

ソーラーヒートポンプPVシステムの 性能の評価と向上

その3：流下集熱式システムの開発および性能評価

Evaluation and Improvement of Performance of a Solar - Heat Pump PV System

Part 3 : Development and Performance Evaluation of a Flow - Down Collecting System

趙 春江*¹
Chun Jiang ZHAO

金山 公夫*²
Kimio KANAYAMA

馬場 弘*²
Hiromu BABA

遠藤 登*²
Noboru ENDOH

Abstract

By changing the system flow and the system control, reducing the capacity of the collecting pump and shortening the length of the pipelines, the original collecting system was drastically improved into a flow - down collecting system, so that the electric power consumption was decreased by 73%, and the coefficient of performance of the collecting system was greatly increased from 29 to 77. After the system was improved, the noise and shock sound while the system operating was also reduced, and then the circumferential situations are sufficiently quiet. This paper mainly discusses the system performance on the basis of the correlation between the collector efficiency and the flow rate of working fluid (water), the correlation between the coefficient of performance of the collecting system and the flow rate, as well as the correlation between the merit factor and the flow rate.

Key words: Solar System, Flow - Down Collecting System, Collector of Efficiency, Merit Factor, Coefficient of Performance, Space - Heating

1. まえがき

地球温暖化の防止等、地球環境の改善が叫ばれる今日、太陽エネルギー等の環境負荷の小さい再生可能エネルギーの開発と利用機器の普及が喫緊の課題となっている。その中で太陽熱利用は最も進んだ技術として人々のコンセンサスを得て、温暖な地域ではやや普及しているといわれるが、その実態は導入拡大の段階で、特に北国ではまだ普及には至っていない。その原因は温暖地域では自然対流による熱サイフォンを利用した太陽熱温水器が値段が安く取扱いも容易なため普及しているが、寒冷地ではこのタイプは水の凍結のため適用できず、したがって複雑で高価な強制循環式のソーラーシステムに頼らざるを得ない事実にある。そしてこのタイプが気象条件の割合恵まれた地域である程度導入され、実用に供されているにすぎない。

そこで著者らは平成8年12月に北見工業大学自然エ

ネルギー実験室にソーラーシステムとヒートポンプおよび太陽電池からなるソーラーヒートポンプPVシステムが導入されたのを期に、その総合的研究の一環として導入装置の改良改善を行って省エネルギー性に優れ、かつ高エネルギー利得の寒冷地適用型のソーラーシステムの開発を目的として研究を開始した。ここに導入されたソーラーシステム集熱部は著者らと企業による共同研究^{(1)~(3)}の成果として開発された横置き水集熱式真空二重ガラス管コレクターである。

本システムのうち、PVを除くソーラーヒートポンプシステムの1ヶ月間(H9.3.21~H9.4.20)の性能測定の結果⁽⁴⁾によれば、コレクター集熱効率 $\eta_c=0.369$ 、集熱システム成績係数COP_c=29であり、これらの値はシステム導入初期の過渡的条件ではあるが、目標値⁽⁵⁾より大部低い値である。その原因として、パラレル・ソーラーヒートポンプシステムの組み方による集熱効率の低下⁽⁶⁾、コレクターのヘッダー部および集熱回路

*1会員、北見工業大学大学院

*2会員、北見工業大学工学部(〒090-8507 北見市公園町165)
(原稿受付 平成10年7月21日)

Graduate Course of Engng., Kitami Institute of Technology
Dept. of Mech. Engng., Kitami Institute of Technology

