

太陽熱暖房システムの簡易設計法に関する研究 Simplified Design Method for Solar Heating System

三重大学 北野 博亮
Mie University Hiroaki Kitano

太陽熱，暖房，設計法，砕石蓄熱槽，最適容量

Solar heat, Heating, Design method, Rock bed, Optimum capacity

1. はじめに

わが国の太平洋側地域では，冬季の日射量は比較的大きく，太陽熱暖房システムの導入には適当な環境にあるといえる．しかし，冬季の暖房エネルギーを太陽熱で賄ったとしても，節約できたエネルギー費で初期投資額を短期に償却することは必ずしも容易ではない．このため，太陽熱暖房システムの最適設計は非常に重要であるといえる．

太陽熱暖房システムでは，暖房負荷の発生する時間帯が主に日射のない夜間や早朝であることから，日中に集熱した太陽熱を暖房負荷が発生する時間まで蓄熱しておく必要があり，蓄熱装置が必須である．また，熱源である日射受熱量が季節や日々の気象の影響を受けて大きく変動することから，太陽熱暖房システムを設計する際に，一般の空調システムと同様に，全ての暖房負荷を処理できることを設計目標とすると，過大なシステムを設計することとなり，経済的な観点からは不適当なシステムとなる．したがって，太陽熱暖房システムの設計では，補助暖房装置を利用することを前提としており，一般の空調システムの設計では設計目標であったシステムの規模についても設計の対象となる．

設計手法としては，設計したシステムの集熱器面積や蓄熱槽容量等の条件下でシミュレーションを行い，その結果として得られるシステムの性能やコストが妥当なものを判断し，試行錯誤により集熱器の面積や蓄熱槽容量などを決定する方法が一般的である．したがって，住宅設計に携わる小規模設計事務所では太陽熱暖房システムの設計は難しく，住宅での暖房エネルギー消費量の削減に貢献する太陽熱暖房システムの普及のためには，合理的で簡易な設計手法が必要であると考えている．

本研究¹⁾では，砕石蓄熱槽を有する空気集熱式太陽熱暖房システムについて，合理的な設計のための簡易な設計手法の開発を目的としている．本

研究で提案しようとする設計手法の特徴を以下に述べる．

簡易な設計手法であること

太陽熱暖房システムの規模に関する設計目標を，「代表的な一日の気象および暖房負荷条件の下で，集熱・蓄熱した太陽熱で，その日の暖房負荷を過不足なく賄えること」とした簡易設計手法を提案する．また，蓄熱槽容量と集熱器面積、集熱および放熱風量を集熱器の性能や集熱器出口空気温度等の設計条件および代表的な一日の気象条件と暖房負荷条件から、試行錯誤をすることなく求めることのできる簡易設計手法を開発する．

理論的に整合性があること

太陽熱暖房システムの集熱および蓄熱特性に関して理論的な整合性を持ち，集熱器の特性や蓄熱槽内の熱特性，集熱時と放熱時の熱媒風量等の影響を考慮し，システム構成機器の容量バランスが妥当なシステムを設計することのできる設計手法を提案する．

2. 対象システム

本研究では，空気集熱式太陽熱暖房システムを設計法検討の対象とする．このシステムは，図 1 示したように，平板型集熱器，蓄熱槽，ファン，居室から構成され，空気集熱方式としては一般的な砕石を蓄熱体とした太陽熱暖房システムである．熱媒体である空気は，集熱時には平板型集熱器内で加熱され，集熱用ファンにより砕石蓄熱槽の上部に流入する．熱媒空気が砕石の間隙を通過する間に砕石と熱交換されて温度が低下し，砕石蓄熱槽下部から流出して平板型集熱器へと流入する．放熱時には蓄熱槽内での熱媒空気の流れが逆になり，槽上部から放熱用ファンにより室へと送風され，室からの還り空気は槽下部から流入することになる．ここで，本システムによって，室の新鮮外気による換気は行わないものとし，別途設置された換気装置により行われるものとしている．ま

た，本システムでは賄うことのできない暖房負荷を処理するための補助暖房器具は，本システムとは独立に設置される強制対流式の暖房器具を想定している．

本研究では，集熱用ファン，放熱用ファン共に二位置制御（ON / OFF 制御）する定風量方式を対象とする．定風量方式では，集熱・放熱風量は一定であり，日射量等により集熱温度が変動し，放熱用ファンは暖房負荷に応じて発停することになる．

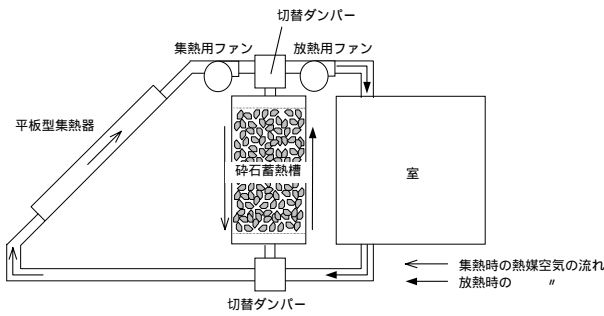


図1 対象とする空気集熱式太陽熱暖房システム

3. システムの集熱・蓄熱特性

太陽熱暖房システムの集熱および蓄熱特性を明らかにするため，代表的な一日の気象条件の下で集熱・蓄熱運転のシミュレーションを行う．

3.1 モデル

(1) 平板型集熱器

本研究では，集熱器の特性係数を容易に得ることのできる Hottel-Whillier の集熱器効率の一次の定義式²⁾（式(1)）と集熱量と集熱面に入射する日射量の比で表される効率の式（式(2)）から集熱効率 η を消去した式(式(3))をモデル式としている．

本研究では，集熱器の特性係数への，長波長放射や外気風速，日射の集熱器面への入射角度等の影響は無視し定数と仮定している．

$$\eta = F'(\tau\alpha)_e - F'K \frac{(\theta_{col,o} + \theta_{col,i})/2 - \theta_{amb}}{I_{col}} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{q_c}{I_{col} A_{col}} = \frac{c_{pa} \rho_a F_c (\theta_{col,o} - \theta_{col,i})}{I_{col} A_{col}} \quad (2)$$

$$\theta_{col,o} = \frac{\left(\frac{c_{pa} \rho_a F_c}{F'K A_{col}} - 0.5 \right) \theta_{col,i} + \frac{F'(\tau\alpha)_e}{F'K} I_{col} + \theta_{amb}}{\frac{c_{pa} \rho_a F_c}{F'K A_{col}} + 0.5} \quad (3)$$

