平板型集熱器と熱交換器内蔵密閉型蓄熱槽を用いた ソーラー給湯システムの集熱性能特性

Characteristics of Thermal Performance of Solar DHW System with Flat Plate Collectors and Heat Exchanger in Storage Tank

大石正広*1

Masahiro Oishi

野口哲男*1

Tetsuo Noguchi

Abstract

A bstract A yearly performance prediction for a solar domestic hot water system (solar DHW system) is necessary for users to select a system and for designers to design their systems. But the performance data obtained by practical test is influenced strongly by the effects of the variation of irradiation, ambient temperatures, the temperature of supply water, the velocity and direction of wind etc. Because these factors are subjected to wide variations. Therefore, in the process of evaluation of solar DHW systems, it is important to know how these factors affect the system performance. In this study, a solar DHW system with that plate collectors (4m²) and a storage tank (300L) that includes a heat exchanger in it is used. This system is one of the representative solar DHW systems commercially available in Japan. The characteristics of thermal performance for this type of system is calculated in this study, that is expressed as a formula related to the irradiation and the time during the circulating pump is operating, wind velocity and the difference between the ambient temperature and the temperature of supply water. As a result, it is shown that between the ambient temperature and the temperature of supply water. As a result, it is shown that this formula is described in details on the characteristics of thermal performance of this type of solar DHW systems. And the influence of these factors to the thermal performance is evaluated from the data of a yearly testing.

Key Words: solar DHW system. thermal performance. daily performance, irradiation effect, wind effect, ambient temperature effect, supply water effect

1. はじめに

ソーラー給湯システムの日々および年間の性能を知 ることは、システムの設計およびユーザーのシステム 購入時の検討資料として重要である。しかし、実際の 屋外試験によって性能試験を行った場合、日射、気温、 給水温度、風向、風速等が時々刻々変化しており、そ の性能も大きくこれらの条件に影響される。このため、 性能試験によって得られたデータがこれらの影響をど のように受けているか知ることはシステムの性能を評 価する上で重要である。過去の調査においては、シス テムの性能を全体として評価する方法1)2)3)、システム の性能を予測する研究4)は行われているが、これらの 影響を解析する評価方法を研究したものは少ないよう である。

本報告では、平板型コレクターに熱交換器を内蔵し た蓄熱槽を用いたソーラー給湯システムについて、こ れらの影響を解析するための特性式を作成するととも に、1年を通じた屋外試験を行い、その特性式の有用 性を確認すると共に、現在市販されているソーラー給 湯システムについてその特性を明らかにした。

本研究の結果、その性能は、集熱ポンプが稼働して いる間の日射量、集熱時間、風速、給水温度と気温の 温度差の関数として近似することができることが判っ た。また、各要因が性能に与える影響を評価する方法 を提示する事ができた。

2. ソーラー給湯システムの仕様

使用したソーラー給湯システムの仕様を表1に示す。 集熱器のグロス面積4m、蓄熱総容量300Lの現在日本で 市販されている標準的な家庭用ソーラー給湯システム である。その概要図を図1に示す。熱媒循環ポンプのon -off制御は、蓄熱槽のタンク壁面温度と集熱器の集熱 板温度の温度差により行っている。

集熱器は、選択吸収膜処理を施された集熱板を用い、 ガラスと集熱板の間に対流防止膜がつけられたもので、 市販されている集熱器の中では高性能の平板型集熱器 である。1台の大きさは1×2mで2台並列に接続して使用 している。 蓄熱槽は、タンク内部に熱交換器のある密 閉間接型の蓄熱槽である。JIS 1425を用いた屋内試験

^{*1}会員 (財)日本品質保証機構 (〒433-8112 浜松市初生町1084-2) 原稿受付2000年2月23日

法による集熱器の集熱性能試験結果 及び JIS 1426 による蓄熱槽の保温性能、有効出湯性能、熱交換性能 の結果を表2に示す。

集熱器	型式	平板型
	大きさ	$1 \times 2 \times 0.06$
		(グロス面積 2 ㎡)
	集熱板	選択吸収膜
	透過体	ガラス1枚 3mm
	その他	対流防止膜
蓄熱槽	型式	密閉型水道直結式
		間接蓄熱型
	貯湯容量	300L
システム	集熱形式	強制循環熱交換方式
	集熱器枚数	2枚 並列接続
	集熱媒体	プロピレングリコール
		50%水溶液
	集熱制御方式	差温サーモスタット
	熱媒配管	片道 12.5m
	出湯配管	5m