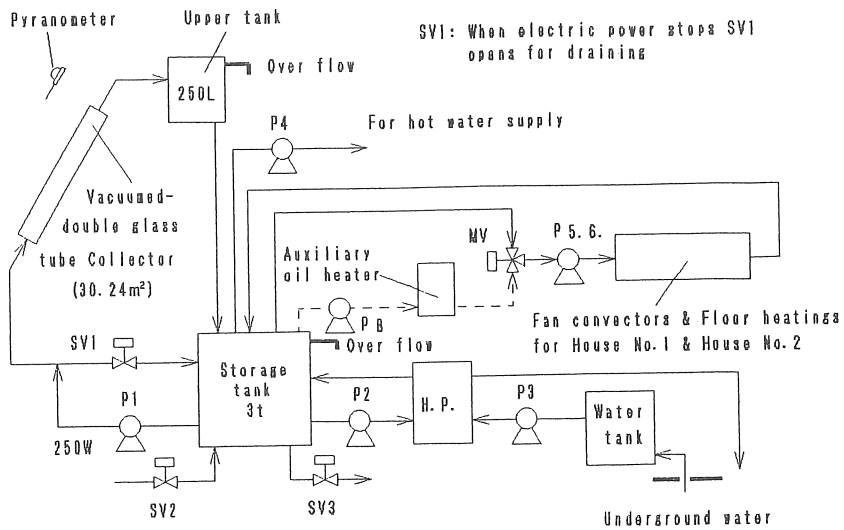


Fig.1 Schematic diagram of the original solar-heat pump system

配管の熱損失による集熱効率の低下, 集熱ポンプの容量の過大および集熱効率の低下による集熱システム成績係数の低下などの問題点が指摘された。しかし, 種々の技術的検討によりこれらの諸点の改善を行ったとしてもソーラーシステム性能の大幅な向上がもたらされるとは考え難く, 問題解決のためにソーラーシステムのシステムフローを含めた抜本的改良が必要との結論に至った。

その結果, これまでの強制循環式ソーラーシステムの常識をくつがえす発想のもとに集熱媒体を逆に循環させ, 重力によって流下させながら集熱を行う全く新しいソーラーシステムフロー⁽⁵⁾が著者らによって考案された。

本論文は今回導入されたソーラーヒートポンプPVシステムのうちソーラーシステムの集熱部を改造して得られた流下集熱式ソーラーシステムの性能測定の結果を述べ, ソーラーシステムの省エネルギー性とエネルギー利得の観点から検討, 評価を行ったものである。

2. 主な記号および単位

| | |
|--|--|
| q_d : 傾斜面日射量 (=60°) | kW/m^2 |
| h : 太陽高度 | ° |
| Q_c : ソーラーシステムの集熱量 | MJ/h |
| A_c : コレクター総積面積 (=30.24 m^2) | m^2 |
| E_c : 揚水ポンプの消費電力 | MJ/h |
| I : 熱媒水流量 | $\text{m}^3/\text{h} \approx \text{t/h}$ |

η_c : 集熱効率

t_{in} : コレクター入口温度 °C

t_{out} : コレクター出口温度 °C

T_w, t_w : 蓄熱タンクの水溫 K, °C

T_o, t_o : 外氣溫度 K, °C

COP_c : 集熱システム成績係数

M_c : ソーラーシステムメリット係数

3. ソーラーシステム概要および制御

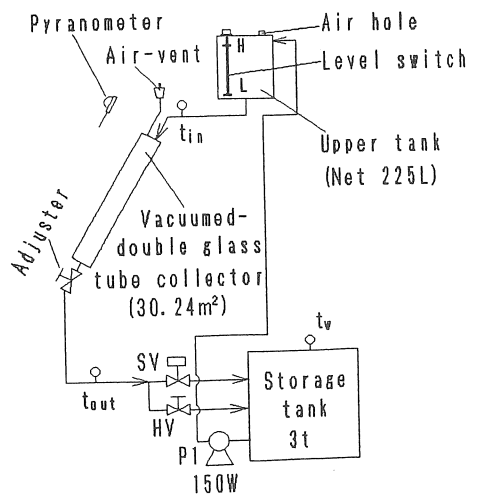


Fig.2 Schematic of the improved solar system

水を流下させて集熱する方法を用いた研究としては、負圧流下式平板型集熱器による基礎実験⁽⁷⁾、トタン屋根を直接利用した散水流下式集熱によるパッシブ利用の研究⁽⁸⁾などがみられる。しかし水を重力の作用でコレクター中を流下させて集熱するこの種の研究で、装置化された集熱システムに関するものは見当たらず、また実用化された製品もない。その点で本研究は独創的な意味合いが強いものと考えられる。

