

ソーラードライヤーシステムに関する基礎的研究 (第2報)

籾乾燥のための太陽熱コレクターシミュレーション

堀部 和雄・中川 健治・大下 誠一・長谷川啓光*

Fundamental Studies on the Solar Dryer System (Part 2)

Simulation of Solar Heat Collector for Rice Drying

Kazuo HORIBE, Kenji NAKAGAWA, Sei-ichi ŌSHITA and Hiromitsu HASEGAWA

I. 緒 言

近年エネルギー危機が強く叫ばれて以来、太陽エネルギーは各方面でその重要性が認識され、その利用について積極的な検討が加えられるようになった。

太陽熱が積極的に利用される農業分野は主として、グリーンハウス、穀物乾燥などであるが、特に穀物乾燥での利用の試みは米国でかなり古くから詳細に行なわれ、最近ではその実用化が貯蔵乾燥に見い出されている。¹⁾²⁾³⁾一方、わが国では制度的に長期間にわたる貯蔵乾燥は行なうことができない実情にあり、また、籾の乾燥もライスセンター、カントリーエレベーターにおける大規模乾燥と個人農家の小規模乾燥に分極化している。このような特殊事情にあるわが国ではその乾燥の実態にあった太陽熱利用乾燥が要求され、そのための研究も行なわれつつある。⁴⁾⁵⁾⁶⁾

さて、わが国の籾乾燥システムに適した太陽熱利用の可能性を検討し、その実用化を図っていくためには種々の実験を積み重ねていくことが重要であることはいうまでもない。しかし、そのために消費される時間や経費は無視できないものとなるので、コンピューターを用いた太陽熱利用籾乾燥シミュレーションを併用する方法が考えられる。これは主に太陽熱コレクターと籾乾燥の2つの部分からなるが、本報は前者について検討したものである。

コレクターは太陽熱利用システムの中心であり、その

研究は広い分野にわたり行なわれているが、籾乾燥で利用されるコレクターは比較的単純なものが多い。しかし、実際に多くのコレクターを試作し、その動的特性を把握して予測することは前述の理由から困難である。また、特に重要なのはその面積の決定である。これは籾乾燥の熱負荷が計算されればシミュレーションにより推定することも可能である。

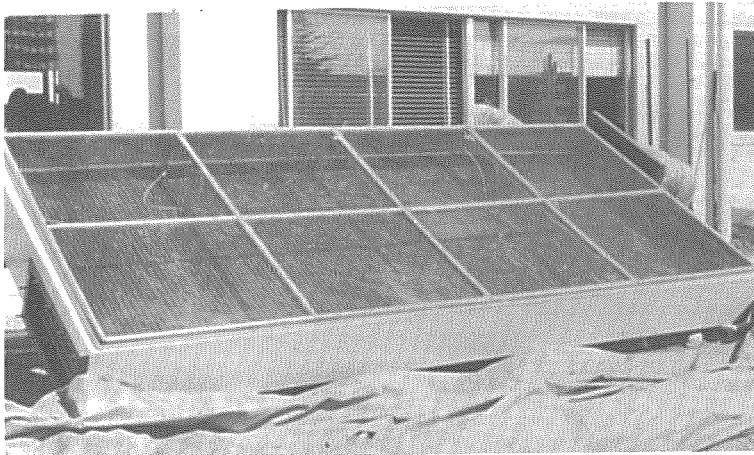
上述の観点から、本報では(1) 第1報⁷⁾で示したコレクターの熱収支式や性能をさらに発展させ、種々の実験が可能なコレクターの試作、(2) 太陽熱利用籾乾燥シミュレーションの一部としてのコレクターモデルの数式化、(3) このモデルを用いて籾乾燥時期の気象条件における集熱量、上昇温度や集熱効率などのコレクター特性の予測、(4) 送風量、日射量や熱負荷と集熱面積との関係とその算出について明らかにしたのでその結果を報告する。

