

半円集光減圧管式太陽集熱器の研究

Study of a semi-circular concentrating, partially evacuated tubular solar collector

橋本 俊行*
Toshiuki HASHIMOTO

宮武 修**
Osamu MIYATAKE

原田 照利***
Terutoshi HARADA

芥川 竜太郎****
Ryutarō AKUTAGAWA

麻生 智倫****
Tomonori AŌ

Abstract

A partially evacuated tube collector is proposed to overcome the problems seen in conventional evacuated tube or flat plate solar collectors.

For the purpose of reducing the heat loss from a collector, four techniques are utilized:

(1) To reduce the area of an absorber plate to half of those in conventional evacuated tubular collectors, the lower half of a glass tube is silvered and a flat plate absorber is placed in the lower half of the glass tube.

(2) To eliminate the natural convection loss, the pressure in the glass tube is reduced.

(3) To reduce the conduction loss, a gas of low thermal conductivity (e.g. xenon, krypton, etc.) is confined in the glass tube.

(4) The lower half of the glass tube is covered with insulation.

Since evacuation and maintenance of vacuum in this collector is much easier than in an evacuated collector, this collector is reliable and manufactured at low cost.

It was realized from the result of experiment for air and xenon that the convection loss in the glass tube become almost negligible for the Rayleigh number below 1,000. For xenon, the heat loss coefficient of the collector was decreased as low as $1.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ under a vacuum of about 1 kPa.

Key Words: Solar Collector, Medium Temperature, Semi-circular Reflector, Glass Tube, Partial Evacuation, No Convection, Xenon, Small Heat Losses, Heat Transfer Experiments

要 約

在来の真空管式および平板式太陽集熱器の双方の問題点を克服することが可能と思われる半円集光減圧管式太陽集熱器を提案した。これは、(1) ガラス円管半周を鏡として半円集光することにより、集熱板面積を真空管式の半分にすること、(2) 管内気体圧力を大気圧のおよそ 100分の1として管内気体の自然対流を停止させること、(3) 気体として例えばキセノン、クリプトンなどの低熱伝導率の気体をも用いること、(4) ガラス管半周の鏡の部分に断熱材を適合すること、の4つの方法によって熱損失を低下させることを特長としている。本集熱器は真空管式では不可避であった真空排気とシールの困難さが大はばに緩和されるので信頼性が高く、低コストの集熱器となる可能性を持っている。室内における熱損失実験の結果、本集熱器では熱損失を大はばに低減できることが確認された。キセノンを用いた圧力が約 1 kPa の条件で $1.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ という熱損失係数が得られた。管内気体の対流開始条件は垂直密閉流体層の場合(レイリー数が 1,000)とほぼ一致した。

1. 緒 言

1982年の時点でわが国は一次エネルギー総供給(石油換算)の90%以上を依然として輸入に依存している¹⁾。また、今後の展開を考えてみても、エネルギー自立への道は険しく、その大部分を石油に頼っている現状は民族安全保障の観点からも好ましくない。それゆえに、エネルギー(石油)需給が一時的に緩和基調で推移している今こそ、エネルギー自立の礎石となる自然エネルギー利用技術の開発をおしすすめるなければならない。

植屋²⁾によればわが国エネルギー最終需要をエネルギーの質で分類するとおよそ13%が電力、20.3%が可

搬流体燃料、5.7%が350°C以上の高温熱であり、61%が350°C以下の中低温熱である。したがって350°C以下の熱を太陽熱で供給することが実用化されるならば、わが国のエネルギー自立に多大な貢献をすることとなる。この観点から著者らは、100°C以上の中温

* 九州大学生産科学研究所 助手
Research Institute of Industrial Science,
Kyushu University

** 九州大学生産科学研究所 教授
Research Institute of Industrial Science,
Kyushu University, Professor

*** 九州大学生産科学研究所 技術員
Research Institute of Industrial Science,
Kyushu University

**** 九州大学大学院熱エネルギーシステム専攻 大学院生
Graduate school of Engineering, Kyushu
University, Graduate

域で利用可能な太陽熱利用技術の開発を目的とし、その第一段階として新方式の太陽集熱器を考案した。

本論文では新方式集熱器の原理と熱損失特性の実験結果について報告する。

2. 新方式太陽集熱器の提案

非追尾式の主な形式として平板式と真空管式および低集光の複合放物面集光(CPC)集熱器とがあり、それぞれの特徴は次の通りである。

(1) 平板式は低コストではあるが、集熱効率が低く、また外箱の錆や内側への水分の侵入などで耐久性に若干難点がある。また外箱と集熱板との間の圧力が大気圧であり、対流の影響が大きく、これを防止すべく多重透過膜を設置するなどしても飛躍的な性能の向上はむずかしく、逆に膜の取り付けによるコストの上昇が問題となる。