まず、ソーラーヒートポンプPVシステムの導入時のシステムフロー(PVを省略)を図1に示す。このうち、従来からのソーラーシステムの部分が図2に示すように熱媒流動方向が逆転する流下集熱式ソーラーシステムに改良された。ソーラーシステムの構成要素はこれまでと変わらず、主体は横置き式水集熱真空二重ガラス管コレクターであるが、集熱ポンプはその役割が変わって揚水ポンプとなり、容量も250Wのものを150Wに小型化された。集熱配管は経路の循環方向が変わっただけでなく、むだな配管(リバースリターンなど)が外されてその長さが6m短縮された。各列のコレクターを流れる流量が均等となるように各列の出口に調節弁が設置された。集熱用熱媒水の循環が逆になったため、システムの作動および制御法が変更されたが、流下水配管の経路が凍結防止の対象経路(図1には省略されている)に一致するため、凍結防止のための落水配管および緊急時にしか使用しない停電時排湯用電磁弁SV1は不要となる。その結果、18mの落水配管が外され、電磁弁SV1が常時使用の集熱制御弁(停電時に自動開き)に転用された。これによってシステムは簡素化されるだけでなく、停電による緊急事態での凍結への恐れが解消された。

図2においてシステムの作動の初期状態は集熱制御弁SV(Solenoid valve)が閉まってHV(Hand valve)が開いており、システムには常時3L/minの微小流量で水が流下している。計算により次の集熱制御法は消費電力の低減および集熱システム成績係数の向上に有利である。すなわち日射が強くなり $t_{out} - t_{in} > 2^{\circ}\text{C}$ でSVが開き、流水は調節弁により設定された流量でSVとHVの両方を通してより大量に流下して集熱・蓄熱する。日射が弱くなり、 $t_{out} - t_{in} < 1^{\circ}\text{C}$ でSVは閉じ、流水はHVのみを通して流下し、流量は3L/minに戻る。ここでコレクター入口と出口に設けられた温度センサーが流下する水の温度を検出し、システム制御の信号として用いられる。従来の集熱ポンプP1は前述のように揚水ポンプに変わり、P1の作動は上部タンクのレベルスイッチにより制御され、水面レベルLでポンプが回転して揚水し、レベルHで停止する。

最初に考案された制御法⁽⁸⁾は日射量を検出するものであったが、ここに述べるコレクター入口と出口の温度差による方法は特別な付加的装置も必要とせず、より簡単にかつ合理的に制御することができる。

本システムではポンプの揚水の過程で水がコレクターを通過しないため、流動抵抗が大幅に低下し、そのためにポンプの小型化が可能となり、消費電力も大幅に低減した。このエネルギー減少分がこれまで落水時のむだな衝撃やそれによる騒音の原因となっていたが、消費電力の低減と同時にこれらの現象が解消され、システムは極めて静寂に運転されている。

また本システムの特徴として集熱媒体の水が夜間も常時微小流量でコレクターを流下し、わずかな熱損失をもたらすが、この方法により凍結防止の効果が得られ、そのメリットの方が大きいと考えられる。

4. 実験結果および検討

4.1 流量と消費電力の関係

本システムでは蓄熱タンクおよび上部タンクとも開放式のため、ポンプの揚水経路はコレクターと無関係で独立している。そのためポンプの消費電力は揚程および揚水量すなわちコレクターを流下する水の流量にのみ関係し、揚程と流量がいったん設定されると、消費電力も決まる。ゆえにシステム設計においてコレクターの圧損計算および試験等が簡略化でき、ポンプ仕様決定は容易になる。本システムの場合、揚程は約7mで、揚水ポンプの消費電力 E_c は測定結果により

$$E_c = 0.297 I \quad (1)$$

を得た。式(1)から揚水ポンプの消費電力は流量増減に比例して変化することがわかる。実際、これまでの集熱ポンプの消費電力は $0.5\text{MJ}/\text{m}^3$ であったが、今回の集熱回路の改良により揚水水頭のみで済み、消費電力は約 $0.3\text{MJ}/\text{m}^3$ と60%に低減した。