表1. ソーラー給湯システムの仕様



図1. ソーラー給湯システム概要図

表2.集熱器および蓄熱槽の性能

集熱器	集熱性能	$\eta = 0.786 \pm 4.70 (Ta - Tave) / Gt$	
蓄熱槽	保温性能 有効出湯性能 熱交換性能 2kg/min [kJ/h] 4kg/min [kJ/h] 6kg/min [kJ/h]	$\begin{array}{cccccccc} 10.0 & kJ/(h \cdot K) \\ 93.4 & \% \\ Q_{2}=-5.15 & +396X & -0.804X^{2} \\ Q_{4}=-4.61 & +637X & -0.922X^{2} \\ Q_{6}=-2.77 & +939X & -3.60X^{2} \end{array}$	

X :熱交換器入口温度-蓄熱媒体温度 Tave:集熱器出入口温度の算術平均

- *a*:定数
- **b**:定数
- Ac: 集熱器グロス面積
- qc:集熱器の集熱量

q::蓄熱槽部の熱交換量 qa:熱媒経路の熱損失 qu:蓄熱槽の熱損失 qw:集熱ポンプ稼働中の集熱量 qs:集熱ポンプ停止中の損失量 n s:システムの集熱効率 Ta: 気温 Tin:給水温度 Tt:蓄熱媒体の温度 K:熱交換器の熱交換率 Us:熱媒経路の熱損失係数 Ur: 蓄熱槽の熱損失係数 Gt:日射強度 I:1日の傾斜面日射量 V:蓄熱槽容量 W:風速

3. 性能特性の解析

解析するに当たり、ソーラー給湯システムを図2のようにモデル化した。



図2. ソーラー給湯システムの解析モデル

ここで、熱媒ループの温度を T_f で均一とし、風の影響 を無視すると定常状態で、1~4式が成り立つ。

q_c	=	$A_c(aG_t + b(T_a - T_f))$	(1)5)
q_t	=	$K(T_f - T_t)$	(2)
qa	=	$U_s(T_f - T_a)$	(3)
qu	=	$U_t(T_t - T_a)$	(4)

2式の熱交換量を表す式は、特性をより単純に表すた め、表2に示すJIS 1426 に基づく実験によって得られ る回帰式ではなく、熱交換率によって表現される論理 式を使用している。

風の影響は、集熱器については1式の熱損失量を表す 定数 b を b'+bw・W に、熱媒経路については3式の熱損 ())))))

Ø)

記号:

失係数 Us を Us'+Usw・W とすると、1,3式を書き換え て以下の式で表される。蓄熱槽については風雨の影響 のない場所に設置されているため、風の影響はないも のとした。

$$q_{c} = A_{c}(aG_{t} + (b' + b_{w} W)(T_{a} - T_{f}))$$
(5)

$$q_{a} = (U_{s}' + U_{sw} W)(T_{f} - T_{a})$$
(6)

2,5,6式から Trを消去して、qrについてまとめると以下のように表される。

$$q_{t} = \frac{a_{1}}{a_{2}+a_{3}W} G_{t} + \frac{a_{4}+Ka_{3}}{a_{2}+a_{3}W} (T_{a}-T_{t})$$
(7)
$$a_{1} = A_{c}aK$$
$$a_{2} = A_{c}b'+K+U_{s}'$$
$$a_{3} = A_{c}b_{w}+U_{sw}$$
$$a_{4} = K(A_{c}b'+U_{s}')$$

7式の a1/(a2+a3W)及び(a4+Ka3)/(a2+a3W)を W の1次 式で近似し、それぞれ a1'+a2'W, a3'+a4'W (a1'~ a4'は 定数)とおくと、瞬時集熱量 qw は、次のように表され る。