(2) 真空管式では集熱効率は高いものの、真空の維持(約 10^{-2} Paで15—20年)にユーザーが不安を持っている。また高真空(約 10^{-2} Pa)を実現するため、製造時に400°C程度の下での長時間真空排気を必要とし、このことが生産性の低下を招いてコスト上昇の原因となっている。更に、気体の熱伝導率が無視できるほどの高真空なので、その長期的な維持に高度の技術が必要になるというトレードオフの関係が生じてくる。

(3) 真空管を併用したCPC集熱器は熱損失係数は小さいが光学損失が大きく、価格が非常に高いことや構造が複雑で重いなどの問題点を持っている。

以上(1)―(3)の問題点のある程度の妥協も含めて解決し、低熱損失で信頼性が高く、しかも低コストとなる可能性を持つ新方式の太陽集熱器を以下に提案する。

図1.1に半円周の鏡面と半径高さの平板受光面からなる集光系を示す。周知の如く上部開口部より入射した光はすべて受光面に集まり、開口面積と受光面積の比で定義される集光比は1となる。半周を鏡面としたガラス円管を用いて、この集光系を具体化した太陽集熱器の断面を図1.2に示す。本研究で対象とした集熱器の基本構成を以下に述べる。

(1) 鏡面の加工は銀蒸着などを管外面に施す。内面に施すよりも工程が簡単で、しかも製造時真空封じの後に加工できる。この際、ガラス管材料を太陽光吸収率の低い低鉄分ガラスとすれば鏡面反射率は一般的に用いられている金属鏡よりも大幅に向上する。また鏡の表面が大気に直接触れないので、寿命の点で不安

表1 気体の熱伝導率

	(50°C)	(100°C)	(150°C)
air	0.0279	0.0316	0.0352 [W/m·k]
R 113	0.0088	0.0112	0.0138 [W/m·k]
xenon	0.0061	0.0068	0.0078 [W/m·k]

が少なくなる。

(2) 管内気体圧力を、気体の熱伝導率が無視できない範囲で(すなわち希薄気体とまらない状態)、大気圧以下に低下させて対流を抑制する。

(3) 真空管式では管内気体は希薄で熱伝導率が無視できるが、減圧管式では無視できない。しかし第1に真空管式に比べて集熱板面積が約半分になることと、第2に管内気体として熱伝導率が空気よりも大幅に小さいキセノン、クリプトンなどを用いることにより熱損失の低減が期待できる。気体の熱伝導率を表1に示す。

(4) 真空管式では製造時に400°C程度のベークンク下における長時間の真空排気を必要とするが減圧管式ではこの条件が大幅に緩和され、生産性の向上が期待できる。

(5) 管の半周が鏡面なので、この裏側の部分に断熱材を施すことができる。この断熱材は適当な期間経過した後に交換できる。

以上の特長を持つ新方式の集熱器を半円集光減圧管式太陽集熱器と呼ぶことにする。なお本方式に類似した集熱器として断熱材がなく管内気体が空気であるものが、1978年に Callicuttら³⁾によって発表されている。

