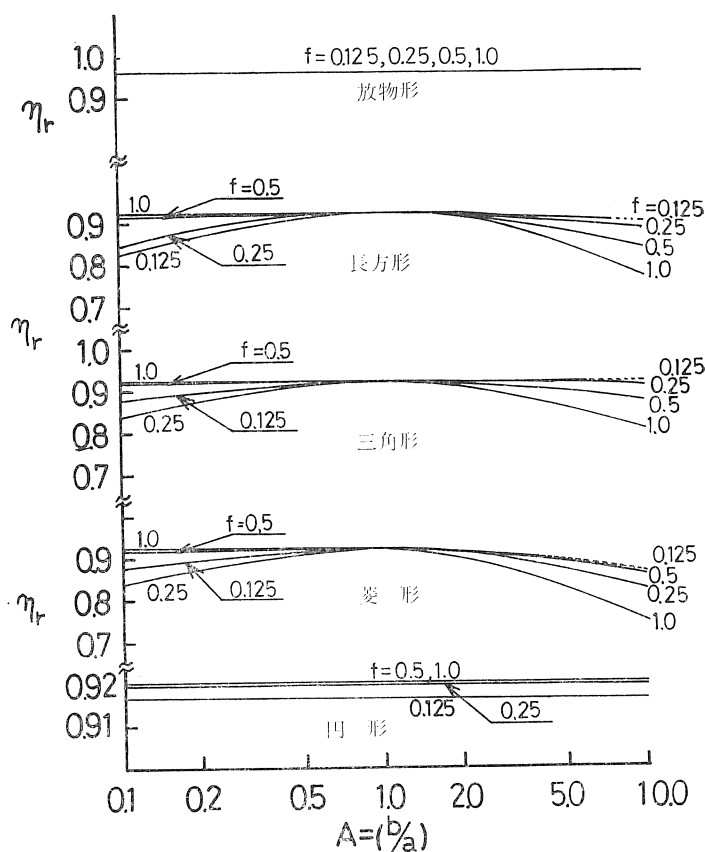


図3 受熱管形状と受熱効率

η_r は A に無関係であり反射鏡の焦点距離 f が 0.25, 0.125 となるに従って η_r は小さくなる。反射鏡の焦点距離が短かいと深い形状となり、光の入射角が大きくなって Fresnel の式で求められる反射率が小さなるものと考えられる。菱形の場合、 $A=1$ のとき受熱効率 η_r は最大であり A が 1 から離れるに従って η_r は低下する。そして、 $A < 1$ の場合と $A > 1$ の場合では焦点距離 f に対する傾向が逆になる。これは受熱管に入射する光の入射角の影響で縦横比の大きい受熱管は断面の長手方向を入射の光軸に垂直に置く方が有利である。受熱管が三角形及び長方形の場合も同様である。これに対して放物形受熱管の η_r は非常に大きい。これは、反射鏡と受熱管の間の多重反射によって、反射鏡の開口部に入射するエネルギーの大部分が吸収されるためである。

図4は受熱管が円形及び放物形である場合について、受熱管の直径 d と開口幅 D との比 d/D と η_r の関係を示す。これによると受熱管直径 d が大きくなっても受熱効率にはそれ程影響を及ぼさないことがわかる。これは反射鏡の開口部で受けた日射エネルギーは全て受熱管上に集められるために、全体としての平均的受熱効率としてはあまり大きな変化を示さない結果となる。角形状についてほぼ同様の結果が