 $q_{w} = q_{t} - q_{u} = (a_{1}' + a_{2}'W)G_{t} + (a_{3}' + a_{4}'W)(T_{a} - T_{t}) + U_{t}(T_{a} - T_{t})$ (8)

qu は、集熱時のみ影響し、qu は試験時全時間に影響する。このことから、熱容量による影響を無視すると、 一日の集熱量 Qu は、次のように表される。

$$Q_{d} = \int_{W} q_{i} - \int_{d} q_{u}$$
(9)
w: 集熱時のみ
d: 試験時全時間

ここで、以下の仮定をすると 1)集熱時の風速は、一定で昼間平均風速 Wa に等しい。 2)集熱時の気温は、一定で昼間平均気温 Tad に等しい。 これにより、9式は以下のように表される。

 $Q_d = a_1 I_w + a_2 W_d I_w + a_3 (T_{ad} - T_{tw}) t_w$

 $+a_4'W_d(T_{ad}-T_{tw})t_w+U_t(T_{ad}-T_{td}) \qquad (10)$

 I_w :集熱時の傾斜面日射量 T_w :集熱時の蓄熱槽内平均温度 T_d :試験期間中の蓄熱槽内平均温度 t_w :集熱時間

また、蓄熱槽内平均温度は、給水温度と蓄熱槽内最 高温度の算術平均に近似できると仮定すると、

$$T_{tw} = T_{td} = T_{in} + \frac{Q_d}{2V}$$
(11)

11式から10式を Tin を使って表すと以下のように表される。

$$Q_{d} = \frac{2V(a_{1}'+a_{2}'W_{d})}{(2V+F)}I_{w} + \frac{2VF}{2V+F}(T_{ad}-T_{in}) \quad (12)$$

 $F=U_t+(a_3'+a_4'W_d)t_w$

12式において、2V/(2V+F)と 2VF/(2V+F)をFの1次式 で近似し、それぞれ B1+B2F, B3+B4F(B1 ~ B4 は定数) とおくと Q4は、13式のように表される。

 $Q_d = (a_1' + a_2'W_d)(B_1 + B_2F)I_w + (B_3 + B_4F)T_s$ (13)

13 式を Iw,tw,Wa,Ts についてまとめ、各定数を整理し A1 ~ A8 とおくと 14 式のように表される。

 $Q_d = (A_1 + A_2 W_d + (A_3 + A_4 W_d + A_5 W_d^2)t_w)I_w$

 $+(A_6+(A_7+A_8W_d)t_w)T_s$ (14)

14式から、ソーラー給湯システムの性能は、Iw,tw,Wa,Tsの関数として近似されることがわかる。

ここで、A1 ~ A8 は、システムの特性を表す定数で ある。A1 ~ A8 を求める方法としては、個々のコンポ ーネントのデータから計算する方法と実際に屋外試験 を行い統計的手法において求める方法の2通りが考え られる。筆者らは、完成したソーラー給湯システムの 性能を評価する手段として用いることを考えているた め、後者の方法を採用した。

4. 屋外試験方法

屋外試方法の設置条件・試験条件等を以下に示す。 出湯パターンの2回目は、集熱量を全て評価するため に蓄熱槽容量の3倍の出湯を行った。この出湯量の影響については Bourges, B. et al.²⁾が議論している。

•	集熱器取り付け方位	:真南
•	集熱器対地傾斜角	:35°
•	蓄熱槽設置場所	:北面一部解放の小屋内に設置
•	出湯パターン	:1回目 5:00 600L
		2回目 20:00 900L
•	出湯流量	:約15L/min
·	試験場所	:静岡県浜松市初生町
		(財) 日本品質保証機構
		ソーラーテクノセンター内
•	試験期間	: 1997/12/20~1998/12/22
		測定日数:306 日

測定項目および測定間隔は、以下の通りである。

・傾斜面日射量	10s
・外気温	10s
・風速	10s
・給水温度	2 [°] s
・出湯温度	2 s
・出湯流量	2 s
・集熱ポンプの稼働状況	10s

5. 計算方法

太陽熱利用熱量:

太陽熱利用熱量 Qout の計算は、20:00の出湯データ を使って次に示す15式により計算した。

$$Q_{out} = \sum_{20:00} m_i(T_{hi}-T_{ci})$$
 (15)
 $m_i : 2sec 田の質量流量測定$
 $T_{hi} : 2sec 田湯温度測定$

T_{ci}:2sec毎の給水温度測定値

値値

システムの集熱効率:

システムの集熱効率の計算は、以下の式により行っ た。

$$\eta_s = \frac{Q_{out}}{IA_c}$$
(16)

 $\eta_s:システムの集熱効率$

6. 測定結果

6.1. システムの集熱効率と太陽熱利用熱量

年間を通じての日々のシステムの集熱効率(以降、集 熱効率)と傾斜面日射量の関係を図3に、太陽熱利用熱 量と傾斜面日射量の関係を図4に示す。年間を通じて の集熱効率は、43.6%であった。日々の集熱効率は、年 平均で41.2%、最大値と最小値はそれぞれ66.3%、-13.5 %となり大きくばらついている。特に、日射量の低い日 ほど効率のばらつきが大きくなる。太陽熱利用熱量は、 ほぼ1日の日射量に比例している。





6.2. 仮定の検証

解析のところで行った仮定の中で、集熱時の気温が 昼間(7:00~17:00)の気温と等しいという仮定と集熱時 の風速が昼間の風速と等しいという仮定について検証 を行った。図5に気温について、図6に風速×集熱時 日射量について、集熱時と昼間の関係を示す。風速に ついては、14式から判るように集熱時日射量又は集熱 時間が少ないとその影響が小さくなることは明らかな ので、風速×集熱時日射量で評価した。図より、気温、 風速共にほぼ一致していることが判る。



6.3. 集熱量および集熱効率との相関 と特性式の係数の算出

解析結果である14式の Qd は、測定結果の計算式15 式の太陽熱利用熱量 Qout を表す。これより、Qd=Qout として Iw,WdIw,twIw,WdtwIw,Wd²twIw,Ts,twTs,WdtwTs の項 について、回帰分析を行うと以下のようになる。

	係数	t 値(貢献度)	p 值(有意性)
切片	1460	14.2	0.00
Aı	2390	36.4	0.00
A2 [s/m]	-13.2	-0.7	0.46
A3 [1/s]	-0.0182	-6.9	0.00
A4 [1/m]	-0.0001	-0.1	0.90
[s/m²] کA	-0.00009	-0.1	0.89
A6 [J/K]	246	6.4	0.00
A7 [J/(s·K	. 0. 0098	3.7	0.00
A8 [J/(m · I	K)]-0.0002	-0.4	0.67

 W_d に関する項以外の項について明らかな相関が見られる。ここで、p 値 *2 が高くt 値 *1 が特に低い $W_{dtw}I_w$, $W_{d2tw}I_w$ の項を除いて再度回帰分析を行うと、 W_{dIw} と $W_{dtw}T_s$ の項の係数 A2、A8 は以下のようになり W_{dIw} の項に相関が現れる。

	係数	t 值	p 値
A2 [s/m]	-17.4	-6.5	0.00
A8 [J/(m · K)]-0.0003	-0.7	0.48

このことから、今回の性能測定では Iw, WaIw, twIw, Ts, twTs の5項目についての特性が得られた。回帰分析結 果を以下に示す。

	係数	標準誤差*3	t 値	p 値
切片	1470	101	14.5	0.00
Aı	2410	36	67.0	0.00
A2 [s/m]	-18.5	2.17	-8.5	0.00
A3 [1/s]	-0.0185	0.0012	-15.4	0.00
A6 [J/K]	249	37.8	6.6	0.00
A7 [J/(m·H	()]0.0886	0.0017	5.4	0.00

*1 t 値は、(偏回帰係数)/(標準誤差)で与えられ、全 ての変数 xi と yを平均0、分散1に標準化したときの 回帰係数であり、各説明変数の y への影響の大きさを 表す⁶⁾。