3. 実験装置および実験方法

集熱器の熱損失特性を測定する実験装置全体の系統図を図2に示した。大きく分けて集熱器試験部、真空

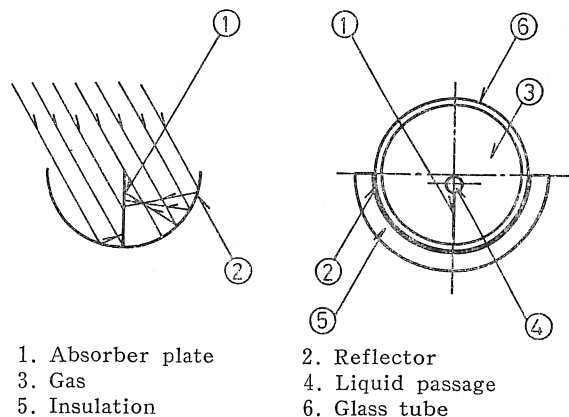


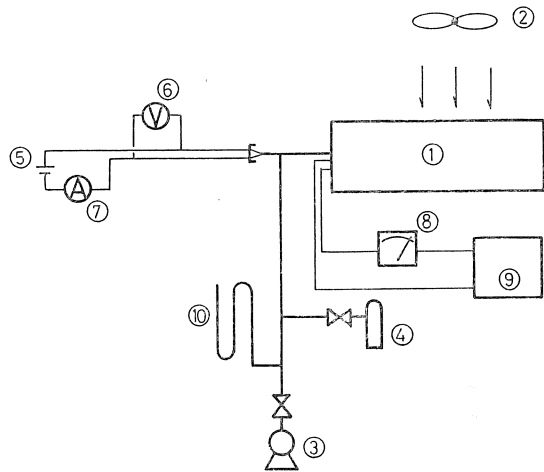
図1.1 半円集光の原理

図1.2 新方式集熱器の原理

排気系，加熱用電気系，送風系および測定系から構成されている。図3に室内実験用の集熱器を，図4には

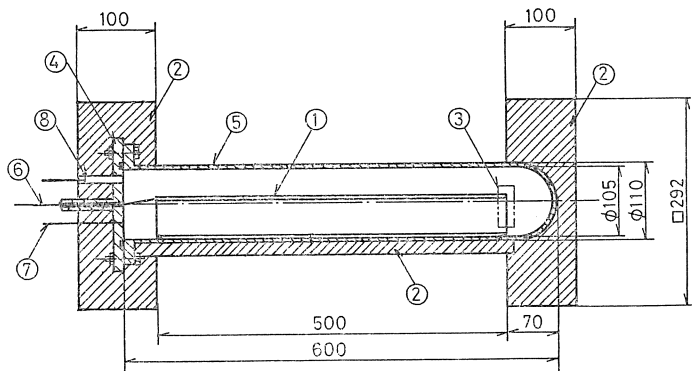
集熱板の詳細を示した。片側丸封じのパイレックスガラス管内にカーボンヒータを内包した銅製の集熱板を設置しており，集熱板表面は黒色塗装（放射率 $\epsilon_p = 0.93$ ）および選択吸収膜（ULVAC成膜製； $\epsilon_p = 0.05$ ）貼付の2通りとした。ヒータ通電用リード線および熱電対線はフランジに設けたタップより取りだしている。また，集熱板は図5に示したような平板とはさみ板からなる支えを用いてガラス管内に設置した。真空排気には油回転ポンプを用いた。圧力測定は排気系統とつながった閉管水銀マンノメータとフランジに測定子を装着したピラニゲージで行い，温度は熱電対により図6に示す集熱板の位置とガラス管外表面上および外気の合計24点測定した。

本研究は集熱器の光学特性については対象とせず，熱損失特性の究明を目的としているので，ガラス管に鏡面の加工を施していない。ガラス管外面を鏡とする場合，集熱板より射出される赤外線はほとんどガラス管の内表面近傍で吸収されるので，本研究では鏡面加工する必要はない。



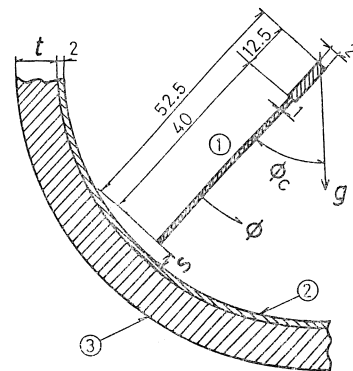
- 1. Collector
- 2. Blower
- 3. Vacuum pump
- 4. Gas bomb
- 5. D.C. power supply
- 6. Voltmeter
- 7. Ammeter
- 8. Pirani gauge
- 9. Digital data acquisition system
- 10. Mercury manometer

図2 実験装置全体系統図



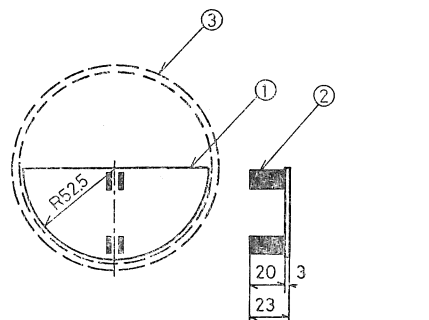
- 1. Absorber plate (See 図4)
- 2. Insulation (Polyurethane foam)
- 3. Support (See 図5)
- 4. Square flange (Polycarbonate)
- 5. Glass tube (Pyrex)
- 6. Lead wire
- 7. Thermocouples
- 8. Pirani gauge