II. 太陽熱コレクターの試作と実験

(1) 試作太陽熱コレクター

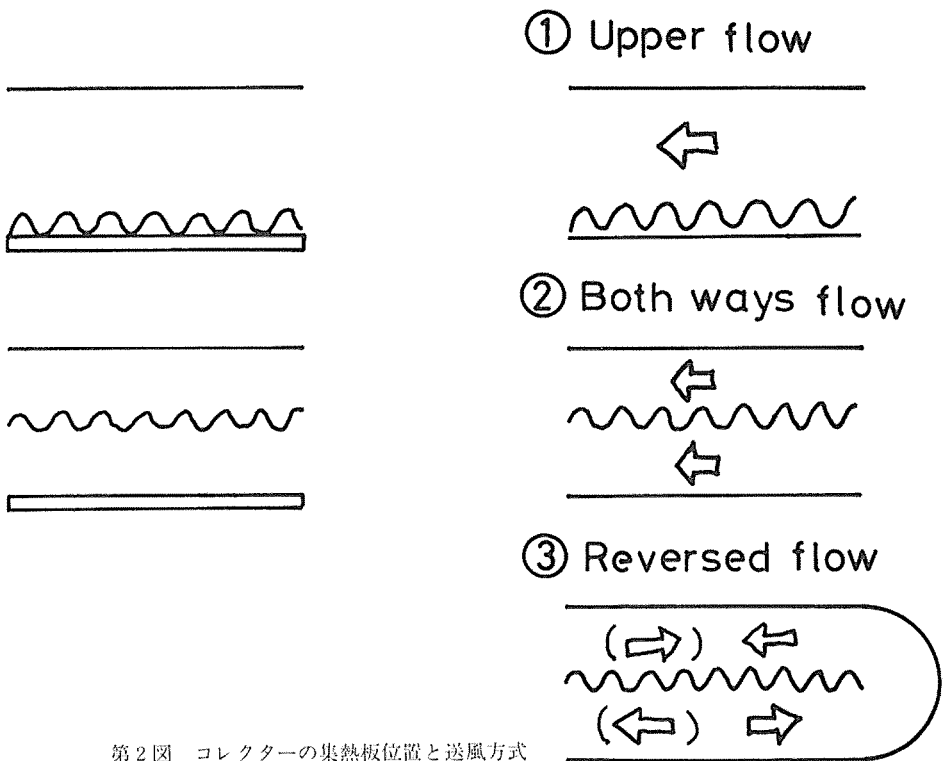
この実験で使用したコレクターを第1図に示す。コレクターは長さ4.20m、幅1.87m、高さ0.35m、集熱面積は7.0㎡で主として外枠、集熱板、カバーより成る。前報で試作したコレクターに比べ主な改良点は次の通りである。

- ① 集熱板の位置と空気の送風路を変えることができる構造にした。その結果、コレクターの性能について構造別、送風方式別に測定することが可能である。
- ② この実験ではカバーとして厚さ3mmの普通板ガラスを使用した。普通板ガラスは重量が重く、価格が比較



第1図 試作コレクター

Position of absorbing plate Type of air flow



第2図 コレクターの集熱板位置と送風方式

的高いが耐候性には優れており、特に太陽光線など短波光線透過率がよく、集熱板からの長波放射を透過させないので温室効果が大きくなる。

③ 集熱板として厚さ0.4 mmの波形状トタン板を使用した。太陽光線吸収率を高めるためにツヤ消し黒色ペイントを塗ったが選択吸収処理を行っていないので放

射率も高くなる。集熱板を波形状としたのは平面状と比べて空気との接触面積が増加すること、また波形状面が乱流促進板として作用し、対流熱伝達を促進させることなどの理由からである。