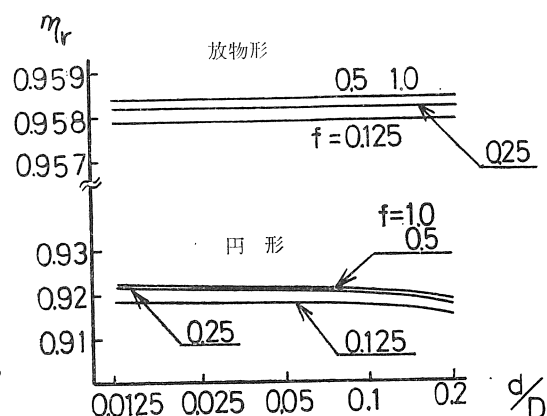


図4 受熱管直径の増加が受熱効率に及ぼす影響

見られる。

以上受熱効率について検討した結果、放物形の受熱管のそれが大きいこと、他の形状の場合も互いに顕著な差は見られないこと、菱形と長方形の場合、 A が 1 のとき η_r が最大になることがわかった。

円形断面と同一の断面積を持つ他の形状の受熱管の周囲面積 S と円形受熱管の周囲面積 S_{cir} の比 S/S_{cir} は幾何学的に見た受熱管からの放熱の多少を示す。図5は各種受熱管の S/S_{cir} を縦横比との関係で示す。受熱効率の検討に際しては受熱管からの放熱を問題にしていない。その結果各形状の間で大きな差異は見られないが、受熱管からの放熱量は管の表面積に比例する故に、形状の影響はここで強く表われる。同一断面積で周囲長さが最短になる円形断面はこの点で最良である。ついで A が 1 の菱形と長方形、そして放物形がいずれも円形の 1.14 倍付近に集まっている。受熱管からの放熱を考慮

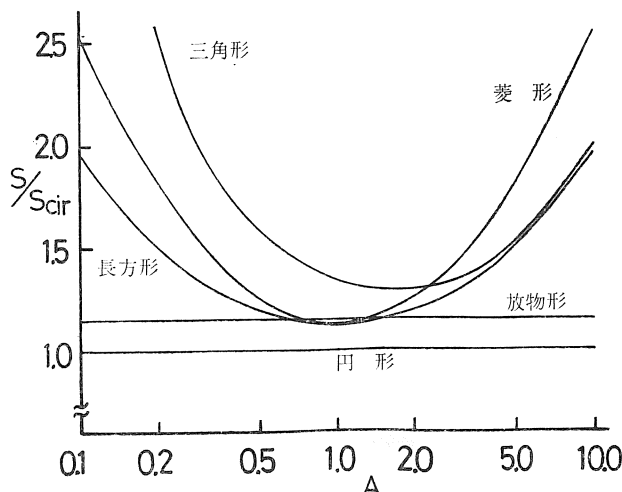


図5 同一断面積を有する各種受熱管の伝熱面積の比率 (円形受熱管を単位とする)