図3 実験用集熱器



- s : gap length between absorber plate and inner surface of glass tube,
- t : thickness of insulation,
- ϕ_c : angle between absorber plate to direction of gravity
- ① Absorber (Emissivity: ϵ_p)
- ② Glass tube
- ③ Insulation

図4 集熱板



- 1. End plate (Polycarbonate)
- 2. Clasper (Polycarbonate)
- 3. Glass tube

図5 集熱板支え

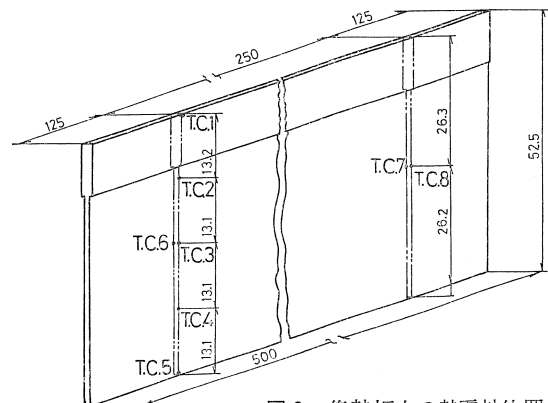


図6 集熱板上の熱電対位置

実験はまず管内気体が空気の場合、真空ポンプにより排気して、圧力を所定の値に到達させた後、排気系統のバルブを締めてガラス管を密閉した。管内気体が空気以外の気体の場合は、管内空気を 0.03 kPa 程度まで排気した後別系統のバルブを開けて気体を管内に充満させた。したがって、残留空気の分圧は無視できる程度である。つぎに直流電源を用いてヒータに通電し、集熱板温度を設定した。この場合、圧力と温度が定常に達した時の加熱量は集熱器の熱損失に等しくなる。また外気の状態は無風（風速 $v=0$ m/s）と送風ダクトより $v=5$ m/s の風をガラス管にふきつけた 2 通りとした。なお熱電対起電力およびピラニゲージ出力電圧は、データ集録機により一定時間間隔で測定した。集熱板の放射率は D & S 放射率計で測定した。

4. 実験結果および考察

4.1 熱損失係数 U の検討

式(1)で開口面積基準の U^* を定義する。ここに H はヒータ加熱量、 l は集熱板長さ (0.5 m)、 d_0 はガラス管外径 (110 mm)、 T_p は集熱板平均温度(付録参照)そして T_a は外気温である。

$$U = \frac{1}{l \times d_0} \cdot \frac{H}{(T_p - T_a)} \dots \dots \dots (1)$$

表 2 に示す条件で行われた実験結果を図 7 に示し、これらについて考察する。以下の (1)~(5) は 図 7.1 ~ 図 7.5 に対応する。

(1) 集熱板放射率 ϵ_p の影響はきわめて大きく、黒色塗装 ($\epsilon_p=0.93$) に比べ選択吸収膜 ($\epsilon_p=0.05$) の有効性は明らかである。集熱板下端とガラス管内表面とのギャップ s (図 4 参照) の影響は、 $\epsilon_p=0.93$ において小さいが $\epsilon_p=0.05$ では圧力 p が小さい場合に大きくなる。これは、放射と対流の影響が相対的に小さく熱伝導による伝熱が支配的になってくると、全体の伝熱量のうちギャップ近傍を通過する割合が大きくなるためである。 $\epsilon_p=0.05$ で p が小さい場合、 $s=0$ と $s=2$ mm の差は大きい、 $s=2$ mm と $s=4$ mm との差は小さい。 s が小さい方が集光の面からは望ましいので、本研究では $s=2$ mm を基準とした。圧力 p を小さくすることおよび管内気体を熱伝導率が空気の約 4 分の 1 以下のキセノン (表 1 参照) に置換することの効果はきわめて大きく、提案の有効性が立証された。

(2) 傾角 ϕ_c (図 4 参照) の影響を確かめることは実用上大変重要である。集熱器を管軸まわりに回転させたとき傾角の影響はほとんど見られない。これは対流がきわめて弱く気体がほとんど静止しているからと

考えられる。

(3) U の値は集熱板温度が上昇するにつれて大きくなる。これは放射伝熱量の温度に関する非線形性と、気体の熱伝導率が温度の上昇につれて大きくなることに起因していると考えられる。