*2 p 値は、F 分布において F α~F∞までの積分値を表 し、係数が有意であると判定する危険性がどの程度で あるかを表している⁷⁾。ここでは、P く 0.05 で有意で あると判断している。

*3 標準誤差σjは、変数 xjとyの分散をそれぞれ sjj, Syyとすると、以下の式で計算される θ。

 $\sigma_j^2 = s_{jj} / s_{yy}$

14 式では0になっている切片の値が、1470 で有意性の ある値になっている。これについては、以下の4点の 原因が考えられる。

・システムの熱容量の影響

- ・各係数が完全な1次式では無い
- ・給水温度と初期蓄熱槽内温度との差
- ・計測誤差

図7に回帰の残差を熱量表示で、図8に効率表示で示 す。図7より残差は、全日射域均一で±2.0MJ以内の範 囲に収まっている。切片の1470Jは、このばらつきより 小さな値である。残差を効率で見ると、日射の低い日 に大きくばらついている。これは、熱量のばらつきが 一定なのに対して日射量が小さくなるためである。ば らつきは5MJ/m以上の日ではほぼ±5%以内、15MJ/m以 上の日では±2%以内であり、本特性式が大変高い精度 で特性を表していることが判る。



図7. 回帰後の残差(熱量表示)



図8. 回帰後の残差(効率表示)

7. 特性式の各項目が性能に与える影響

特性式から日射・風速・給水温度・気温等がソーラ ー給湯システムに与える影響について解析できる。

7.1. 有効な日射量 Iw の影響

ソーラー給湯システムは、システム全体の熱損失量 以上の日射入力がない状態では、集熱ボンプを停止す る。このため、システムが集熱できる有効な日射量が どれだけあるかが性能に大きく影響する。特性式から 各日の Iw の効率への影響を計算した結果と日射量の関 係を図9に示す。



図9. Jwの効率への影響と傾斜面日射量

図9から日射が低い領域で、効率を著しく低下させ、 効率のばらつきを大きくさせていることがわかる。こ れは、図10に見るように日射の低い領域で有効な日射 量の比率 Iw/I が低くなり、ばらつきが大きくなるため である。このことから日射パターンが、性能に大きな 影響を与えていることが判る。日射の強い日の Iw/I は、 およそ0.9 程度であった。



図 10. 有効な日射量の比率 Iw/I と傾斜面日射量の関係

7.2. 集熱時間と有効な日射量の積 twIw の影響

この項は、集熱時間と有効な日射量の積に比例して 大きくなる値であり、集熱中の熱損失の程度を表して いる。特性式から各日の twlw の効率への影響を計算し た結果を図11に示す。

図より、日射量が大きいほど損失が大きくなり、最 大で 14%程度の効率の低下をもたらしている。この損 失が大きくなると、日射量の高い領域での効率の低下 をもたらす。



図 11. システムの集熱効率と Iwtw/I の関係

7.3. 気温と給水温度の温度差 Ts、Tstwの影響

気温が給水温度より高くなると、集熱初期では吸熱 し、システム全体の熱損失量を低下させる。逆の場合 には、熱損失量を増やす。Ts と Tstw の項は、その温度 差の影響を表している。Ts の項は試験時間中のシステ ム全体に与える影響を表し、Tstw の項は集熱ポンプが 稼働している時間の影響であり熱媒系の性能に与える 影響を表している。

T_s、T_{stw} が集熱効率に与える影響をそれぞれ図 12. 図 13. に示す。T_sの影響は、日射量が小さくなると効 率に与える影響が大きくばらついている。これは、T_s の熱量に与える影響が全日射域で一定なため、日射量 が小さくなると効率に与える影響が大きくなるためで ある。この影響は、今回の測定では、2MJ、出湯温度 にして 1.6 ℃程度であった。日射量の小さい領域での 性能を効率として正確に測定するためには、蓄熱槽内 初期温度と給水温度を正確に測定する必要があろう。