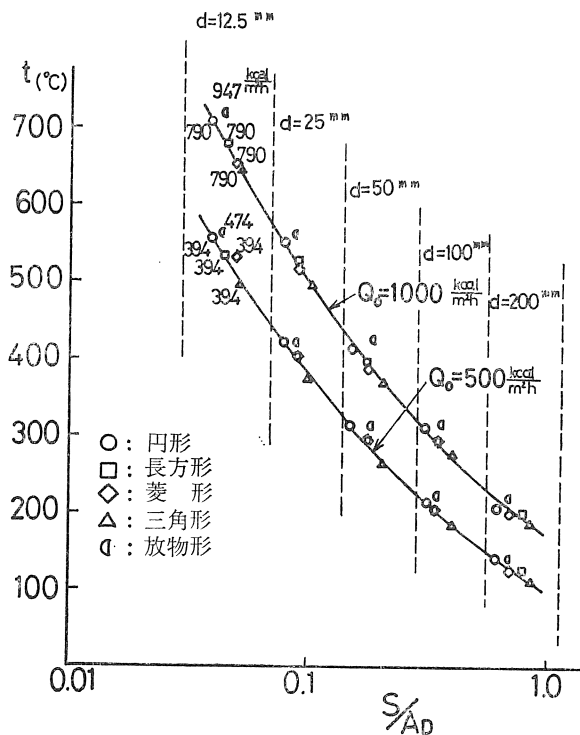


図6 S/A_D と受熱管形状が到達温度及び吸収熱量に及ぼす影響

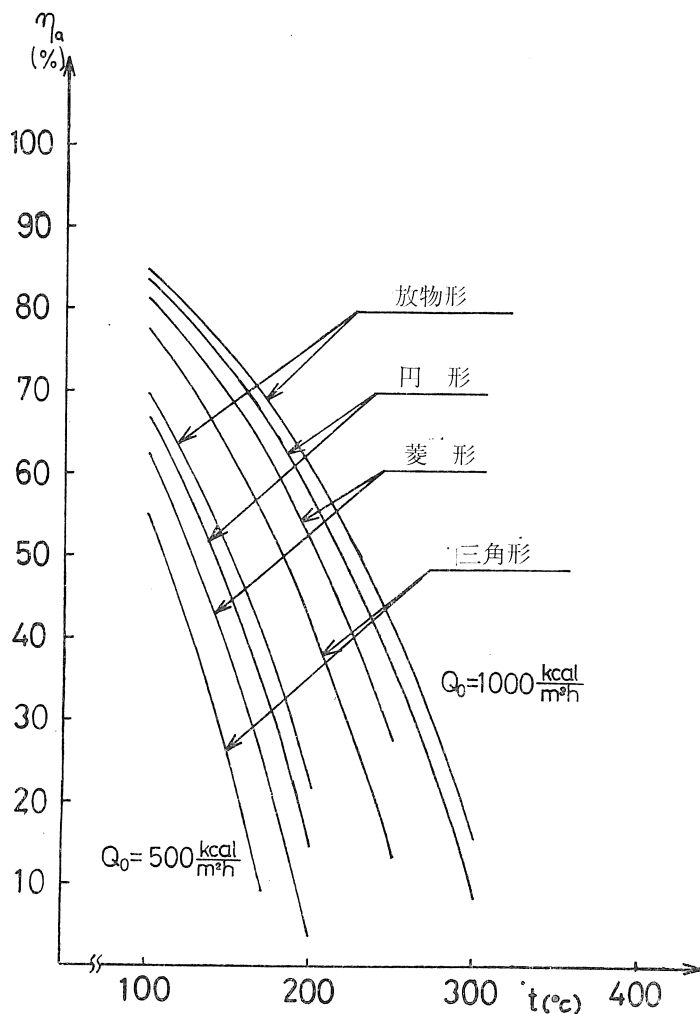


図7 各種形状の受熱管の吸収効率

した場合、 A が1と異なる角形状を使用することは避けるべきであろう。これに対して放物形の周囲面積が他の形状とほぼ同じであることは受熱管として非常に有利であり、ついで円形、長方形 ($A=1$)、三角形 ($A=2$) という順になる。図において三角形の場合、 $A=2$ において S/S_{cir} が最小値となるのは図2.1で示された a , b の定義に起因するものである。

図6は受熱管の形状及び大きさが吸収エネルギーと到達温度に及ぼす影響を、受熱管の周囲面積との関係で示す。ただし入射エネルギー量は $1,000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 及び $500 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ と仮定する。縦軸は到達温度 $t^\circ\text{C}$ 、横軸は反射鏡の開口面積 A_D に対する各受熱管の面積 S との比 S/A_D をとっている。図中の d は各形状の断面積の相等直径を表わす。 d が同じグループでは形状の違いによる伝熱面積の多少によって到達温度が異なっているが、それらの差は d が小さい程大きくなる。 d が大きくなると全般に到達温度は低下し、形状による違いはあまり見られなくなる。放物形断面の到達温度は他の形状のものより高く、吸収熱量も大きい。

図7は式(13)より求めた各形状の受熱管の吸収効率と受熱管表面温度の関係を示す。 η_a は放物形を最高に円形、長方形、菱形及び三角形の順に小さくなる。形状による吸収効率は、受熱管の表面温度が高い程または入射エネルギーが小さい程小さくなる傾向が見られる。