(2) 砕石蓄熱槽

砕石蓄熱槽は，空気集熱式太陽熱暖房システムの顕熱蓄熱槽として一般的であり，この砕石蓄熱

槽に関する研究³⁾はこれまでに数多く行われてきた．砕石蓄熱槽の伝熱モデルとして，以下に示す Schumann によって提案されたモデル^{2),4)}を用いることとした．Schumann モデルは次の仮定に基づいている．

蓄熱材として小径の砕石を想定しているので，個々の砕石内部の温度は一樣である．

槽内空気は一次元流れであり，流速分布は断面全体にわたって一樣である．

さらに，Schumann モデルの蓄熱槽内空気の熱収支式について，空気の熱容量は砕石に比べ十分小さいのでこれを無視し，熱伝導による砕石蓄熱槽内の熱拡散を無視できるとすると，蓄熱槽内空気および砕石の熱収支式は，式(4)，式(5)となる．

$$c_{pa} \rho_a F_{st} \frac{\partial \theta_{st,a}}{\partial x} = h_v A_{st} (\theta_{st,s} - \theta_{st,a}) \quad (4)$$

$$c_s \rho_s A_{st} (1-f) \frac{\partial \theta_{st,s}}{\partial t} = h_v A_{st} (\theta_{st,a} - \theta_{st,s}) \quad (5)$$

ここで，体積熱伝達率 h_v には，Coutier⁵⁾等の実験式（式(6)）を用いた．

$$h_v = 700 \left(\frac{F_{st} \rho_a}{A_{st} d_e} \right)^{0.76} \quad (6)$$

一日の蓄熱量 Q_c は，集熱終了時の蓄熱槽内砕石温度 $\theta_{st,s}|_{t=t_{end}}$ と槽内初期温度 θ_0 の差から，蓄熱槽内空気の熱容量を無視できるものとして式(7)を用いて求める．

$$Q_c = c_s \rho_s (1-f) A_{st} \int_0^{H_{st}} (\theta_{st,s}|_{t=t_{end}} - \theta_0) dx \quad (7)$$

3.2 集熱・蓄熱特性

空気集熱式太陽熱暖房システムについて，代表的な一日の気象条件の下で集熱・蓄熱シミュレーションを行い，砕石蓄熱槽の槽容量の蓄熱量への影響を明らかにする．

(1) 計算条件

集熱・蓄熱シミュレーションの計算条件を表1に示した．ここでは，気象条件として東京の2月1日の晴天日を例として検討する．集熱器の方位角を 0° (真南)，傾斜角を 45° とし，集熱を行う日中の外気温度は 0°C で一定であると仮定した．集熱器面への日射量は，Bouguer の直達日射量の式と Berlage の天空日射量の式から計算される値を用いた．砕石蓄熱槽は，熱媒空気の流速分布が浮力の影響を受けないように，流れの方向を鉛直方向とし，形状は水平断面が正方形の直方体で，高さは水平断面の辺長の二倍であるとした．集熱運

転を行う条件としては、集熱効率 $\eta > 0$ のときとし、日射量や集熱器入口温度が次式を満たすときとした。

$$I_{col} > \frac{F'K(\theta_{col,i} - \theta_{amb})}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (8)$$

本シミュレーションでは3種類の性能の異なる集熱器について計算を行った。これらの集熱器の特性係数⁶⁾とその仕様⁶⁾を表2に示し、図2には集熱器の集熱効率特性線図を示した。

(2) 計算結果と考察

図3は、集熱器単位面積あたりの一日の蓄熱量の計算結果であり、集熱器単位面積あたりの碎石蓄熱槽容量との関係を、集熱器単位面積あたりの集熱風量をパラメーターとして表したものである。(以下では、単に蓄熱量、蓄熱槽容量、集熱風量と呼ぶ。)なお、この図は集熱器面積が10 m²の場合の結果であるが、集熱器面積が異なる場合であってもほぼ同様の結果が得られる。一日の蓄熱量は蓄熱槽容量の増大にしたがって集熱風量に関わらず同じ曲線に沿って増大し、ある蓄熱量に達するとそれ以上蓄熱槽容量が増しても蓄熱量は増えず、それぞれの集熱風量に応じた一定値となる。

表1 計算条件

設置位置	東京(北緯 35.4°東経 139.5°)
設定日	2月1日
天候	快晴
大気透過率	0.78
太陽定数	1.37 kW/m ²
外気温度	0 °C
集熱器の設置	
方位角	0°(真南向き)
傾斜角	45°
蓄熱槽	
槽形状	1 : 1 : 2 (高さ)
碎石の容積比熱	1.92 MJ/(m ³ K)
(熱伝導率)	(2.7 (W/mK))
碎石の等価直径	0.04 m
空隙率	0.38 m ³ /m ³
初期温度	20 °C

表2 集熱器の仕様

集熱器の種類	Type A	Type B	Type C
$F'K$ [W/(m ² K)]	3.37	5.42	7.44
$F'(\tau\alpha)_e$ [-]	0.76	0.68	0.65
集熱板表面処理	選択吸収膜	黒色塗装	黒色塗装
熱媒空気の流路	集熱板の裏面	集熱板の裏面	集熱板の表面
伝熱促進	折板フィン	なし	なし
選択吸収膜: 日射吸収率 0.94, 長波長放射率 0.10			
黒色塗装: 日射吸収率 0.95, 長波長放射率 0.95			

一般的に、蓄熱槽容量が大きくなるほど蓄熱槽出口空気温度 (= 集熱器入口空気温度) は上昇し難くなるため、集熱効率が高くなり蓄熱量が大きくなるが、槽出口空気温度は槽内初期温度以下にはならないので、ある蓄熱量以上には増大しない。この蓄熱量を以下では限界蓄熱量と呼ぶこととする。図4は、集熱器が Type B、集熱風量が 40 (m³/h)/m² の場合の槽内碎石温度分布の推移を図示したものである。図4の(b), (c), (d)は、集熱器単位面積あたりの集熱風量が 40 (m³/h)/m² の場合の、図4(a)中の○印で示した条件に対応している。蓄熱槽容量が 0.6 m³/m² の条件(d)では、蓄熱槽の下部に蓄熱に利用されない部分が残るのが分かる。このことから、この蓄熱槽容量は容量効率の観点からは過大であるといえる。また、蓄熱槽容量が 0.2 m³/m² の条件(b)では蓄熱槽全体が蓄熱に利用されているが、条件(c), (d)に比較して集熱器入口空気温度が上昇し集熱効率が低くなるため、集熱器単位面積あたりの蓄熱量が小さくなる。一方、蓄熱槽容量が 0.4 m³/m² の条件(c)では、蓄熱槽全体が蓄熱に利用されており、限界蓄熱量をほぼ蓄熱できることから、この蓄熱槽容量は適当な蓄熱槽容量であるといえる。