4.2 流量と集熱効率の関係

実験は外気温度、熱媒(水)温度および日射量があり変動しない日に、各流量に対して4回(4日間)ずつ行われた。一般に流量と集熱効率の関係は流量の増大に伴って集熱効率は上昇する。その理由の一つは流量の増大に伴う熱伝達率の増大によりコレクター内部の温度が低く保たれ、それからの再ふく射による熱損失が減少することにある。その効果は日射量に比例するので、日射の強いときに流量を増し、日射の弱いとき

に流量を減らすように流量制御を行うことにより熱損失の抑制と消費電力の節約になる。ゆえにこれら省エネ効果も考慮した集熱性能にもとづく最適流量の決定を行う必要がある。

本ソーラーシステムに使用された真空二重ガラス管コレクターの時間当たりの平均集熱効率 η_c は、これまでの実験⁽⁴⁾によれば、

$$\eta_c = Q_c / (3.6 A c q_j) = \frac{0.555}{\cos(h-30^\circ)} \frac{1.05(T_w - T_o)}{1000 q_j} - \frac{0.35\{(40 q_j + T_w)^4 - T_o^4\}}{10^{11} q_j} \quad (2)$$

$(10^\circ \leq h \leq 70^\circ, \text{流量 } I = 2.4 \text{ m}^3/\text{h})$

で与えられる。

集熱効率 η_c は太陽高度 h および流量 I を一定とすると、日射量 q_j 、蓄熱タンク温度 t_w 、外気温度 t_o の関数で、その間に数学的に式(3)が成立する。

$$d\eta_c = \frac{\partial \eta_c}{\partial q_j} dq_j + \frac{\partial \eta_c}{\partial T_w} dT_w + \frac{\partial \eta_c}{\partial T_o} dT_o \quad (3)$$

集熱効率が太陽高度と方位角に影響されないように測定は晴天日の南中時(11時半頃)前後1時間半以内、すなわち10時~13時に行ってデータを取り、延べ1ヶ月半(平成9年9月5日~10月20日)で実験を完了させた。またこの時期の晴天時の平均的な値を参考に $q_j = 0.8 \text{ kW/m}^2$ 、 $t_w = 40^\circ\text{C}$ (給水、排水により温度調節)、 $t_o = 20^\circ\text{C}$ を基準実験条件にとる。

上述の基準実験条件で算出された式(3)の η_c の変化率は次の通りである。

$$\begin{aligned} \partial \eta_c / \partial q_j &= 0.0412 \text{ m}^3/\text{kW} \\ \partial \eta_c / \partial T_w &= -0.0020/\text{K} \\ \partial \eta_c / \partial T_o &= 0.0018/\text{K} \end{aligned}$$

すなわち式(3)は

$$d\eta_c = 0.0412 dq_j - 0.0020 dT_w + 0.0018 dT_o \quad (4)$$

となる。実験条件が基準実験条件からずれた分の η_c の補正を行う場合、ずれがあまり大きくない時は $\Delta q_j \rightarrow dq_j$ 、 $\Delta T_w \rightarrow dT_w$ 、 $\Delta T_o \rightarrow dT_o$ とおいてよい。すなわち

$$\begin{aligned} d\eta_c &\doteq \Delta \eta_c \\ &= 0.0412 \Delta q_j - 0.0020 \Delta T_w + 0.0018 \Delta T_o \quad (5) \end{aligned}$$