図8は円形受熱管と他の形状の受熱管の吸収効率の比 η_a/η_{acir} を示す。縦軸は η_a/η_{acir} 、横軸は受熱管表面温度である。長方形、菱形及び三角形は表面温度の上昇に伴って吸収効率の比は減少する。しかし放物形に対する比は1より大きく、温度の上昇に伴って増大する。

図9は式(15)から求めた熱媒の温度である利用温度 t_u と熱通過効率 η_K の関係を示す。入射エネルギーを $500 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 、熱通過率 K を $1,000$, 500 及び $250 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ 、伝熱面積 S を 0.314 及び 0.079 m^2 と仮定した。 $S=0.079 \text{ m}^2$ のとき t_u が上昇しても η_K はゆるやかに低下するが、 K による効果が大きい。これに対して $S=0.314$ のときは t_u の上昇に伴って η_K は著しく低下する。しかし K の影響は小さい。この理由として、受熱管上におけるエネルギーの授受は放熱に関し

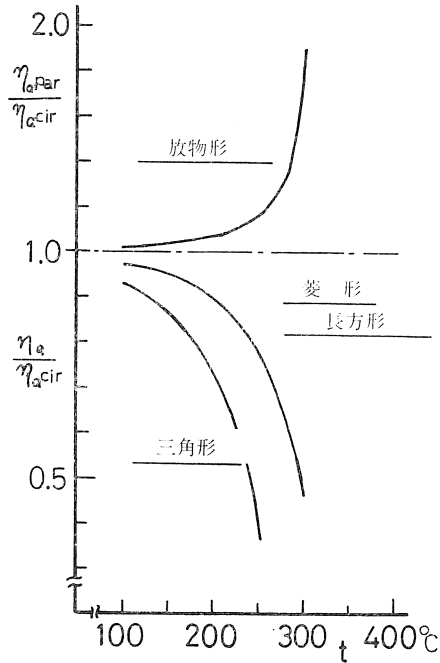


図 8 非円形受熱管と円形受熱管の吸収効率の比較

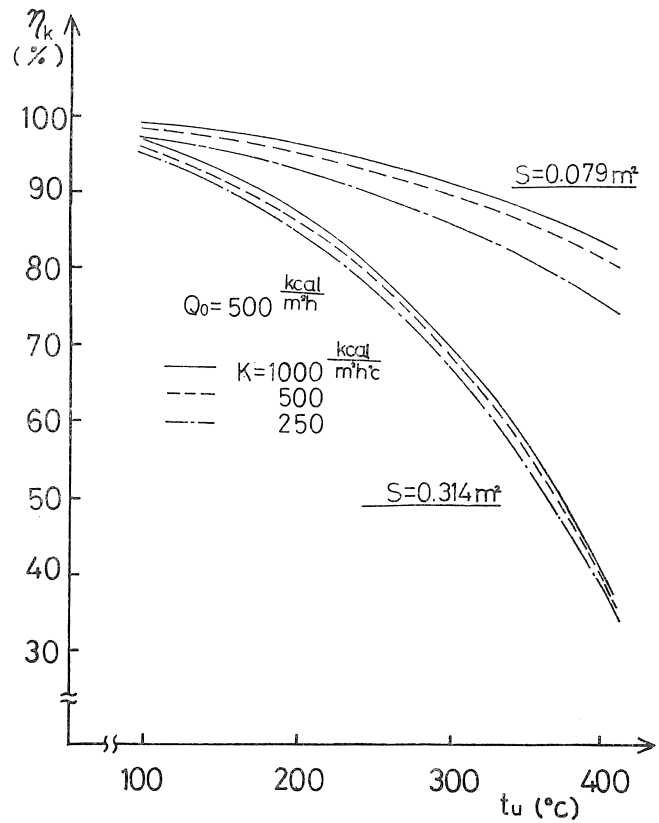


図 9 利用温度と熱通過効率の係に及ぼす伝熱面積の影響

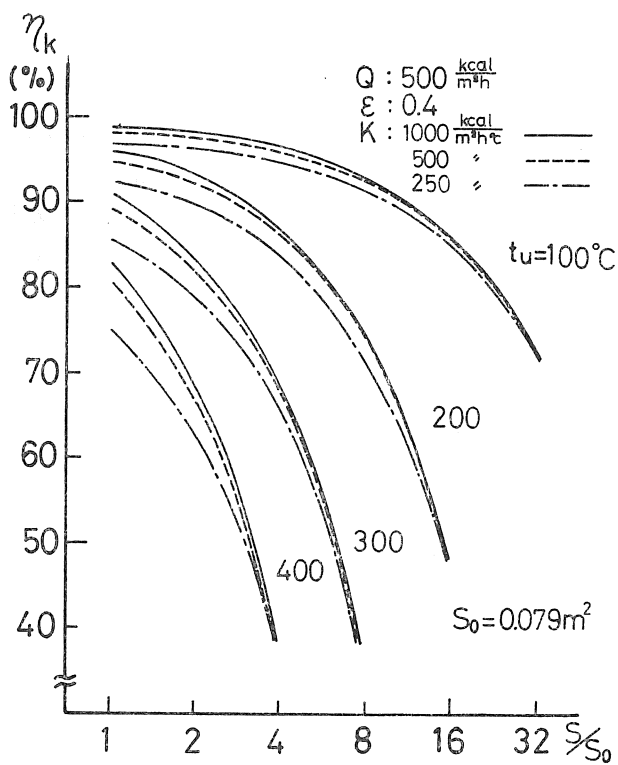


図 10 受熱管の伝熱面積と熱通過効率の係に及ぼす利用温度の影響

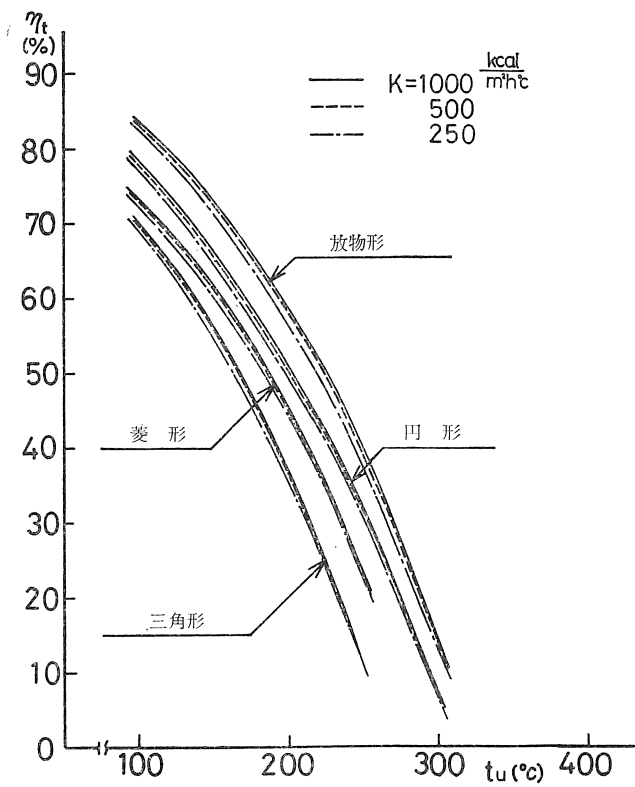


図 11 各種形状の受熱管の総合効率と利用温度の係

てはふく射によるために T の 4 乗に比例するが、熱媒への伝熱量は式 (14) に示されるように受熱管表面温度と熱媒の温度差に比例した一次式で関係づけられるためと考えられる。