(2)実験方法

実験は1979年8月29日～10月20日の間に行なった。

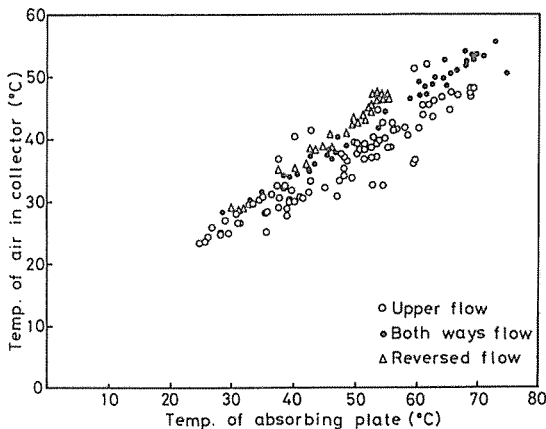
コレクターの構造は第2図に示すように集熱板の位置を2段階に変化させたので送風方式は両面流れ型、往復流れ型、上面流れ型⁸⁾の3種類で実験を行なった。

送風方式別に送風量を変化させて各測定を行なった。主な測定項目は、コレクター内空気、カバー、集熱板、コレクター出入口部空気温度(CC熱電対)、送風量(熱線風速計)、湿度(アスマン通風乾湿計及び相対湿度計)、水平面全天日射量(エコ型日射計)である。

(3)実験結果

1) コレクター内空気、集熱板温度

第3図に集熱板温度とコレクター内空気温度との関係を示す。図からわかるように両者の間には強い正の相関関係がみられる。すなわち、コレクター内の空気温度は集熱板温度によって決まる。送風方式別にみると、上面流に比べ往復流、両面流において空気温度はやや高くなっている。これは往復流、両面流とも集熱板の上下両面からの熱伝達をうけているためであろう。なお、本実験における送風量の範囲内では送風量による差はみられなかった。



第3図 集熱板温度とコレクター内空気温度の関係

第4図は終日快晴の日における日射量と集熱板温度との関係を各時刻ごとに示したものである。図中の数字が時刻を表わす。図から集熱板温度は最大日射量を示す日南中時までは日射量の増加につれて上昇するが、それ以後は日射量が減少してもすぐには低下せず、14時頃最高温度に達してから低下していくというヒステリシスをえがくことがわかる。これは集熱板の蓄熱効果によるものと考えられる。集熱板上では日射よりうけた熱が集熱板自身の温度上昇と空気への放散とに消費される。放散熱

量より日射熱の方が大きいとき、集熱板温度は上昇していくが、ある一定の温度、すなわち、臨界温度に達すると、集熱板がうけるエネルギーと放散されるエネルギーとがバランスした準定常状態となる。これが日南中時から14時頃までの状態である。日射量が低下していくにつれ、逆に集熱板に蓄えられていた熱が放散され集熱板温度はゆるやかに低くなっていく。

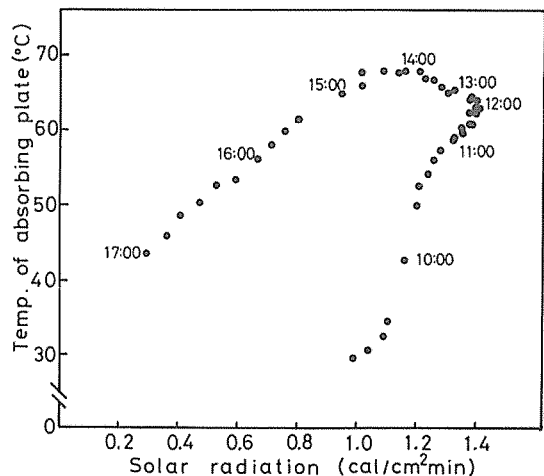
2) 集熱効率

コレクターの集熱効率(以下効率という) η は次式で表わされる。

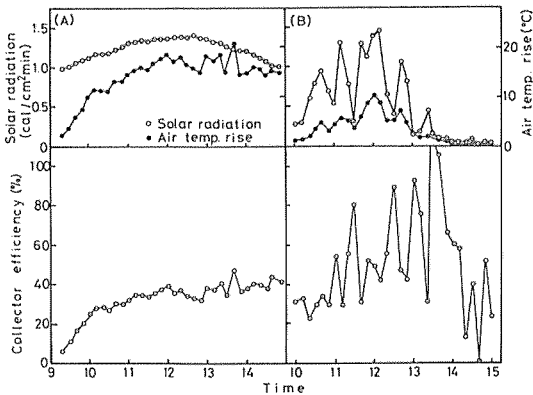
$$\eta = \frac{GCa\Delta T}{A I_p}$$

ここで、 G : 空気質量速度 (Kg/min), Ca : 空気比熱 (Kcal/Kg°C) ΔT : 上昇温度 (°C), A : 集熱面積 (m²), I_p : 傾斜面日射量 (Kcal/m²·min)