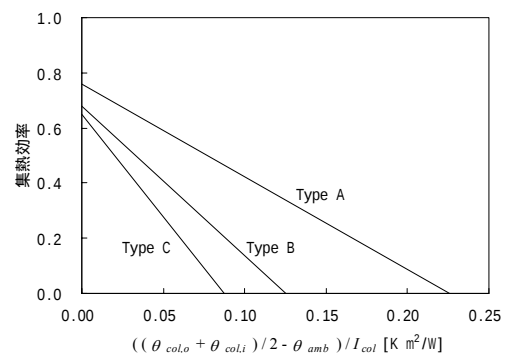


図2 集熱器の集熱効率特性線図

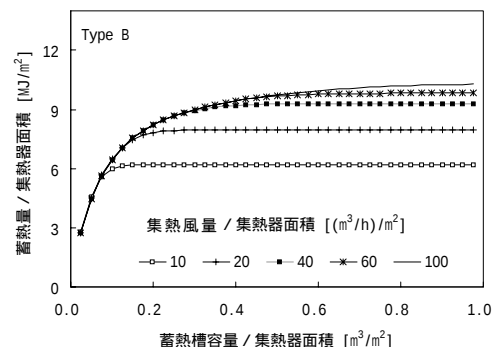


図3 集熱器単位面積あたりの一日の蓄熱量と槽容量の関係(集熱器の種類: Type B)

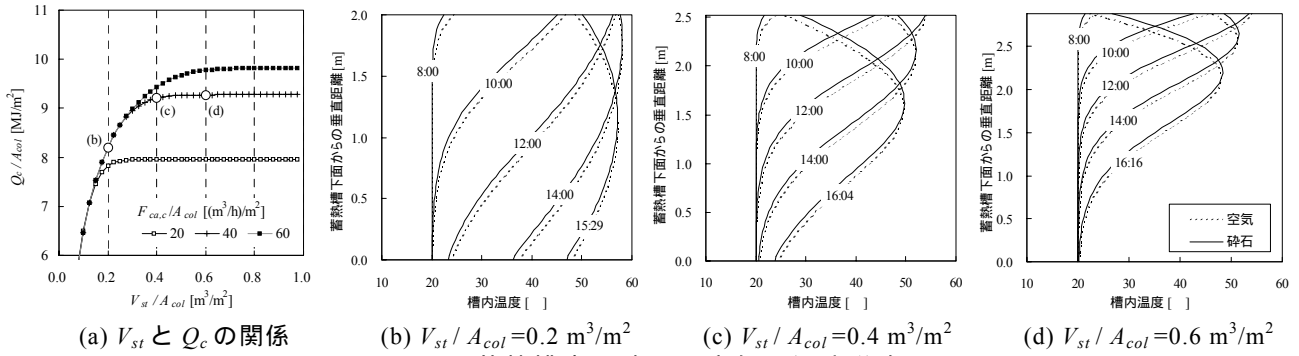


図4 蓄熱槽内の碎石と空気の温度分布

(集熱器 Type B, 集熱器単位面積あたりの集熱風量 $40 \text{ (m}^3/\text{h)/m}^2$ の場合)

4. 最適蓄熱槽容量

図3に示した各集熱風量での蓄熱槽容量と蓄熱量の関係を表す特性曲線は、最適蓄熱槽容量付近を境に二つの部分に分けることができる。つまり、蓄熱槽容量の増加に伴って集熱風量に関わらず同じ曲線上にそって蓄熱量が増大する部分と蓄熱槽容量に関わらず蓄熱量が一定の値となる部分である。ここでは、これら二つの状態を以下に示すように極限状態を想定してモデル化し、これらの二式の連立解として集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係とそのときの蓄熱量を得るための理論的な検討を行う。これらの極限モデルは、実際には存在し得ない条件のモデルであるが、ここでいう最適蓄熱槽容量の近似値を理論的に求めるためのモデルとして導出したものである。

4.1 極限モデル

蓄熱槽容量と蓄熱量の関係が集熱風量に関係しない部分に対しては、無限風量を想定して蓄熱槽容量と蓄熱量の関係モデル化し、一方、蓄熱槽容量に関わらず蓄熱量が各集熱風量に応じた一定値となる部分に対しては、無限蓄熱槽容量を想定して集熱風量と限界蓄熱量との関係をモデル化する。ここでは、それぞれのモデルを無限風量モデル、無限蓄熱槽容量モデル、またはこれらをまとめて極限モデルと呼ぶこととする。

(a) 無限風量モデル

蓄熱量が集熱風量に関係しない部分の蓄熱量と蓄熱槽容量の関係式は、無限風量を想定し、次のように仮定して導出した。

[無限風量モデルの仮定]

槽内の空気温度と碎石温度、集熱器内の空気温度は等しい。

集熱器で集熱された熱はすべて蓄熱される。

蓄熱量の計算に際して、空気の熱容量は無視す

る。

集熱風量が蓄熱槽容量に対して十分に大きい場合には、集熱器出入口での熱媒空気の温度差は小さく、碎石蓄熱槽内の温度分布がほぼ一様となると考えられることから、無限風量モデルでは、仮定のように、槽内の空気温度、碎石温度および集熱器内の空気温度は等しいと仮定し、蓄熱槽容量と蓄熱量の関係をモデル化する。

集熱器での集熱量 q_c は、仮定と式(1)と式(2)から、集熱器出入口温度を碎石蓄熱槽の碎石温度に置き換えると、

$$q_c = F'(\tau\alpha)_e A_{col} I_{col} - F'K A_{col} (\theta_{st,s} - \theta_{amb}) \quad (9)$$

となるので、蓄熱槽の熱収支式は、仮定、および式(9)から次式の微分方程式で表される。

$$c_s \rho_s (1-f) V_{st} \frac{d\theta_{st,s}}{dt} = F'(\tau\alpha)_e A_{col} I_{col} - F'K A_{col} (\theta_{st,s} - \theta_{amb}) \quad (10)$$

一日の蓄熱量は集熱開始時刻 t_{start} と集熱終了時刻 t_{Fend} での蓄熱槽内温度の差から、

$$Q_c = c_s \rho_s (1-f) V_{st} (\theta_{st,s}|_{t=t_{Fend}} - \theta_0) \quad (11)$$

で表わされる。式(10)の一階常微分方程式を、日射量に関する積分を残したまま解いて、式(11)に代入すると、集熱器単位面積あたりの蓄熱量 Q_c/A_{col} は式(12)で表すことができる。

$$\frac{Q_c}{A_{col}} = F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} I_{col} \alpha_2 dt + c_s \rho_s (1-f) \frac{V_{st}}{A_{col}} (1-\alpha_1) (\theta_{amb} - \theta_0) \quad (12)$$

