

太陽熱温水器の年間集熱量予測について

石 橋 敏 宏*
清 水 博 之*

1. はじめに

太陽熱温水器は日本では昭和30年前後から普及しはじめ、現在では150万台以上が使用されていると云われ、米国およびオーストラリアなどの諸外国の例に比較して驚異的な数量と思われる。

しかしその経済性を左右する一要素である年間集熱量については、これまでのところ必ずしも明確ではないようである。

そこで筆者らは、まず年間集熱量予測のための計算式を導き出し、つぎに汲置型および循環型の代表的な6種の太陽熱温水器について年間集熱試験を行なって集熱計算に必要な特性定数を定めた後、気象庁発行の気象月報に掲載された全国80ヶ所における昭和46～49年度の日射量、外気温、風速のデータを使ってそれぞれの場所における年間集熱量予測を行った。ここではそれらのうち30ヶ所について報告する。

太陽熱温水器を利用する人々の生活リズムが、従来は日没後すぐ入浴する言わば「農村型」が主であったのに対し、石油危機以来のエネルギー価格の高騰化にともない、入浴時刻が遅い「都市型」の利用も増大しているようである。したがってここでは、集熱終了後の種々の放熱を考慮し、夜8時現在の利用し得る熱量についても合わせて報告する。

2. 日 中 集 熱 量

2.1 日中集熱量計算式の誘導

定常状態における太陽熱温水器のヒートバランスより

$$q = (1 + K) \tau \alpha J - U (t_m - t_a) \dots \dots \dots (1)$$

式(1)を集熱時間帯に適用すれば、

$$q_D = (1 + K) \tau \alpha \eta_E J_D - UH (\bar{t}_m - \bar{t}_a) \dots \dots \dots (2)$$

温水器内の水温は、 t_s より t_{end} に直線的に向うのではなく、徐々に飽和しながら t_{end} に達するため、温度記録紙より計算して、式(3)のように近似した。

$$\bar{t}_m = (t_s + 2 t_{end}) / 3 + \bar{t}_0 \dots \dots \dots (3)$$

汲置型の場合には、集熱器と貯湯槽が一体であるため $\bar{t}_0 = 0$ であるが、自然循環型の場合には集熱板の方

記 号 表

A_1, A_2, A_3 : 温水器定数 (表2)	
C_w : 水の比熱	kcal/kgdeg
H : 集熱時間	h
J : 受熱面日射量	kcal/m ² h
J_D : 受熱面日射量	kcal/m ² 日
K : 反射板による日射量増加率	
q : 集熱量	kcal/m ² h
q_D : 集熱量	kcal/m ² 日
Q_L : 夜間放熱量	kcal/台日
t_a : 外気温	°C
t_m : 集熱板平均温度	°C
$\bar{t}_a, \bar{t}_m$: 集熱時間内各平均値	°C
t_{end} : 集熱終了時水温	°C
t_s : 給水温度	°C
$\bar{t}_0$: 集熱板温度と貯湯温度の差の集熱時間内平均値	°C
U : 温水器の総合熱通過率	kcal/m ² hdeg
V : 貯湯量	m ³
v : 風 速	m/s
S : 有効集熱面積	m ²
α : 集熱板の太陽光線吸収率	
γ_w : 水の比重	kg/m ³
η_Q : 全日集熱効率	
η_E : 集熱時間内日射量の全日射量に対する比	
τ : 透過板の太陽光線・透過率	

が貯湯温度より若干高い。当然ながら $\bar{t}_0$ が大きい程集熱効率が低下することになる。

一方集熱量は、次式からも得られる。

$$q_D = C_w \gamma_w V (t_{end} - t_s) / S \dots \dots \dots (4)$$

以上の式(2), (3), (4)より t_{end} , $\bar{t}_m$ を消去して整理すれば、

$$\eta_Q = \frac{\tau \alpha (1 + K) \eta_E}{1 + A_1 H} - \frac{UH}{1 + A_1 H} \frac{t_s + \bar{t}_0 - \bar{t}_a}{J_D} \dots \dots \dots (5)$$