表 2 熱損失特性実験条件

No.	Sym.	ϵ_p	s (mm)	ϕ_c (rad)	l (mm)	v (m/s)	T_p (°C)
1	▷	0.93	0	0	20	0	80
2	▷△	0.93	2	0	20	0	80
3	▷○	0.05	0	0	20	0	80
4	▷○	0.05	4	0	20	0	80
5	▷○	0.05	2	0	20	0	80
6	▷○	0.05	2	0	20	0	100
7	▷○	0.05	2	$\pi/6$	20	0	100
8	▷○	0.05	2	$\pi/3$	20	0	100
9	▷○	0.05	2	0	20	0	115
10	▷△	0.05	2	0	0	0	100
11	▷△	0.05	2	0	0	5	100
12	▷△	0.05	2	0	0	5	115
13	▷△	0.05	2	0	0	5	80
14	□	0.05	2	0	20	0	100
15	■	0.05	2	0	20	0	80
16	▽	0.05	2	0	0	0	100
17	▽	0.05	2	0	0	5	100
18	◇	0.05	2	0	20	0	100

Gas ; Air (No.1-13), Xe (No.14-17), R113 (No.18)
Ta ; 9-31°C

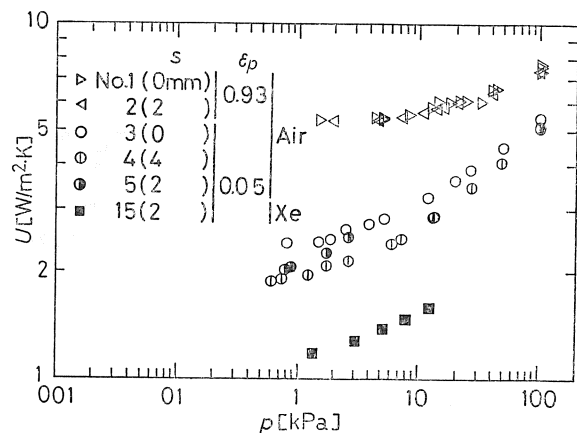


図 7.1 熱損失特性 (封入気体が空気あるいはキセノンの場合の集熱板放射率 ϵ_p および集熱板先端すきま s の影響)

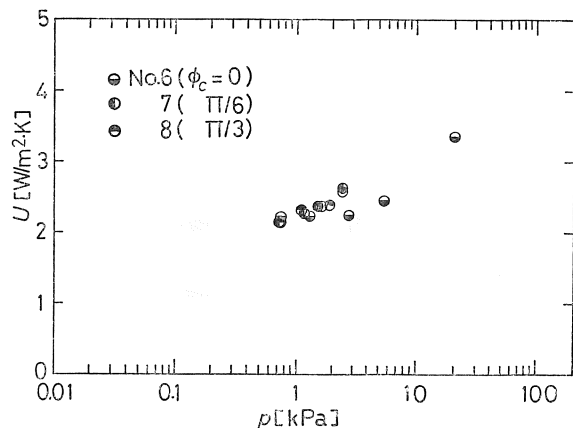


図 7.2 熱損失特性 (集熱器傾角 ϕ_c の影響)

(4) 空気の場合、風の影響は若干あるが、熱伝導率の小さいキセノンの場合にはほとんどない。実用的には双方とも小さいとみなしてよい。このことはガラス管内側の熱抵抗が大きいことによるものである。

(5) 管内気体が空気の場合にくらべ、キセノンでは U が著しく小さくなる。R113は熱伝導率が空気の約3分の1(表1参照)であり、減圧によって対流が

抑制されてくれば空気よりも U の値はずっと小さくなるはずである。図中のR113のデータによれば p が大きくなるにつれて逆に空気の U よりもR113の U の方が大きくなっている。これは同じ温度、圧力条件の下では双方のプラントル数 Pr がほぼ等しくR113の方が動粘度が小さいので、対流現象を支配する式(2)で定義されるレイリー数 Ra が大きくなって対流が生じやすくなったことに起因している。

$$Ra = Pr \cdot \frac{gr_i^3(T_p - T_g)}{\nu^2(T_f + 273)} \dots (2)$$

ここに T_g はガラス管内表面平均温度、 $T_f = (T_p + T_g)/2$, r_i はガラス管内半径、 ν は気体の動粘度である。ちなみに $p = 10$ kPa, $T_p = 100^\circ\text{C}$, $T_g = 20^\circ\text{C}$ で計算するとR113のレイリー数が空気の約183倍にもなる。R113は熱安定性等の点から実用には不適と考えられるが、この特性自体は大変興味深い。すなわち所定の運転温度では気体が静止して集熱板温度が異常に上昇したときには対流の影響が顕著にできるように設計することにより、通常運転では U が小さいにもかかわらず、空だきによる温度上昇はそれほど大きくない集熱器が実現できるので、このような特性の研究は今後の興味ある課題である。