ここで α_1 、 α_2 は、式(13)と式(14)で表される。

$$\ln(\alpha_1) = -\frac{F'K}{c_s \rho_s (1-f)} \frac{A_{col}}{V_{st}} (t_{Fend} - t_{start}) \quad (13)$$

$$\ln(\alpha_2) = -\frac{F'K}{c_s \rho_s (1-f)} \frac{A_{col}}{V_{st}} (t_{Fend} - t) \quad (14)$$

(b) 無限蓄熱槽容量モデル

一方，集熱風量とその限界蓄熱量の関係式は，蓄熱槽容量が無尽大の場合を想定し，次のように仮定して導出した．

[無限蓄熱槽容量モデルの仮定]

無限蓄熱槽容量の場合には，槽内温度の上昇は槽入口部分に限られるため，槽出口温度は槽内初期温度と等しい．

集熱器で集熱された熱はすべて蓄熱される．

一日の蓄熱量 Q_c は，仮定 から，集熱器での集熱量を集熱開始時刻 t_{start} から終了時刻 t_{Vend} まで積分することで計算できる．

$$Q_c = c_{pa} \rho_a F_c \int_{t_{start}}^{t_{Vend}} (\theta_{col,o} - \theta_0) dt \quad (15)$$

この式(15)に集熱器の入口空気温度を蓄熱槽内初期温度 θ_0 とした場合の式(3)を代入し，日射量の積分を残したまま積分を解くと，集熱器単位面積あたりの蓄熱量 Q_c/A_{col} は，次式で表される．

$$\frac{Q_c}{A_{col}} = \frac{\frac{F_c}{A_{col}}}{\frac{F_c}{A_{col}} + \frac{1}{2} \frac{F'K}{c_{pa} \rho_a}} \times \left\{ F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Vend}} I_{col} dt - F'K(\theta_0 - \theta_{amb})(t_{Vend} - t_{start}) \right\} \quad (16)$$

式(16)を用いることによって，集熱風量が決まればそのときの限界蓄熱量を求めることができる．

(c) 極限モデルの解法

無限風量モデル（式(12)）の集熱条件は，無限風量モデルの仮定 から，式(8)の集熱器入口空気温度を砕石温度とした式(17)の集熱条件式で表される．

$$I_{col} > \frac{F'K(\theta_{st,s} - \theta_{amb})}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (17)$$

一方，無限蓄熱槽容量モデル（式(16)）の集熱条件は，仮定 と式(8)より，式(18)で表される．

$$I_{col} > \frac{F'K(\theta_0 - \theta_{amb})}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (18)$$

これら二つの極限モデルの連立解については，無限蓄熱槽容量モデルに集熱風量を代入して蓄熱量を計算し，次に，無限風量モデルにおいて，蓄熱量が無限蓄熱槽容量モデルの解と等しくなる蓄熱槽容量を，二分法により集熱器単位面積あたりの蓄熱量の差が 1 kJ/m^2 以下になるまで収束計算し，そのときの蓄熱槽容量を最適蓄熱槽容量として得ている．

(d) 極限モデルの連立解

図5に示した二つの極限モデルとシミュレーションによる蓄熱量と蓄熱槽容量の関係から，二つの極限モデルの交点として得られる蓄熱量は，シミュレーションで計算される実際の蓄熱量よりも若干大きくなるが，その差はわずかであること，また，極限モデルの交点として得られる蓄熱槽容量は，集熱風量に応じて決まる限界蓄熱量をほぼ蓄熱できる最適蓄熱槽容量を良く近似できていることが分かる．

極限モデルの連立解として得られる集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係を図6に示す．この図から，集熱風量と最適蓄熱槽容量はほぼ線形関係であること，また集熱器の性能によって蓄熱量は大きく異なるものの最適蓄熱槽容量の差は微少であることが分かる．

(e) 風量と最適蓄熱槽容量の線形近似

極限モデルの連立解として得られる集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係がほぼ線形関係であること

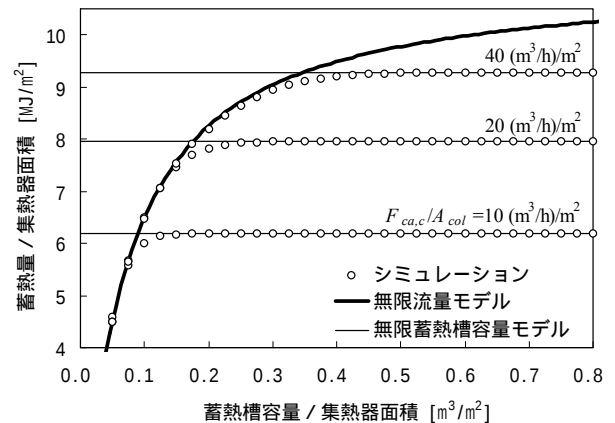


図5 シミュレーションと二つの極限モデルによる蓄熱槽容量と蓄熱量の関係（集熱器 Type B）

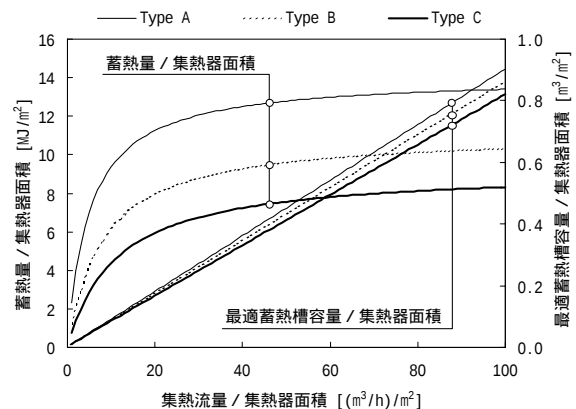


図6 二つの極限モデルの連立解による集熱風量と最適蓄熱槽容量および蓄熱量の関係

から，ここでは，無限風量モデルと無限蓄熱槽容量モデルから，図 6 に示した集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係の線形近似モデルを導出する．集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係式は，式(12)，式(16)から蓄熱量 Q_c/A_{col} を消去して，蓄熱槽容量 V_{st}/A_{col} を最適蓄熱槽容量 V_{opt}/A_{col} に置き換えると，最適蓄熱槽容量と集熱風量 F_c/A_{col} を見かけ上，線形関係として次式で表わすことができる．

$$\frac{V_{opt}}{A_{col}} = P \frac{F_c}{A_{col}} \quad (19)$$

ここで，比例係数である P は，実際には定数ではなく V_{opt} ， A_{col} ， t_{Fend} ， t_{Vend} 等の関数であり，次式のような複雑な式となっている．

$$P = \frac{2c_{pa}\rho_a}{F'K} \frac{V_{opt}}{A_{col}} \times \left[\begin{aligned} & F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} (1-\alpha_2) I_{col} dt \\ & + c_s \rho_s (1-f) \frac{V_{opt}}{A_{col}} (1-\alpha_1) (\theta_0 - \theta_{amb}) \\ & - F'K (t_{Vend} - t_{start}) (\theta_0 - \theta_{amb}) \end{aligned} \right] \quad (20)$$

$$\times \frac{1}{F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} I_{col} \alpha_2 dt + c_s \rho_s (1-f) \frac{V_{opt}}{A_{col}} (1-\alpha_1) (\theta_{amb} - \theta_0)}$$