ただし

$$A_1 = \frac{2}{3} \frac{U}{\frac{V}{S} C_w \gamma_w} \dots \dots \dots (6)$$

試験結果を図1のようにまとめるとその傾きの絶対値が U として得られる。しかし A_1 にも U が入っているため、実際の U の決定にあたっては、まず U を適当に仮定して図1を書き、図1より得られた U と最初に仮定した U とが一致すればその値を U とし、

* 団体会員 矢崎部品株式会社

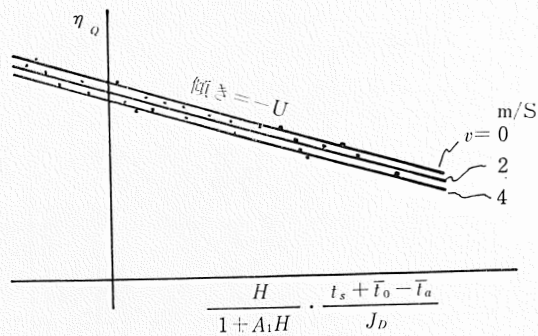


図1 集熱試験結果のまとめ方

一致しなければ再度 U を仮定し直して U を決定する。

なお風速の影響を考慮するため、式(5)を式(7)に書き改める。

$$\eta_Q = \frac{(A_2 - A_3 V)(1 + K)\eta_E}{1 + A_1 H} - \frac{U H}{1 + A_1 H} \frac{t_s + t_0 - t_a}{J_D} \quad \dots\dots\dots (7)$$

したがって温水器1台当りの集熱量 Q_D は

$$Q_D = \eta_Q J_D S \quad \dots\dots\dots (8)$$

で求める。

2.2 集熱試験

2.2.1 供試温水器の仕様

試験には、汲置型および自然循環型の代表的な6種の温水器を用いた。それらの仕様を表1に示す。

2.2.2 試験条件

- (1) 設置場所 静岡県湖西市
- (2) 設置方位角 0°
- (3) 設置傾斜角 30°
- (4) 給水時刻 午前6時
- (5) 採湯時刻 午後4時
- (6) 給水湯度 $13.5 \sim 21.5^\circ\text{C}$ (井水)

2.2.3 試験方法

上記条件にて温水を採湯槽に移した後、集熱終了時水温を水銀温度計にて測定する。なお採湯槽の熱容量をできるだけ無視し得るように、採湯槽の湯水は翌日午後2時に排水する。装置の概要を図2に示す。

2.2.4 試験結果

1月と8月における各社太陽熱温水器の試験結果を図3に示す。同図より

- (1) A, Bは集熱量、上昇温度ともほぼ同等である。
- (2) A, BとEとを比較すると、集熱量では前者、上昇温度では後者が勝っている。これは、主としてEの方が単位面積当りの貯湯量が少ないた

表1 供試温水器の仕様

メーカー	型式	S (m^2)	V (m^3)	備考
A	汲置型	1.74	0.200	2m×0.5m反射板付
B	汲置型	1.74	0.193	
C	汲置型	1.69	0.184	
D	循環型	1.87	0.177	
E	循環型	1.92	0.161	
F	循環型	1.88	0.200	