図10は η_K に与える伝熱面積の影響を示す。伝熱面積が広い場合、 η_K に与える K の影響は減少するが t_u の上昇に伴う η_K の低下が著しい。一方伝熱面積が狭い場合、 K が η_K に及ぼす影響は大きくなる。

図11は式 (16) より求めた各種受熱管の総合効率 η_t と利用温度の関係を示す。入射エネルギーは $1,000 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 、伝熱面積は 0.314 m^2 である。 η_t は t_u の如何にかかわらず η_r 及び η_K が大きい放物形受熱管において大きく、ついで円形、菱形及び長方形、そして三角形の順になる。各形状に対して K が η_t に与える影響は小さい。

以上の結果明らかなように集熱量を増加させる点で放物形受熱管を用いることは有利である。しかしいずれの形状についても受熱管からの放熱による効率の低下が著しい。これを防ぐ方法として受熱管の熱通過率を大きくして周囲面積を小さくすること、さらに受熱管の周囲を選択透過膜で覆うことなどの工夫が必要である。

5. む す び

集光型集熱器について受熱管の断面形状の変化による受熱割合と放熱量への影響について検討するために、集熱器効率を受熱効率、吸収効率及び熱通過効率の三段階に分けて解析した。その結果つぎのようなことが明らかになった。

1) 放物型受熱管は反射鏡と受熱管における光の多重反射によって受熱効率が向上する。しかし円形及び角形については受熱効率の形状による大きな差は見られない。

2) 受熱管からの放熱に着目した場合、同じ断面積を有する受熱管では円形が最も有利である。その他の形状では $A=1$ においてほぼ同じ値 (円形の1.14倍程度) となる。

3) 吸収効率は受熱管表面温度と入射エネルギーによって影響される。

4) 広い伝熱面積は総合効率に及ぼす熱通過率の影響を小さくするが、放熱量を増大させる。従って受熱管の表面積は出来るだけ狭いことが望ましい。

5) 総合効率に与える吸収効率の影響は大きい。

最後に、本解析の範囲では放物形断面の受熱管は最良の形状であることが判明したが、こうした形状の受熱管を製作し、かつ集熱器の焦点に正確に取付けることはかなり困難であることが予測され、実技上の問題が生じるかも知れない。

文 献

- 1) J. Farber, B. I. Davis ; Analysis of Large Aperture Parabolic Mirrors for Solar Furnaces, J. Opt. Soc. Amer., **47-3** (1957), 216.
- 2) 福島・三井 ; 太陽炉の設計問題, 名工試報告, **6-1** (1957), 1.
- 3) 桜井武麿 ; 太陽炉の製作と成果, 日本物理学会誌, **20-1** (1965), 18.
- 4) E. Lorenzini, M. Spiga ; Thermal Analysis in the Focal Spot of a Solar Furnace, Solar Energy, **22** (1979), 515.
- 5) K. E. Hassan, H. F. El-Refaie ; Theoretical Performance of Cylindrical Parabolic Solar Concentrators, Solar Energy, **15** (1973), 219.
- 6) C. E. Mauk, H. W. Prengel, Jr., E. Chi-Hua Sun ; Optical and Thermal Analysis of a Cassegrainian Solar Concentrator, Solar Energy, **23** (1979), 157.
- 7) T. Tanaka, S. Sawata, T. Tani, K. Sakuta, T. Horigome ; A Terrestrial Solar Thermal Electric Power System-Development of Basic Model System, Solar Energy, **19** (1977), 335.
- 8) たとえば A. Rabl, N. B. Goodman, R. Winston ; Practical Design Considerations for CPC Solar Collectors, Solar Energy, **22** (1979), 373., C. W. Miller, Collection Times for Trough-Type Concentrators Having Arbitrary Orientation, Solar Energy, **20**(1978), 399, など.
- 9) R. Siegel, J. R. Howell ; Thermal Radiation Heat Transfer (1972), 735, McGraw-Hill.

(昭和55年7月25日 原稿受理)