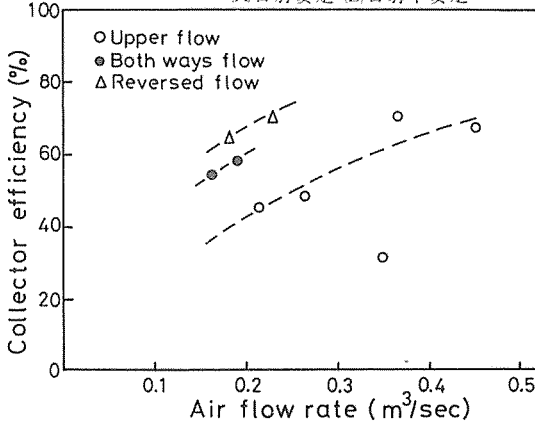
第5図に終日快晴の日、晴れたりくもったりで日射が不安定な日の効率の経時変化を示した。この効率は上式を用いて10分間隔で計算したものである。日射が安定している状態では効率も安定しているが、(B)のように、日射が変動しているとき効率も大きく変化しており、100%をこえる場合や0となる点が生じている。安定した日射のもとでコレクターが作動しているとき、急に日射が無い状態となったとしても集熱板からの放熱により空気温は上昇し、集熱量はえられるから効率は無限大となる。逆に、日射量が多いとき、コレクターを作動させても空気の温度上昇はすぐには生じないから、効率は0となるわけである。すなわち、この効率の集熱量は空気がえた



第4図 時刻別にみた日射量と集熱板温度との関係



第5図 集熱効率、空気温度上昇と日射量の経時変化 (A)日射安定 (B)日射不安定



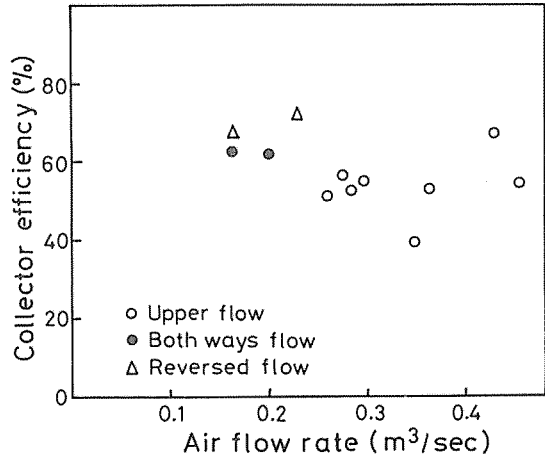
第6図 送風量と瞬時効率の関係

熱量をいうから、集熱板によって保持されている蓄熱量が無視されている。従って、コレクター性能を表わす効率には、とくにコレクターが準定常状態にあると思われる日射が安定した日南中時前後における瞬時効率が利用されることになる。

第6図に送風方式別に求めた瞬時効率を示す。図からわかるように送風量の増加により効率も増加する。送風方式別にみると上面流よりも両面流、往復流の方が効率はよい。両面流、往復流では上面流に比べて集熱板から空気への放熱面積が2倍あるため、特に往復流は流速が2倍と大きかったため効率も高くなっている。

第7図に送風量と総合効率との関係を示す。時間範囲は10時30分から15時30分である。この効率は瞬時効率と異なり長時間にわたる集熱量をもとに計算されるから、この中には集熱板に蓄えられていた熱が日射量の低下とともに放散される熱量として含まれる。従って、実用的には大きな意味がある。送風量が増加すると効率も高くなる傾向を示す。両面流、往復流が効率は高く、と