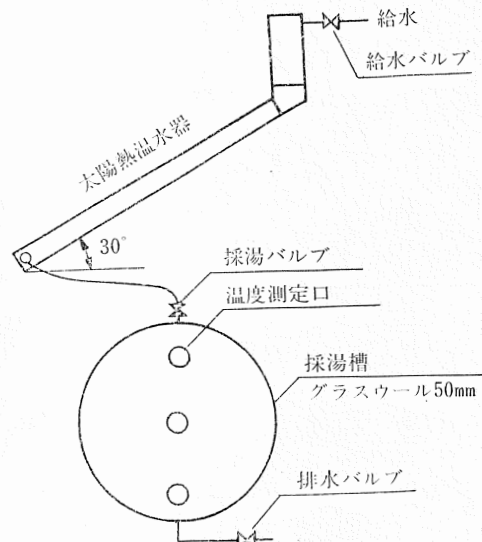


図2 集熱試験装置

表2 太陽熱温水器の特性定数

メーカー	A_1 1/h	A_2	A_3 s/m	U kcal/ m^2hdeg	t_0 $^\circ\text{C}$
A	0.058	0.864	0.015	10	0
B	0.060	0.902	0.023	10	0
C	0.061	0.823	0.016	10	0
D	0.084	0.808	0.026	12	1.0
E	0.087	0.940	0.019	11	2.0
F	0.055	0.900	0.017	9	1.0

めである。

- (3) Fの集熱量は、1月、8月のいずれの場合も他5種を上回っている。
- (4) 上昇温度は、8月はEの方が最大であるのに対し、1月はFが最大である。これはFの場合反射板が冬期に効果を発揮するように設計されているためである。
- (5) C, Dは、集熱量、上昇温度のいずれも他4種より低い。

2.2.5 各温水器の特性定数

表2に、式(7)において、試験結果を図1の形式でまとめることにより得られる特性定数を示す。

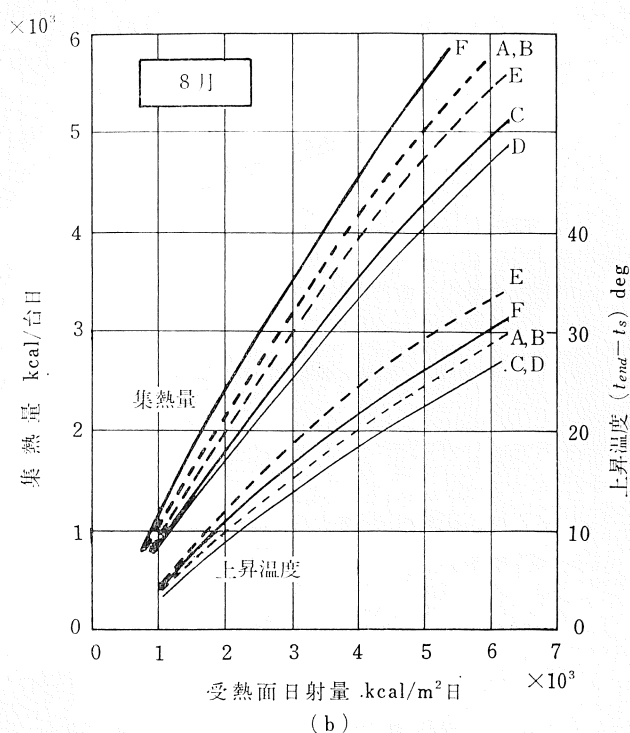
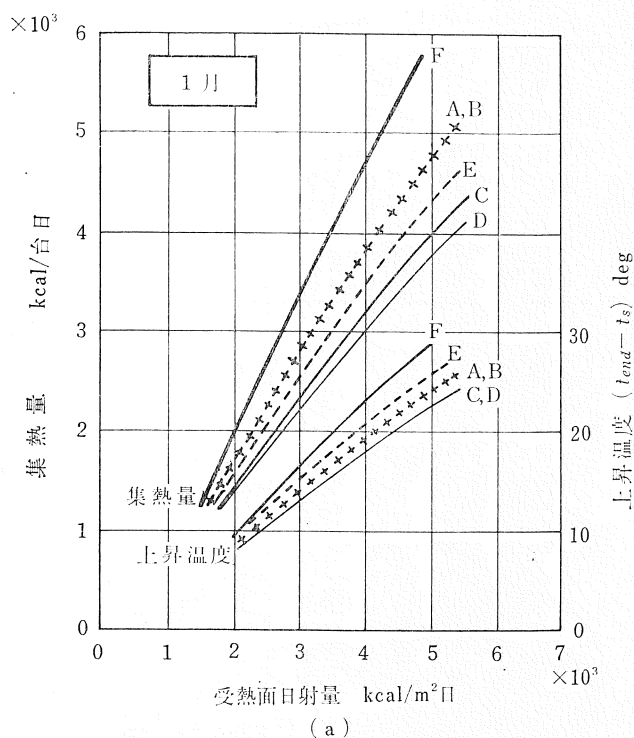