ここで，式中の α_1 と α_2 は式(13)と式(14)で表される．

図 6 の極限モデルの計算結果から明らかなように，この P は最適蓄熱槽容量や集熱器面積に関わらず，近似的には一定値としてよいと考えられる．そこで，この式の指数項を級数展開し，微小項をを無視したとき P の値を P_l とすると， P_l の値は式(21)で表される．

$$P_l = \frac{c_{pa}\rho_a}{c_s\rho_s(1-f)} \times \frac{2F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{end}} I_{col} dt - F'K(\theta_0 - \theta_{amb})(t_{end} - t_{start})^2}{F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{end}} I_{col} dt - F'K(\theta_0 - \theta_{amb})(t_{end} - t_{start})} \quad (21)$$

このように，式(19)の P の値は，蓄熱槽容量や集熱器面積に関わらず，集熱器と碎石蓄熱槽の特性および日射量で決まる定数として近似化できる．

さらに，集熱器の方位角が 0° (真南) であると近似できるとすると，集熱器へ入射する日射量と集熱時間は真太陽時で 12:00 を軸にして対称であることから，日射に関する二重積分は，

$$\int_{t_{start}}^{t_{end}} I_{col} dt = \frac{t_{end} - t_{start}}{2} \int_{t_{start}}^{t_{end}} I_{col} dt \quad (22)$$

とできる．最適蓄熱槽容量と集熱風量の関係を式

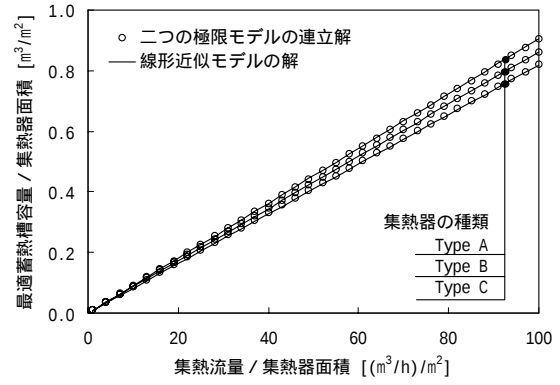


図 7 二つの極限モデルおよび線形近似モデルによる集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係

(23)のように単純な線形関係で表現できる(以下，線形近似モデル)．

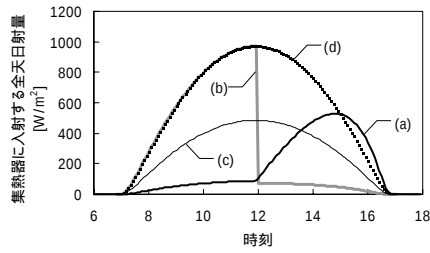
$$\frac{V_{opt}}{A_{col}} = \frac{c_{pa}\rho_a(t_{end} - t_{start})}{c_s\rho_s(1-f)} \frac{F_c}{A_{col}} \quad (23)$$

最終的に得られたこの関係式は，蓄熱時に蓄熱槽を通過する熱媒空気熱容量に槽内の熱容量が等しくなる蓄熱槽容量が最適蓄熱槽容量であることを表している．

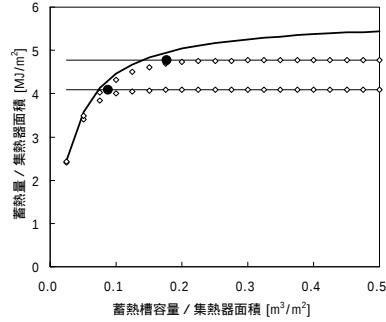
図 7 に示した線形近似モデルの解と極限モデルの数値連立解の結果から，線形近似モデルは集熱風量と最適蓄熱槽容量の関係を精度良く近似できていることが分かる．

以上の検討の結果から得られた式(16)は集熱器面積を，式(23)は碎石蓄熱槽容量を設計条件から求めるための関係式である．

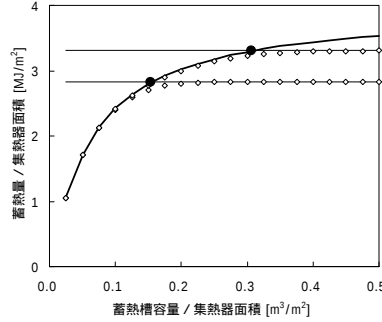
以上の結果は，日射量に関して表 1 に示した計算条件の下で行ったものである．以下では，極限モデルおよび線形近似モデルの計算結果への日射条件の影響について考察する．図 8 には，日射条件が異なる場合の集熱蓄熱シミュレーションの結果と極限モデルおよび線形近似モデルの計算結果を示している．日射条件が異なる場合でも極限モデルの計算結果はシミュレーション結果と良く一致している．一方，線形近似モデルの計算結果については，極限モデルの連立解の近似解の導出の過程で，集熱時の日射量の経時変化が左右対称であることを仮定しているため，この条件から大きく異なる日射量条件(b)では，線形近似モデルによる最適蓄熱槽容量は，2つの極限モデルの交点で表される最適蓄熱槽容量よりも若干大きくなる．しかしその差は僅かであることから，線形近似モデルを用いることで，限界蓄熱量をほぼ蓄熱できる蓄熱槽容量を近似的に求めることができるとい



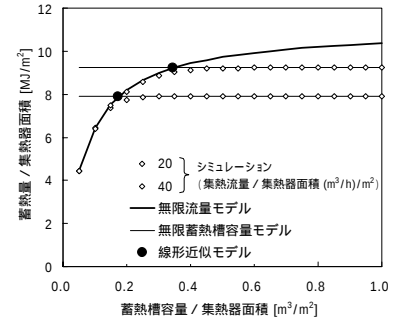
集熱器に入射する全日射量の計算条件



(b) 12:00 以降の直達日射がなく
拡散日射のみとなる場合



(c) 日射量が基準条件(d)の 0.5 倍



(d) 表 1 の条件 (基準条件)

図 8 日射量条件が異なる場合のシミュレーション結果と極限モデルおよび線形近似モデルの計算結果

える。

5. 簡易設計法

5.1 機器容量の算定方法

一日の蓄熱量 (限界蓄熱量) に等しい熱量を蓄熱し, 放熱できると仮定し, この熱量 (以下では蓄熱容量と呼ぶ) が設計条件とする日積算暖房負荷に等しいとした場合の, 空気集熱式太陽熱暖房システムの集熱器面積, 砕石蓄熱槽容量, 集熱および放熱時の風量の算定法を以下に示す。