次に断熱材は空気の場合有効であるがキセノンでは有効ではない。断熱材は比較的高価で耐久性にも難点があるので、実用上はない方が好ましく、かつキセノンのコストは減圧した場合きわめて安くつくので素材コスト的にはキセノン封入の方が有利である。例えばキセノンの価格は大口契約でおよそ 200万円/m³N であり、もし内部を大気圧の200分の1に減圧した長さ2.7mで内径0.1mのガラス円管を8本持つ集熱器であれば、必要な正味のキセノンのコストはおよそ 1,700円となる。なお、同じ不活性ガスのクリプトンは熱伝導率がキセノンよりも大きい空気の約3分の1で、対流開始圧力もキセノンより大きく、しかも価格がキセノンの5分の1なので実用的見地からは有望視される。

以上、図7に示す結果について、他の集熱器の実測値と比較してみる。実用器の試験結果では、一般平板式で 4.4~5.1 W/m²·K、真空管式では 2.6~3.3 W/m²·K という値が得られている⁵⁾。また、真空管式の単管ベースで 1.5~1.93 W/m²·K の値が得られている⁶⁾。本実験における最小 U はおよそ 1.3 W/m²·K で、他と比べて小さい。ただし、文献⁵⁾, ⁶⁾の集熱器における集熱板の ϵ_p は本実験装置の ϵ_p よりも大きく、また実測方法も異なっているので単純には比較できない。

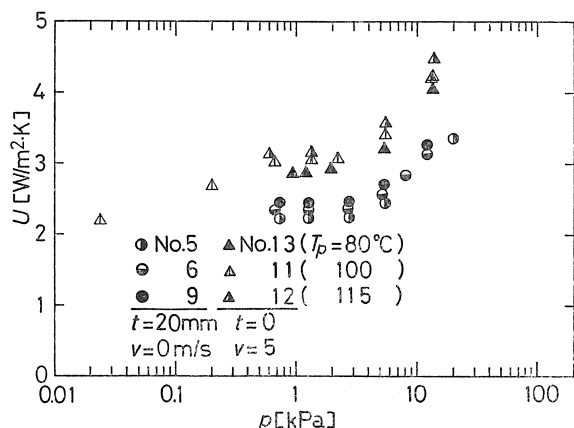


図7.3 熱損失特性 (集熱板温度 T_p の影響)

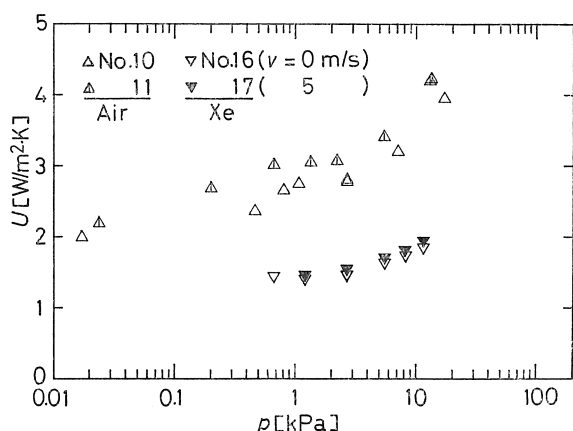


図7.4 熱損失特性 (風速 v の影響)

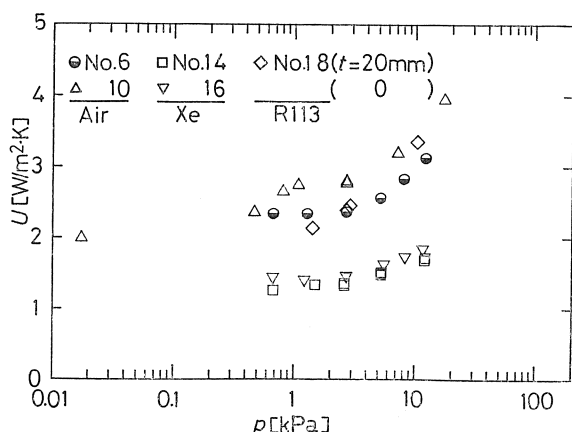


図7.5 熱損失特性 (異なる封入気体に対する断熱材厚さ t の影響)