図3 太陽熱温水器の試験結果

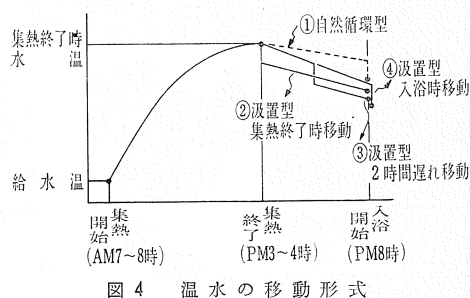


図4 温水の移動形式

3. 夜間放熱量

夜間放熱量とは、集熱を終了してから入浴を開始するまでの放熱量をいい、ここでは次の項目について計算する。

- (1) 温水器における放熱（汲置型の場合）
- (2) 貯湯槽における放熱（自然循環型の場合）
- (3) 太陽熱温水器と浴槽間の配管における放熱
- (4) 浴槽における放熱

3. 1 温水移動形式の分類

自然循環型および汲置型のいずれの場合も集熱終了時刻（午後3時または4時）および入浴時刻（午後8時）を同一に設定するが、その間の放熱量計算には若干の差がある。ここでは図4に示すように、4種類の温水移動形式に分類し、それぞれの場合について計算する。

自然循環型の場合には、保温効果の高い貯湯槽の中に湯水があるため、温水は入浴時に浴槽に移動させる

（①形）。

一方汲置型の場合、集熱筒が貯湯槽を兼ねているため集熱終了後の保温効果は期待できない。したがって集熱終了後は温水を直ちに浴槽に移動させ、浴槽の保温効果に頼らなければならない。しかしながら使用者の時間的都合あるいは移動のし忘れなどにより、移動時刻が一定しない。さらにたとえば午前中晴天であったにもかかわらず午後曇天になったような日の場合、集熱終了の設定時刻以前に既に放熱を開始することになる。

以上のように汲置型については、温水の移動時刻の設定については種々の問題があるが、ここでは計算の簡素化のため以下のように設定し、それぞれの場合について放熱量を算出した。

- ②形 集熱終了時移動……集熱終了後直ちに浴槽に移動する。
- ③形 2時間遅れ移動……集熱終了後2時間温水器内に放置した後浴槽に移動する。
- ④形 入浴時移動……入浴時に浴槽に移動する。

3. 2 夜間放熱量計算

自然循環型の放熱量 Q_L は、次式で示される。

$$Q_L = Q_{L1} + Q_{L2} + Q_{L3} \dots \dots \dots (9)$$

ただし

Q_{L1} : 貯湯槽からの放熱量

Q_{L2} : 貯湯槽から浴槽に移動するときの放熱量

Q_{L3} : 浴槽における熱損失

表3 貯湯槽の熱通過率 U_1

温水器の種類	U_1 kcal/h.deg.台
D	5.1
E	6.2
F	3.3

また汲置型の放熱量 Q_L は、次式で示される。

$$Q_L = Q_{L2} + Q_{L3} + Q_{L4} \dots \dots \dots (10)$$

ただし

Q_{L4} : 温水器における放熱量

放熱量を算出するために用いる諸定数は、つぎのとおりである。

(1) 貯湯槽における放熱 Q_{L1}

自然循環型の貯湯槽の熱通過率の実験結果を表3に示す。

(2) 配管における放熱 Q_{L2}

配管における放熱としては、非定常時および定常時における放熱の2種類を検討する。

- 移動時間: 20分
- 材質: ポリエチレン
- 管寸法: 20A (27φ, 4t) 長さ8m
- 比熱: 0.55 kcal/kgdeg
- 比重: 0.92
- 熱伝導率: 0.32 kcal/mhdeg