式(5)から

$$\eta_{c(0.8, 40, 20, I)} = \eta_c(q_j, T_w, T_o, I) - \Delta \eta_c \quad (6)$$

となる。式(6)の左辺は基準実験条件のもとで流量増減に伴って変化する集熱効率であり、それを $\eta_{c(1)}$ としておく。式(6)の右辺の第1項は実測値であり、それに基準実験条件からずれた分 $\Delta \eta_c$ を加えれば $\eta_{c(1)}$ を求めることができる。基準実験条件のもとで測定されたデータの平均値およびそれらにより得られた流量と集熱効率の関係は式(7)および図3に示される。

$$\eta_{c(1)} = 0.65 I - 0.25 I^2 + 0.03 I^3 \quad (7)$$

$(0.5 < I < 3 \text{ m}^3/\text{h})$

図3より集熱効率は流量増大とともに上昇するが、流量が約 $2 \text{ m}^3/\text{h}$ で最大となり、これを超えると集熱効率は緩慢に低下する。これは流量増大ともなう集熱管(真空二重ガラス管の内管)の内壁の熱伝達率増大による集熱量の増加より、ヘッダー部および配管からの熱損失による放熱量の増大の方が上回って、集熱効率が低下するためである。ソーラーシステム成績係数を考慮しない場合は $2 \text{ m}^3/\text{h}$ が本ソーラーシステムの基準実験条件のもとでの最適流量となる。

ここでソーラーシステム作動のための消費電力を減らして、ランニングコストを低減させること、あるいは将来太陽電池をシステム動力源に導入する際の太陽電池を含めた関連機器の容量の縮小などを考慮すると、最小の消費電力で最大の利得が得られるようにすべき

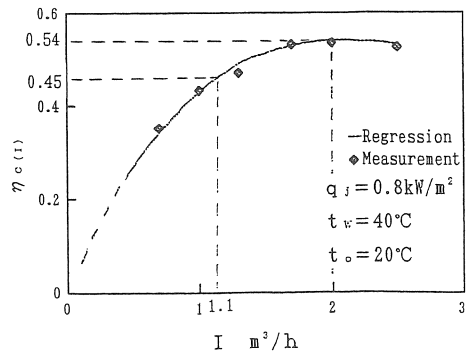


Fig.3 Relation between $\eta_{c(1)}$ and I

である。言い換えれば、集熱システム成績係数を考えに入れて総合的に評価しなければならない。

4.3 流量，集熱効率およびシステム成績係数の関係

対象とするソーラーシステムが集熱効率が高く，集熱システム成績係数が大きい状態で運用できるならば，それは優良なシステムであると言える。4.1節で述べたように流量増大により消費電力も増えるため，集熱システム成績係数は降下する。また4.2節で述べたように流量増大により集熱効率は増すが，最大値がある。すなわち集熱効率と集熱システム成績係数の積には最大値があることがわかる。

ゆえに本論文では集熱効率と集熱システム成績係数の積を仮にソーラーシステムメリット係数と称し，ソーラーシステム性能を評価するもう一つの指標とする。集熱システム成績係数COP_{c(oe)}はその定義から

$$COP_{c(oe)} = (E_c + Q_c) / E_c = 1 + 3.6 q_j \Delta_c \eta_c / E_c \quad (8)$$

となる。ここで $\Delta_c = 30.24 \text{ m}^2$ ， $E_c = 0.297 I$ ，また基準実験条件のもとで $q_j = 0.8 \text{ kW/m}^2$ ， $\eta_c = \eta_{c(1)}$ となるので，これらの値および式(7)を式(8)に代入して

$$COP_{c(1)} = 1 + \frac{3.6 \times 0.8 \times 30.24 (0.65I - 0.25I^2 + 0.03I^3)}{0.297 I} = 191.6 - 73.3 I + 8.8 I^2 \quad (9)$$