4.2 $p-U$ 曲線にみられる2つの遷移点についての検討

図7.4の空気に対する結果をみると2種類の遷移点が見いだされる。 p の大きな方の遷移点は対流の開始である。垂直平行平板間の密閉流体層における対流は平板間距離を代表長さにとったレイリー数が約1,000になると開始する⁷⁾。参考のために本実験において $Ra=1,000$ となる No.11, 17 の条件に対応する圧力を計算すると空気では 3.78 kPa, キセノンでは 1.14 kPa となり、この値は概ね本実験結果の遷移点に一致している。

更に、 p が小さくなって再び p の減少につれて U が減少し始める遷移現象について考察する。平行二平板間の静止気体層を通しての熱伝導において、圧力が低下して $Kn > 0.01$ の範囲になると、壁面との間に生ずる温度の飛躍を無視できなくなる結果、あたかも気体の熱伝導率が低下するような現象が生ずる⁸⁾。管内の最も短い固体間距離 $s=2\text{mm}$ に対応するクヌドセン数 $Kn=0.01$ となる No.11 に対応する圧力は 0.5 kPa であり、実験結果と良く一致している。

したがって本集熱器の改良のために $Kn > 0.01$ の圧力範囲を対象として検討することも今後の興味ある研究課題である。

4.3 ガラス管表面温度分布の検討

図8に周方向のガラス管表面温度分布を示す。圧力が小さくなるにつれて、最高温度は上端 ($\phi = \pm\pi$) から下端 ($\phi = 0$) へと移行していくことが図8.1より分る。圧力が高いと対流が大きく、集熱板からガラス管上端への対流伝熱が支配的で、逆に圧力が低く対流が抑制されてくると、ガラス管により近い集熱板下方からの熱伝導による伝熱が支配的となって下端温度が高くなるからである。次に、図8.2より、圧力が低く気体がほぼ静止してきた場合には、空気の $v=0\text{m/s}$ を除いて、ガラス管表面の無次元温度 $(T-T_a)/(T_p-T_a)$ の変化は小さく、ガラス管表面温度はほとんど外気温度に等しい。

5. 結 言

半円集光減圧管式太陽集熱器の基本原理と構成および熱損失実験の結果について報告した。熱損失実験の結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) ガラス管内の気体を減圧すると、 $Ra < 1,000$ で気体はほぼ静止する。
- (2) 対流を停止させることにより、また空気以外

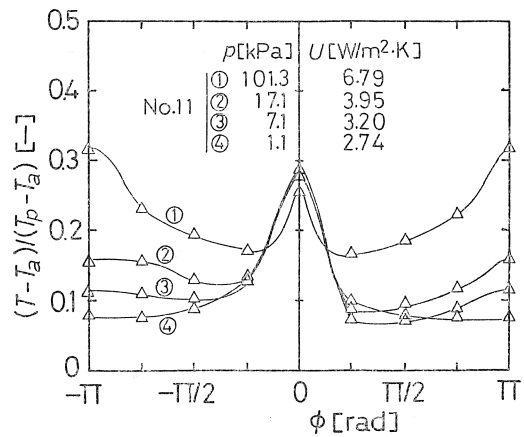


図8.1 断熱材がない場合のガラス管外表面温度分布 (封入気体が空気の場合の圧力 p の影響)

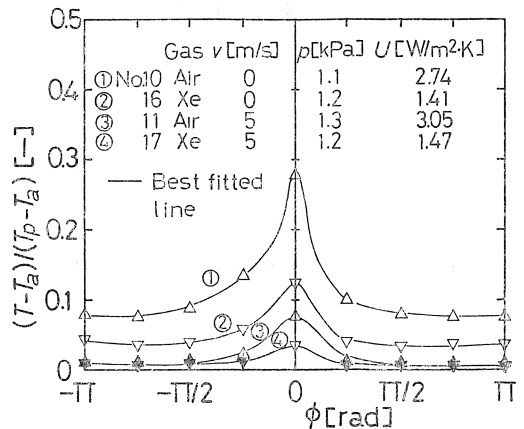


図8.2 断熱材がない場合のガラス管外表面温度分布 (封入気体が空気もしくはキセノンの場合の風速 v の影響)

の低熱伝導率気体を用いることにより、熱損失を大きく低減することができる。

- (3) 低熱伝導率気体を用いれば、断熱材は実用的には必要とならず、その場合でも外気の風の影響は小さい。
- (4) 得られた最小の U の値は約 $1.3\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ であり、きわめて小さい。

なお、本研究に着手する前段階において民間企業、国立研究所および大学の30名近い技術者、研究者との熱心な討論の機会を得ることができた。これらの方がたから研究課題の設定ならびに研究遂行上のきわめて重要な示唆をいただいたことに対して心から感謝する。