(3) 浴槽における放熱 Q_{L3}

浴槽に対しても、非定常時および定常時における浴室内空気への放熱を計算する。ここでは現在比較的一般に使用されている下記のものを対象とした。熱通過率は実験値である。

- 材質: FRP
- 内容積: 220 l
- 熱容量: 2.4 kcal/deg 台
- 熱通過率: 9.0 kcal/hdeg 台
- 浴室内気温: 外気温 +2.0°C

(4) 温水器における放熱 Q_{L4}

汲置型の場合②形移動であれば温水器からの放熱はないが、③または④形移動の場合には温水器からの放熱がある。ただし集熱が終了した後も日射が多少ともある間は、温水器からの放熱が抑制される。しかがって移動形式によって熱通過率を区別する。表4には、それぞれの場合の試験結果を示す。

表4 温水器の熱通過率 U_5 , U_5'

温水器の種類	③形移動 U_5 kcal/h.deg.台	④形移動 U_5' kcal/h.deg.台
A, B, C	14	17

表5 各月の t_s および H

月	t_s °C		H h
	パターン1	パターン2	
1	6.5	13.0	7h (8~15時)
2	6.8	13.5	8 (8~16)
3	8.0	15.5	8 (8~16)
4	13.0	18.0	9 (7~16)
5	17.0	21.0	9 (7~16)
6	20.0	24.5	9 (7~16)
7	23.0	27.0	9 (7~16)
8	25.5	27.5	9 (7~16)
9	24.0	26.0	9 (7~16)
10	19.5	22.0	8 (7~15)
11	12.5	19.0	7 (8~15)
12	9.5	15.0	7 (8~15)

(注) パターン1は年平均気温が12°C以上20°C未満、パターン2は20°C以上の地域に適用。図7の場合は、那覇のみパターン2を適用する。

表6 日射量ランク別気象データ例

(静岡市, 1月)

日射量の範囲 kcal/m ² 日	日射量代表値 kcal/m ² 日	生起日数 日	t_a °C	v m/s
0~500	250	0	—	—
500~1000	750	0.75	5.4	2.3
1000~1500	1250	0.82	5.9	2.4
1500~2000	1750	1.93	7.3	1.5
2000~2500	2250	6.36	8.1	1.9
2500~3000	2750	13.90	7.2	1.8
3000~3500	3250	6.76	6.8	2.6

(5) 入浴時刻

午後8時

4. 年間集熱量予測

4.1 計算条件

- 1) 設置方位角 0°
- 2) 設置傾斜角, 緯度 -5°
- 3) 給水温度 t_s 2種類のパターンを設定した。これを表5に示す。
- 4) 集熱時間 H 表5に示す。