Tstw の項の挙動は、-2%から+8%と効率に大きな影響 を与えている。図4で極端に高い効率が得られた主因 は、この項の挙動によるものであった。日射量の低い 日に長時間熱媒ポンプが働くような日射パターンで Ts の値が大きいと影響が大きい。図14に+8%の影響のあ った日の、また図15に影響の少なかった日の日射パタ ーンと熱媒ポンプの稼働状態を示す。 0)



図 12. システムの集熱効率と Ts/Iの関係



図 13. システムの集熱効率と Tstw/Iの関係



図 14. 2/14 の日射パターンと熱媒ポンプの稼働状態





7.4. 風速と有効な日射量の積 Walwの影響

風の影響は、実験システムでは、Walwの形でのみ現 れている。このことから、集熱中の日射量が多くなる ほど熱損失が大きくなることが判る。図 16 に Walw が 日々の集熱効率に与える影響を示す。日射量が強い日 ほど損失が増える。その程度は、効率の低下量で最大 2.5%以上あった。



図 16. システムの集熱効率と Walw/Iの関係

8. まとめ

本研究により、平板型集熱器に密閉型蓄熱槽を用い たソーラー給湯システムの性能特性は、集熱中の日射 量、風速、給水温度と気温の温度差、集熱時間を変数と した特性式でよく説明できることが判った。また、こ の特性式を使って性能特性を測定する方法を示すこと ができた。本研究では、回帰による残差が±2MJ/day以 内であった。

ソーラー給湯システムの特性は、これらの因子によ り以下のように影響されていることが判った

1.)各日の集熱中の傾斜面日射量は、1日の傾斜面日 射量の低い日の効率の低下とばらつきの原因となっている。有効な日射量の比率 [w/I は、最大で 0.9 程度であった。

2.) 集熱時間と集熱中の日射量の積は、集熱中の熱損失 量に影響する。この熱損失量は、1 日の傾斜面日射量 が増えるほど大きくなり、最大で効率を 14%程度下げ ていた。

3.)給水温度と気温の温度差は、Ts 単独と時間との積 Tstw の2つの形で影響している。前者は、システム全体の、後者は熱媒系での熱損失に影響している。

Ts の項は、1 日の傾斜面日射量が低い領域の性能を 効率で表現した場合の回帰残差を大きくしている主因 となり、1日の傾斜面日射量が特に弱い領域での効率 のばらつきの原因となっている。

Tstw の項は、著しくシステムの集熱効率をあげる原 因となっており、今回の測定では集熱効率を 66.3%ま で持ち上げる主因となっていた。

4.)風の影響は、WdIwの形で影響しており、集熱中の傾斜面日射量が大きくなるほど大きくなる。最大で、2.5%以上の効率の低下をもたらしていた。

謝辞:本研究は、通産省より委託を受けて行った平成 11年度ソーラーシステム評価試験委託業務の開発事 業の中の研究成果の一部である。ここに、関係各位に 謝辞を表する。 (1) Buckles, W.B. and Klein, S.A. "Analysis of Solar Domestic Hot Water Heaters" Solar Energy, **25** (1980) 417-424.

(2) Bourges, B. et al. "Accuracy of the European Solar Water Heater Test Procedure. Part 1: Measurment Errors And Parameter Estimates" Solar Energy, 47 (1991) 1-16.

(3) Bourges, B. et al. "Accuracy of the European Solar Water Heater Test Procedure. Part 2: Prediction of Long-term Performance" Solar Energy, 47 (1991) 17-25.

(4) Udagawa, M., et al. "Pratical Simple Method For The Calculation of Monthly Useful Energy of Solar Systems " Proceedings of the Eighth Biennial Congress of the International Solar Energy Society (1983), 934-938, Perth, Australia.

(5) Duffie, J.A. and Beckman, W.A. Solar Engineering of Thermal Processes, Second Edition (1991) 301-305, John Wiley and Sons Inc, New York.

(6)田中豊・垂水共之・脇本和昌編,パソコン統計解析 ハンドブック II 多変量解析編(1984),1-8,共立出版,東 京.

(7) 福田次郎, 応用統計入門(1962), 165-167, 日刊工業新 聞社, 東京.