(a) 集熱器面積と集熱風量

蓄熱容量と限界蓄熱量 (式(16)中の一日の蓄熱量 Q_c) が等しいとしているので, 式(16)は, 式中の一日の蓄熱量 Q_c を蓄熱容量 Q_s に置き換え, 集熱器面積 A_{col} について表すと式(24)となる。この式(24)を用いて集熱器面積 A_{col} を求める。ここで, 集熱器単位面積あたりの集熱風量 F_c/A_{col} は, 集熱器の性能と同様に, 設計者によって与えられる設計条件であるとしている。この値は, 集熱温度に影響を与えることから, 例えば, 集熱器面日射量とそのときの目標とする集熱温度 $\theta_{col,o}$ を条件として, 式(3)を集熱器単位面積あたりの集熱風量について表した式(25)により求めることもできる。また, 式(24)中の集熱可能な時間 $t_{end} - t_{start}$ は集熱器面日射量が式(18)の不等式を満たす時間として求め, 結果として集熱可能な時間の積算日射量を

求めることができる。

$$A_{col} = Q_s \left(1 + \frac{1}{2} \frac{F'K}{c_{pa}\rho_a} \frac{A_{col}}{F_c} \right) \times \frac{1}{F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{end}} I_{col} dt - F'K(\theta_0 - \theta_{amb})(t_{end} - t_{start})} \quad (24)$$

$$\frac{F_c}{A_{col}} = \frac{F'(\tau\alpha)_e I_{col} + \left\{ \theta_{amb} - \frac{\theta_{col,o} + \theta_0}{2} \right\} F'K}{c_{pa}\rho_a (\theta_{col,o} - \theta_0)} \quad (25)$$

集熱風量 F_c については, 集熱器単位面積あたりの集熱風量 F_c/A_{col} は設計条件として与えられているので, 集熱器面積 A_{col} が求めれば, それらの積として求めることができる。

(b) 蓄熱槽容量

砕石蓄熱槽容量は, 式(23)を容量効率の点で最適な蓄熱槽容量 V_{opt} について表した式(26)により算出する。

$$V_{opt} = \frac{c_{pa}\rho_a (t_{l_{end}} - t_{start})}{c_s\rho_s (1-f)} F_c \quad (26)$$

(c) 放熱風量

本研究では, 放熱側システムで設計する値を放熱用ファンの風量のみとし, ダクトの設計とダクト等での圧力損失の計算は別途行われるものとした。放熱風量は, 蓄熱槽から放熱し, 室に吹出す空気温度が, 式(27)で表される蓄熱終了時の蓄熱槽内平均温度に等しい場合に, 暖房負荷の最大値

をこのシステムで処理できる必要十分な吹出し風量に等しいとした式(28)で得られる．

$$\theta_{h,av} = \frac{Q_s}{c_s \rho_s (1-f) V_{opt}} + \theta_0 \quad (27)$$

$$F_h = \frac{q_{h,max}}{c_{pa} \rho_a (\theta_{h,av} - \theta_0)} \quad (28)$$

5.2 日積算放熱量への各種設計条件の影響

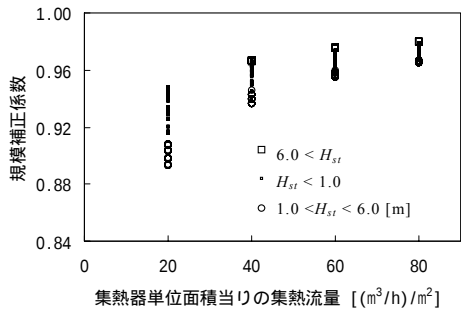
太陽熱暖房システムの蓄熱容量と日積算暖房負荷が等しいとして設計したシステムは，設計条件とした暖房負荷をほぼ賄うことができると考えられるが，蓄熱容量に等しい蓄熱量を得ることはできないし，その蓄熱量を全て放熱できるとも限らない．したがって，蓄熱容量が日積算暖房負荷に等しいとして設計したシステムでは，想定している暖房負荷を全て賄うことができない．そこで，蓄熱容量が日積算暖房負荷に等しいとして設計した太陽熱暖房システムについて，蓄熱および放熱の繰返し運転のシミュレーションを行い，周期的定常状態における日積算放熱量を求め，蓄熱容量と日積算放熱量の関係への設計条件の影響を明らかにする．シミュレーションの結果として得られる蓄熱容量に対する一日の積算放熱量の比は，暖房負荷をすべて処理できる太陽熱暖房システムの蓄熱容量と日積算暖房負荷の比を近似的に表すことになるので，この比を規模補正係数と呼ぶこととし，設計条件を説明変数とした回帰式によって，

規模補正係数を近似的に求めるための検討を行う．

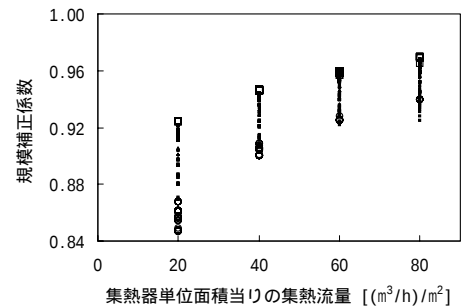
設定室温や外気温度，蓄熱槽の形状，集熱器の特性等の設計条件が，規模補正係数へ与える影響について検討を行う．ここでは，表3に示した条件の全ての組み合わせ(1,944通り)について蓄熱・放熱繰返し運転のシミュレーションを行い，ほぼ周期的定常状態となった一日間の計算結果から規模補正係数(蓄熱容量に対する日積算放熱量の比)を求めた．ここでは，暖房負荷は一定値であるとし，日積算暖房負荷は蓄熱容量に等しいとしている．暖房負荷のパターンが日積算放熱量に与える影響は小さくはないが，暖房負荷が一定値である場合には，その他の負荷パターンに比べ規模補正係数は相対的に小さい値となる．したがって，ここでの検討結果を用いれば安全側の設計となると考え，暖房負荷が一定値である場合について検討する．

表3 計算条件

蓄熱容量	100, 200, 400MJ
暖房負荷	一定値の負荷(6時間，積算暖房負荷は蓄熱容量に等しい)
設定室温	18, 20, 22°C
集熱時の外気温度	0, 5, 10°C
集熱器単位面積あたりの集熱風量	20, 40, 60, 80 (m ³ /h)/m ²
蓄熱槽の形状 (槽高さ：幅)	0.5:1, 2:1, 5:1 (水平断面は正方形)
集熱器の種類	Type A, Type B, Type C (表2)
集熱器面への日射量	表1の条件での値の0.7倍，1倍