4.2 気象データの整理

全国各地における太陽熱温水器の集熱量を予測するには、その地域における気象すなわち日射量, 外気温および風速を把握しなければならない。

ここでは気象データとして、日本気象協会が毎月発行する気象月報に掲載された昭和46年から49年までの4ケ年間の観測結果を用いた。

気象月報からは毎日の水平面日射量, 最低最高気温および平均風速などが得られるが、このままの形のデータを用いると計算が非常に膨大になるので、電算機

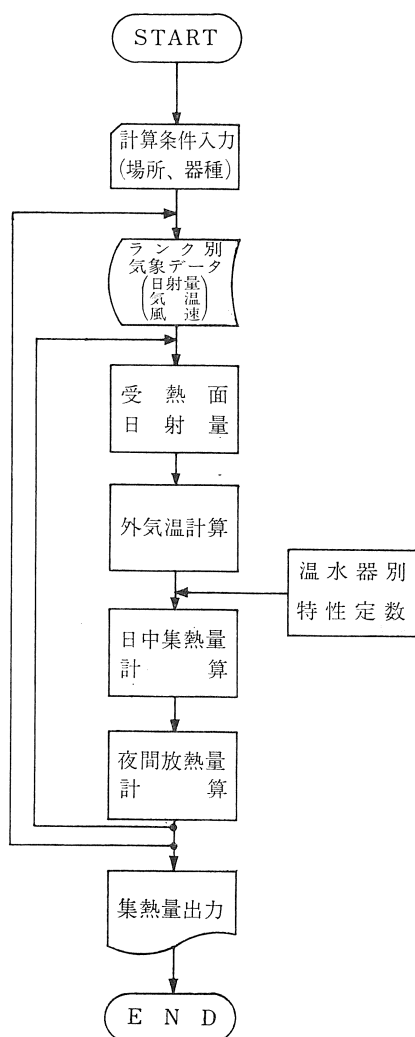


図5 集熱量計算のフロー

により表6の例に示すように、日射量ランク別にデータを処理した。日中集熱量計算に必要な日中平均外気温および夜間放熱計算に必要な各時刻の外気温は、名古屋市の測定値に基づいて作成した各月の気温変化パターンを使って、各ランクの最高最低各平均気温から算出した。

4.3 計算フロー

集熱量計算のフローを図5に示す。

4.4 計算結果

図6には、主要16ヶ所における各温度器の年間集熱量を、移動形式別に示す。同図から明らかなように、場所によって年間集熱量が非常に大きく変化する。これは主として年間日射量の多少によって影響される。

EはA、Bに比較してやや集熱量が少ないが、これは単に集熱性能が悪いということではなく、図3の試験結果からも分るように、集熱量は多少犠牲にしてでも集熱温度を高くしたいという設計意図であると解釈すべきであろう。Fは他5種に比較して集熱量が多いが、これは集熱および貯湯部の保温性能が高いことと、約1m²の反射板により集熱面への実際の日射量が相当増大しているからである。

大阪市と神戸市とを比較すると、両市間の地理的な距離は非常に少ないにもかかわらず、受熱面年間日射量において23万kcal/m²、年間日中集熱量において17~28万kcal/台の差がある。

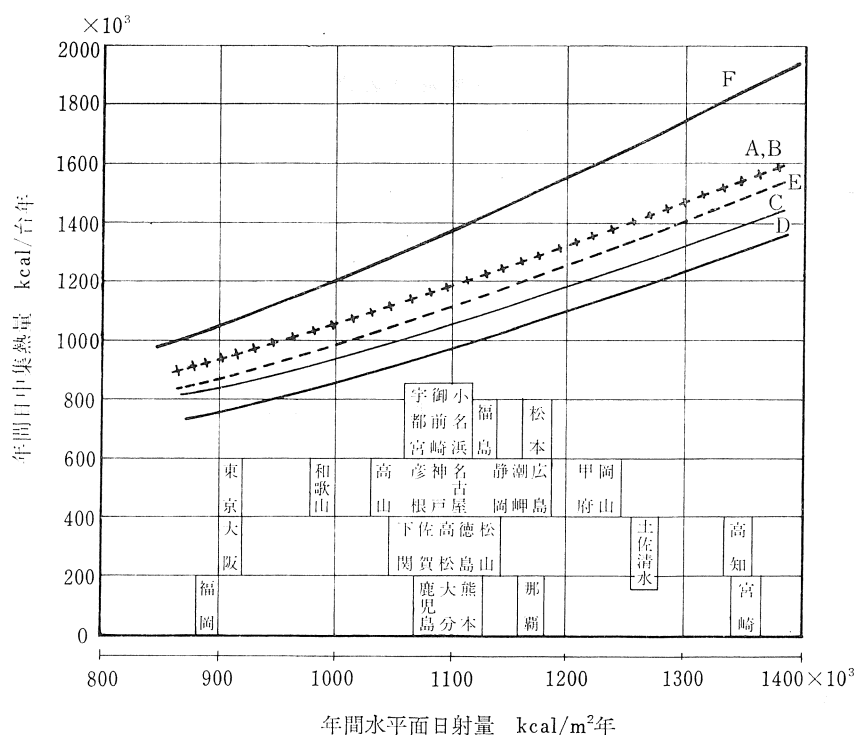


図7 各地における日中集熱量
(年間水平面日射量は参考値であり、必ずしも一致しない)