を得る。基準実験条件のもとで集熱システム成績係数と流量の関係を図4に示す。前述のように集熱効率と集熱システム成績係数の積 $\eta_{c(1)} \cdot COP_{c(1)}$ をソーラーシステムメリット係数 $M_{c(1)}$ とすると

$$M_{c(1)} = \eta_{c(1)} COP_{c(1)} = (0.65 I - 0.25 I^2 + 0.03 I^3) \times (191.6 - 73.3 I + 8.8 I^2) \quad (10)$$

となる。基準実験条件のもとでソーラーシステムメリット係数 $M_{c(1)}$ と流量 I の関係を図5に示す。図5から $M_{c(1)}$ は $I = 1.1 \text{ m}^3/\text{h}$ で最大値に達することがわかる。この流量は基準実験条件のもとでの最適流量と見なすことができる。基準実験条件のもとでこの流量において本ソーラーシステムは最大のメリットを取得し，その値は式(7)から集熱効率は45%，および式(9)から集熱システム成績係数は約122となる。

4.4 実際応用時のエネルギー利得

$1.1 \text{ m}^3/\text{h}$ の流量は基準実験条件のもとで本ソーラーシステムにとって最適流量であるが，平成9年から平成10年にかけての冬期間の実験結果により基準実験条件以外のもとでも流量設定値として本ソーラーシステムに適用することができる。この流量において式(1)より揚水ポンプの消費電力 E_c は

$$E_c = 0.297 \text{ MJ/m}^3 \times 1.1 \text{ m}^3/\text{h} = 0.33 \text{ MJ/h}$$

となり，改良前の集熱ポンプの消費電力 $E_{c'}$ は

$$E_{c'} = 0.5 \text{ MJ/m}^3 \times 2.4 \text{ m}^3/\text{h} = 1.2 \text{ MJ/h}$$

となる。ゆえに流下集熱式ソーラーシステムの開発によりポンプの消費電力は約73%低減する。本ソーラーシステムの集熱システム成績係数 $COP_{c(oe)}$ は

$$COP_{c(oe)} = (E_c + Q_c) / E_c = 1 + Q_c / 0.33$$

となり，集熱量 Q_c は $0 \sim 50 \text{ MJ/h}$ の間に变化するため， $COP_{c(oe)}$ の集熱期間中の平均値 COP_{cm} は

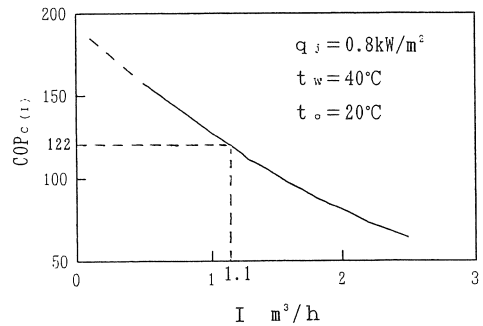


Fig.4 Relation between COP_{c(1)} and I

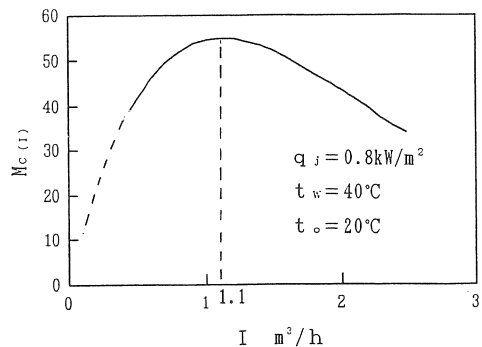


Fig.5 Relation between M_{c(1)} and I

$$\text{COP}_{\text{cm}} = \int_0^{50} \frac{(1+Q_c/0.33) d Q_c}{50-0}$$

$$\approx 77$$

となる。すなわち、集熱システム成績係数は改良前の29より77に向上し、エネルギー利得の割合は改良前の2.7倍に急増した。

5. むすび

新規に導入されたソーラーヒートポンプPVシステムのうち、今回は特にソーラーシステムに焦点を当て、システムフローの抜本的改善を行ってその性能を測定し、集熱システム成績係数およびソーラーシステムメリット係数の観点から性能評価を行い、次の結果が得られた。