(a) 集熱器:Type A ($F'K=3.37$, $F'(\tau\alpha)_e=0.76$)



(b) 集熱器:Type C ($F'K=7.44$, $F'(\tau\alpha)_e=0.65$)

図9 規模補正係数と集熱器単位面積あたりの集熱風量の関係

図9には，砕石蓄熱槽の高さ H_{st} 毎に，集熱器単位面積あたりの集熱風量と規模補正係数との関係を示した．図9から，集熱器単位面積あたりの集熱風量が小さいほど，規模補正係数が小さくなることがわかる．また，砕石蓄熱槽の高さが低く，図9(a)と図9(b)の比較から集熱器の性能が低いほど，規模補正係数の値が低くなる傾向にある．規模補正係数が小さくなる条件は，集熱器単位面積あたりの集熱風量が小さい，集熱器の熱損失係数 $F'K$ が大きい，集熱器の日射吸収率 $F'(\tau\alpha)_e$ が小さい，蓄熱槽の熱媒空気の流れ方向の長さ H_{st} が短い等であり，外気温度や日射量，室設定温度の影響は比較的小さい結果となった．

以上の定性的考察から回帰式の関数形を式(29)と定め，5つの係数を修正パウル法を用いて同定し， $p_1=3.67 \times 10^{-4}$ ， $p_2=-8.34 \times 10^{-4}$ ， $p_3=-2.35 \times 10^{-3}$ ， $p_4=-6.04 \times 10^{-3}$ ， $p_5=2.16 \times 10^{-3}$ を得た．

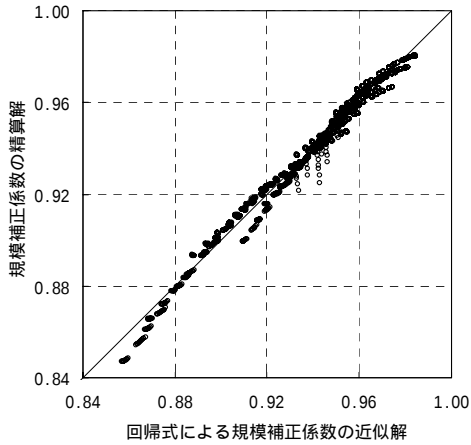


図10 規模補正係数 R の式(29)による近似解とシミュレーションによる精算解の比較

$$R = 1 - \frac{1}{(F_c/A_{col})} \left(p_1 + p_2 \frac{F'(\tau\alpha)_e}{F'K} \right) + p_3 \frac{F'K}{F'(\tau\alpha)_e} + \frac{p_4}{\sqrt{H_{st}}} \left(\frac{1}{\sqrt{F_c/A_{col}}} - 1 \right) + \frac{p_5}{\sqrt{F_c/A_{col}}} \quad (29)$$

図10には、式(29)による規模補正係数の近似解とシミュレーションによる精算解との関係を示している。この結果から、表3に示した設計条件の範囲内では、式(29)により $\pm 2\%$ 以内の誤差で規模補正係数 R を予測できることがわかる。

5.3 規模補正係数による蓄熱容量の算定

種々の設計条件での太陽熱暖房システムの蓄熱・放熱繰返し運転シミュレーションの結果として得られた式(29)で表される規模補正係数を用いることで、太陽熱暖房システムの機器容量算定の際に用いる蓄熱容量 Q_s を式(30)により近似的に求めることができる。また、この補正は設計条件とする暖房負荷が $1/R$ 倍になることに相当するので、放熱用ファンの風量を $1/R$ 倍の値に補正することになり、放熱ファンの風量は式(31)で表すことになる。

$$Q_s = \frac{Q_h}{R} \quad (30)$$

$$F_h = \frac{1}{R} \frac{c_s \rho_s (1-f) V_{opt}}{c_{pa} \rho_a Q_h} q_{h,max} \quad (31)$$

6. 設計条件と太陽依存率の関係

設計条件とする日射量（集熱器透過体表面の入射全日射量）および暖房負荷と、この条件下で設計したシステムの太陽依存率の関係について考察する。設計条件とした日射量を図11に暖房負荷条件を図12に示した。ここでは、暖房負荷計算の対象建物を SMASH のユーザーマニュアルのモデ

ル住宅と同じプラン・仕様の住宅とし、暖房を行う部屋を居間と寝室として、夜間6時間、早朝2時間の暖房時間帯を設定して、東京の気象データを用いて暖房負荷を求めた。これらの図は、全暖房期間の各日の日射量および暖房負荷の日積算値を大きい順に並べた図であり、設計条件とした日の日積算値を黒塗潰しで表している。設計条件とした日射量は、全暖房期間（173日間）のうち日積算値が6番目、19番目、87番目に大きい日の値とした。これらは、それぞれ春先の晴天日（4月9日）、真冬の晴天日（2月11日）、日積算日射量が暖房期間の中央値となる日（1月10日）として選定している。暖房負荷条件としても、日積算暖房負荷が6、19、53、87番目に大きい日を選定し、それぞれ太陽熱暖房システムで賄う瞬時暖房負荷の最大値を3、5、7、9kWとしたときに、この瞬時暖房負荷を下回る暖房負荷を太陽熱によって処理する暖房負荷（設計条件とする日積算暖房負荷）として設定した。なお、日射量と暖房負荷以外の

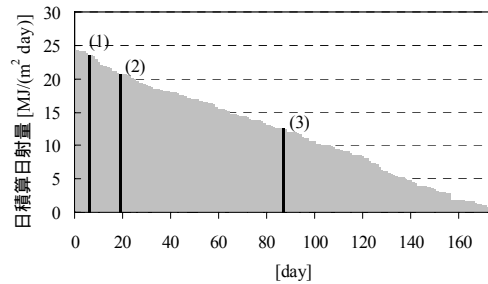


図11 暖房期間全体の各日の集熱器に入射する日積算日射量を大きい順に並べ替えた図

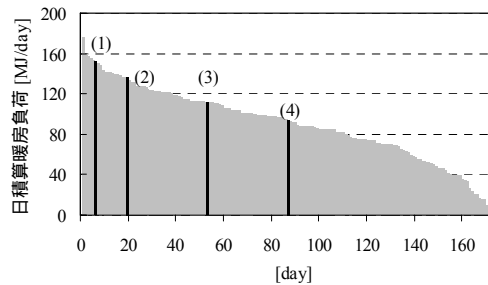


図12 暖房期間全体の各日の日積算暖房負荷を大きい順に並べ替えた図

表4 太陽熱暖房システムの設計条件

室設定温度 [°C]	20
砕石蓄熱槽の容積比熱 [MJ/(m³·K)]	1.19
集熱器の種類	Type B
砕石蓄熱槽の高さ[m]	2.0
集熱器単位面積あたりの集熱風量 [(m³/h)/m²]	40