参 考 文 献

- 1) 資源エネルギー庁編, 総合エネルギー統計・昭和58年度版 (1983), 通商産業研究社, 東京
- 2) 槌屋治紀, エネルギー耕作型文明 (1980), 163, 東洋経済新報社, 東京

- 3) Callicut, K. S. and E. H. Perry, Investigations of the Performance of a partially Evacuated Tubular Solar Collector, Proc. 1978 Annu. Meeting Am. Sec. of ISES, 1 (1978), 373-375, USA
- 4) 日本太陽エネルギー学会編, 太陽エネルギーの基礎と応用 (1978), 73, オーム社, 東京
- 5) 山東睦夫・種村栄・藤井篤・野口哲男, 平板型高性能集熱器の集熱特性, 空気調和・衛生工学会論文集, 17 (1981), 41
- 6) 山東睦夫・種村栄・藤井篤・野口哲男, 真空断熱円筒形集熱器の集熱特性, 空気調和・衛生工学会論文集, 18 (1982), 63
- 7) 日本機械学会編, 伝熱工学資料改訂第3版(1975), 113-114, 日本機械学会, 東京
- 8) 甲藤好郎, 伝熱概論 (1973), 217-218, 養賢堂, 東京

付録 集熱板平均温度 T_p の算出法

集熱板上には図6に示すように, 熱電対を合計8本

貼付している. いま, 集熱板の幅方向温度分布の形状が, 測定している4箇所において, T.C.1-T.C.5における場合にすべて等しいと仮定する. T.C.1-T.C.5での幅方向平均温度を簡単に

$$\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_i$$

と定義する. ここに i は図6に示す熱電対番号を表す. すると, T.C.6-T.C.8の位置での幅方向平均温度は

$$T_j + \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 (T_i - T_3) \quad (j=6, 7, 8)$$

となるので, この4箇所における幅方向平均温度の算術平均をとれば, 集熱板長手方向と表裏の変化が加味された平均温度 T_p が求まる. すなわち

$$\begin{aligned} T_p &= \frac{1}{4} \left[\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_i + \sum_{j=6}^8 \left\{ T_j + \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 (T_i - T_3) \right\} \right] \\ &= \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 T_i + \frac{1}{4} (T_3 + \sum_{j=6}^8 T_j) - T_3 \end{aligned}$$

(昭和59年5月14日 原稿受理)

—— 海外情報 ③ ——

原発事業のコスト増で屋台骨が傾くアメリカの公共事業体

302-65309 066.71.0

* Fin. Times 84-4-25 p.24

アメリカでは原子力発電について次々に不利な情報もたらされるので, 原発の建設を抱えている公共企業体はコストの増大に苦しみ, 資力も底をついてきている. こうしたことから, かつては年金用に一番手堅い株とされていたのが暴落しはじめ, Public Service of Indiana社の株などは, 1年前の28ドルから83年7月には25ドル, 最近ではわずか8ドルにまで下り, Public Service New Hampshire社でもこのままいくと倒産だとの悲鳴が聞かれる.

原子力発電コスト, 高騰にもかかわらず石炭火力の半分(米)

302-65315 066.71.4

Nucleonics Wk. 84-4-19 p.4

ウィスコンシン電力の原発コストは, その高騰にもかかわらず石炭火力の半分である. ちなみに同電力の

原子力要員は倍増し, 原子力規制委員会の基準変更で3倍, 燃料で10倍の費用を要し, 保安費も予算超過である. こうした中で原発普及のために政府の一層の支援策が望まれるほか, 小型原子炉の開発も経済性, 信頼性の観点から必要である. また建設が中断した原子炉の保存に係わる政府の措置が必要であり, 将来の工事再開時にはより安価に, より短時間で完成できるのである.

ジブチの地熱発電所計画

303-65897 069.43.0

Marches Trop. -x. Med. 84-5-18 p.1268

東アフリカのグレートリフト・バレーの地熱資源の開発は, 三菱重工の設備供給によるケニアのオルカリアの第3地熱発電所の建設まで進んでいるが, ジブチの計画も資金手当を受けた. これは南部の Hanlé, Gaggade 両地方に2,000mの深さの穴6つを作って予備調査を行おうというもので, ジブチ政府の支出と第2世銀, 国連開発計画, アフリカ開発基金, OPEC 開発基金, イタリアの融資, 贈与を合わせて1,660万ドルの資金が用意された.