基準実験条件のもとで

- (1) 流量が $2\text{m}^3/\text{h}$ の時、集熱効率は最大値に達し、約54%となる。
- (2) 流量が $1.1\text{m}^3/\text{h}$ の時、ソーラーシステムメリット係数は最大となり、集熱効率は約45%、集熱システム成績係数は約122に達する。

基準実験条件以外のもとで

- (3) 流量が $1.1\text{m}^3/\text{h}$ の場合は、揚水ポンプの消費電力が改良前の集熱ポンプのそれより73%低減する。
- (4) 消費電力の低減により集熱システム成績係数は改良前の29より77に向上し、エネルギー利得の割合は改良前の2.7倍に急増する。
- (5) 本システムフローおよび評価法は他の一般的システム（たとえば平板型集熱器を用いたシステム）にも適用できる。

以上の改善による付随的効果として、システムが収納されている機械室内の騒音が減り、以前に比べてはるかに静寂な室内環境が得られている。さらに実用上の問題として従来のようにコレクターに集熱ポンプの圧力がかからないため、ガラス管内の圧力は減少し、ヘッダーとガラス管を接続するゴム製ジョイントキャップの耐圧性の問題が緩和され、またジョイントキャップがガラス管から抜け落ちる心配がなくなった。これによりコレクターのヘッダー部およびフレーム端部の構造が簡素化されることになる。

謝辞：本研究は平成8～10年度のNEDO提案公募型プロジェクトの研究成果⁽⁶⁾の一部である。ここに関係各位に謝意を表する次第である。

参考文献

- (1) 金山公夫、趙春江、馬場弘、遠藤登、真空二重ガラス管を用いた半強制循環式集蓄熱・給湯・暖房システムの開発、その1エレメントタイプによる基礎実験、太陽エネルギー、Vol.21, No.6, (1995), 26～31.
- (2) 金山公夫、馬場弘、遠藤登、趙春江、川上英樹、梅津将広、真空二重ガラス管を用いた半強制循環式集蓄熱・給湯・暖房システムの開発、その2ユニットタイプ及びプロトタイプによる予備実験、太陽エネルギー、Vol.21, No.6, (1995), 32～37.
- (3) 金山公夫、馬場弘、遠藤登、趙春江、川上英樹、梅津将広、真空二重ガラス管を用いた半強制循環式集蓄熱・給湯・暖房システムの開発、その3ユーティリティタイプによる実用化実験、太陽エネルギー、Vol.21, No.6, (1995), 38～44.
- (4) 趙春江、金山公夫、馬場弘、遠藤登、ソーラーヒートポンプPVシステムの性能の評価と向上、その1：太陽熱と地下水熱によるハイブリッドシステムの熱供給能力、太陽エネルギー、Vol.24, No.2, (1998), 52～58.
- (5) 金山公夫、H8年度新エネルギー・産業技術総合開発機構、独創的産業技術開発促進事業研究成果報告書、「次世代住環境のための高利得ハイブリッドシステム及び要素技術の開発」、8H代-176-1, (1997), 1～42.
- (6) 趙春江、金山公夫、馬場弘、遠藤登、ソーラーヒートポンプPVシステムの性能の評価と向上、その2：シングルタンクシステムとダブルタンクシステムの得失、太陽エネルギー、Vol.24, No.5, (1998), 〇～〇.
- (7) D.L.Spencer and T.F.Smith, The distributed flow, below atmospheric pressure solar collector, Energy, Vol.4, (1979), 287～297.
- (8) 伊藤直明、石井昭夫、松田克己、大沢元毅、散水流下式集熱器と重厚なコレクターの蓄・放熱スラブを組合わせた床ふく射暖房によるイシイソーラハウス (TMUソーラーシステムI) について、太陽エネルギー、Vol.4, No.2(1978), 5～10.