設計条件は表 4 に示した。

図 13 には、設計条件として設定した日積算暖房負荷と太陽依存率の関係を示した。設計条件とする日積算暖房負荷が大きく、日射量の日積算値が小さいほど、集熱量を確保するために集熱器面積が大きくなり、太陽依存率は高くなる。また、日積算暖房負荷が等しければ、太陽熱暖房システムで賄う瞬時負荷の最大値が小さいほど太陽依存率が若干低下するが、太陽熱暖房システムで賄う負荷の最大値の影響は小さく、太陽依存率は日積算暖房負荷とほぼ比例関係にあることがわかる。

この結果から、設計条件とする日射量と暖房負荷条件を適切に選定することで、任意の太陽依存率の太陽熱暖房システムを設計できることが分かる。ただし、これは図 11、図 12 示した日射量と暖房負荷条件の場合の結果であり、日積算暖房負荷と太陽依存率の関係については、建物の熱容量や暖房運転時間、冬季の気候、建物の規模等が異なる条件について、暖房負荷の特性を整理し、目標とする太陽依存率から、設計条件とする日射量および暖房負荷条件の決定方法について検討する必要がある。

7. まとめ

本研究では空気集熱式太陽熱暖房システムの簡易設計手法について検討を行った。

まず、集熱器単位面積あたりの一日の蓄熱量には、日射量、集熱器性能および集熱器単位面積あたりの集熱風量等の設計条件に応じた上限値があり、この蓄熱量をほぼ蓄熱できる蓄熱槽容量を容量効率の観点から最適蓄熱槽容量と定義した。

次に、最適蓄熱槽容量と限界蓄熱量を近似的に求めるための理論的検討を行い、設計条件に応じた限界蓄熱量と最適蓄熱槽容量を求めるための関係式を導出した。そして、太陽熱暖房システムの集熱器面積、蓄熱槽容量、集熱風量と、放熱風量の各構成機器容量の算定法を示し、簡易設計手法を提案した。

最後に、設計目標とするシステムの太陽依存率から、設計条件として設定すべき日射量および暖房負荷条件の選定方法について検討し、設計条件とする日射量を晴天日の日射量とすれば、日積算暖房負荷と太陽依存率はほぼ線形関係にあり、設計条件とする日射量と暖房負荷条件を適切に選定することで、任意の太陽依存率の太陽熱暖房システムを設計できることを示した。

記号

A_{col} : 集熱器面積 [m²], A_{st} : 砕石蓄熱槽の空気の流れ方向に垂直な断面の面積 [m²], c_{pa} : 空気の定圧比熱 [J/(kg K)], c_s : 砕石の比熱 [J/(kg K)], f : 砕石蓄熱槽の空隙率 [-], F' : 集熱器効率因子 [-], F_c : 集熱風量 [m³/s], F_h : 放熱風量 [m³/s], F_{st} : 蓄熱槽流入風量 [m³/s], h_v : 砕石蓄熱槽内の砕石と空隙空気間の体積熱伝達率 [W/(m³ K)], H_{st} : 蓄熱槽の砕石充填部分の高さ [m], I_{col} : 集熱器面入射全日射量 [W/m²], K : 集熱器の熱損失係数 [W/(m² K)], q_c : 単位時間あたりの集熱量 [W], q_h : 暖房負荷 [W], $q_{h,max}$: 暖房負荷の最大値 [W], Q_c : 一日の蓄熱量 [J], Q_s : 太陽熱暖房システムの蓄熱容量 [J], R : 太陽熱暖房システムの規模補正係数 [-], t : 時間 [s], t_{Fend} : 無限風量（無限風量）モデルの集熱終了時刻 [s], t_{lend} : 線形近似モデルの集熱終了時刻 [s], t_{start} : 集熱開始時刻 [s], t_{vend} : 無限蓄熱槽容量モデルの集熱終了時刻 [s], V_{opt} : 容量効率の点で最適な蓄熱槽容量 [m³], V_{st} : 蓄熱槽容量 [m³], η : 集熱器の集熱効率 [-], θ_{amb} : 集熱器の周囲温度（外気温度）[°C], $\theta_{col,o}$: 集熱器出口温度 [°C], $\theta_{col,i}$: 集熱器入口温度 [°C], θ_0 : 初期蓄熱槽内温度 [°C], $\theta_{st,a}$: 砕石蓄熱槽内空気温度 [°C], $\theta_{st,s}$: 砕石蓄熱槽内砕石温度 [°C], ρ_a : 空気の密度 [kg/m³], ρ_s : 砕石の密度 [kg/m³], $(\tau\alpha)_e$: 集熱器の透過率と吸収率の有効積 [-]。

参考文献

- 1) 北野博亮, "太陽熱暖房システムの簡易設計手法に関する研究", 学位論文, 2006
- 2) "新太陽エネルギー利用ハンドブック", 新太陽エネルギー利用ハンドブック編集委員会編, 日本太陽エネルギー学会, 2000
- 3) "Solar Engineering of Thermal Processes", John A. Duffie and William A. Beckman, JOHN WILEY & SONS, pp.376-407, 1980
- 4) Schumann T. E.W., "Heat transfer: A Liquid flowing through a porous prism", J. Franklin Inst. 208, pp.405-416, 1929
- 5) Coutier J.P. and Farber E.A., "Tow Applications of a Numerical Approach of Heat Transfer Process within Rock Beds", Solar Energy, Vol.29, pp.451-462, 1982
- 6) 田中俊六 他, "屋根一体形太陽熱・大気放射冷却装置に関する研究 その4 各種空気集熱器の実験", 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.569-570, 1982

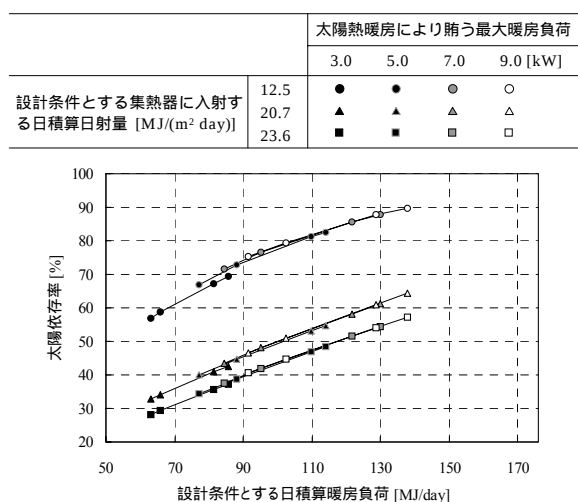


図 13 設計条件とする日積算暖房負荷と太陽依存率の関係