このように、日射量は緯度や経度の違いの他に、その場所における雲量および大気汚染等の影響を強く受ける性質を有している。すなわち日射量を測定している場所がたまたま工場排煙や火山灰などの大気汚染がひどかったり、あるいは近くに高い山があって曇天になる日が多い地域にあった場合、そこで測定される日射量は少なくなるが、その隣の町ではかなり多い日射があるという例は十分考えられる。

したがって、東京、大阪、福岡などの地域の年間集熱量は他と比較して劣っているが、その郊外等に設置した場合にはそれよりもはるかに多い集熱量が得られる可能性をもっており、一

概に上記の地域が太陽熱利用に不適であるとは即断できない。

図7には、30ヶ所における年間日中集熱量を示す。式(7)から明らかなように、集熱量は日射量のみの関数ではなく、外気温、風速にも影響される。したが

って横軸に参考として記入した年間水平面日射量とは合致しない地域もある。しかしもっとも強く影響を受ける因子は日射量であるため、大幅なズレはない。

(原稿受理 昭和52年3月10日)

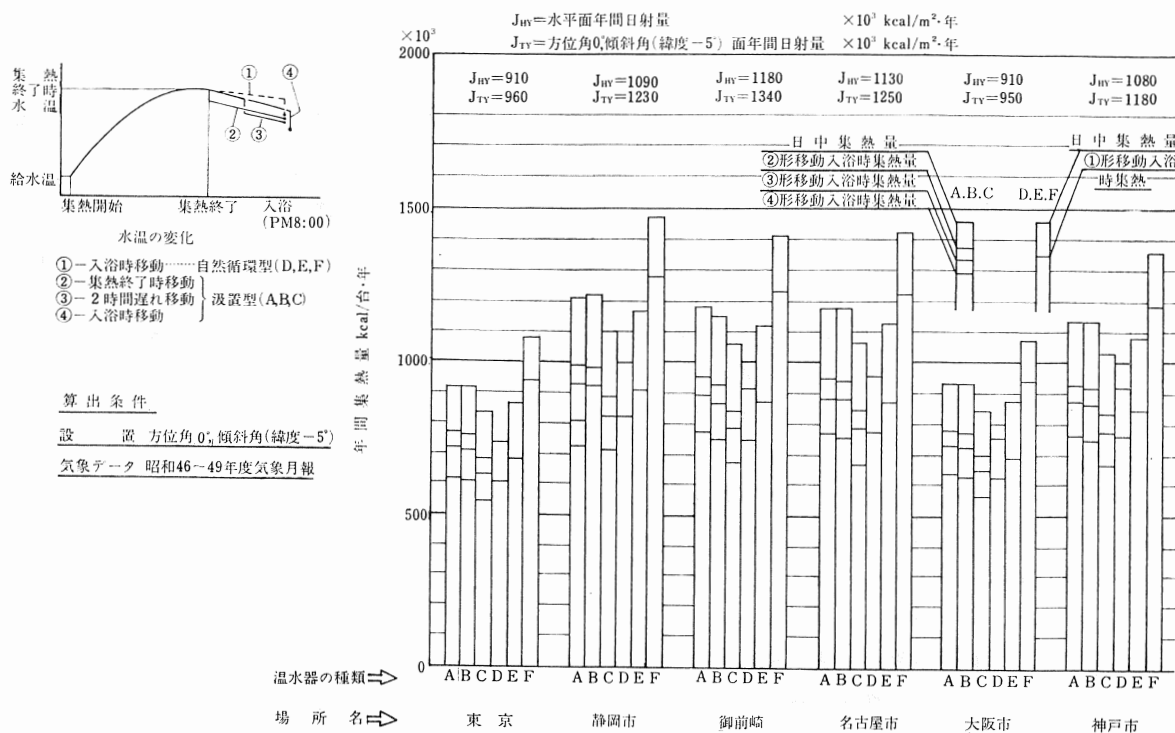


図6 年間日中集熱量および移動時刻別入浴時集熱量