くに往復流の性能がよいことなどは瞬時効率とよく一致している。



第7図 送風量と総合効率の関係

3) 上昇温度

太陽熱利用において重要な値である。襦袢乾燥においては送風量にもよるが通風温度は30~40℃である。つまり、10~20℃の上昇温度があれば十分である。空気上昇温度はコレクター出口と入口との空気温度の差として求められる。1)においてコレクター内の空気温度が日射量に従って変化することを示した。その結果、上昇温度変化も日射量の変動に追従することになる。

第1表に日射が安定し平衡状態にあると思われる11時~13時における日射量と上昇温度を示す。送風量が多いほど上昇温度は小さくなる。また送風方式においては上面流に比べ両面流、往復流の方がやや上昇温度は高い。往復流れ型は平均日射量1.29cal/cm² min のもとで効率が60%を越え、上昇温度も20℃近くに達し、今回実験した中ではもっとも性能が良かった。

4) コレクター傾斜角度

コレクターは直達日射に対し垂直に設置するのが最も望ましい。そのためにはコレクターが太陽の動きに追従できればよいが、固定型ではそれは不可能である。しかし、傾斜面直達日射量は水平面での値よりも高くなることから、コレクターは傾斜して設置されるのが普通である。

したがって、各月日それぞれに日積算日射量 I_p を最大とするようなコレクターの傾斜角と方位角が存在する。

$$\bar{I}_p = \int_{A_1}^{A_2} I_p dt$$

第1表 送風方式別にみた空気の上昇温度

Type of air flow	Air flow rate (m ³ /sec)	Solar radiation(ave.) (cal/cm ² min)	Air temp. rise (°C)
Both ways flow	0.164	1.20±0.19	18.5±2.3
	0.199	1.25±0.12	15.9±1.9
Reversed flow	0.183	1.29±0.17	19.8±1.5
	0.228	1.05±0.31	13.5±3.5
Upper flow	0.258	1.24±0.12	10.1±1.1
	0.294	0.54±0.36	3.7±2.0
	0.283	0.54±0.48	3.6±2.9
	0.276	0.44±0.27	4.3±2.5
	0.363	0.99±0.32	5.1±1.3
	0.449	0.33±0.33	1.3±1.0
	0.429	0.52±0.38	3.4±2.5
	0.347	0.97±0.35	4.0±0.9

ここで、 A_1 ：日出時刻、 A_2 ：日入時刻において I_p が最大となる傾斜角、方位角が最適である。計算の結果から方位角は南向き 0° とするのがもっとも良い。これは日射量の最高値が時角 0° の時に示されるためである。また、傾斜角度は9月18日で 28° 、10月18日で 40° であった。本実験は主に9月後半に行なったので、傾斜角は 30° 、方位角は 0° となるようにコレクターを設置した。

Ⅲ. 太陽熱コレクターモデル

太陽熱コレクターを表わすシミュレーションモデルは気象モデルとコレクターモデルとから構成される。気象モデルに入力として通算日数(その年の1月1日からの経過日数)、乾燥を行なう場所の緯度、経度および日積算日射量を与えると、乾燥が行なわれる日の日出時刻、日入時刻、日南中時刻を計算し、日出から日入まで1分きざみで日射量が計算される。この日射量を入力としてコレクターモデルに与えるとコレクター熱収支式より各時刻の空気出口温度、空気上昇温度などが出力として算出される。

(1) 気象モデル⁹⁾

1) 日出時刻、日南中時刻と日照時間

日出時刻 A_1 、日入時刻 A_2 は1年を周期として、通算日数 D の関数として次式で与えられる。

$$A_1 = 5.572 + 1.142 \cos D + 0.064 \cos 2D + 0.034 \cos 3D - 0.033 \sin D + 0.164 \sin 2D - 0.001 \sin 3D$$

(時, 10進法表示) ……………(1)

$$A_2 = 17.795 - 0.167 \cos D + 0.023 \cos 2D - 0.030 \cos 3D + 0.281 \sin D + 0.163 \sin 2D + 0.026 \sin 3D$$

(時, 10進法表示) ……………(2)

従って、日南中時刻 A_n 、日照時間 A_s は、

$$A_n = (A_1 + A_2) / 2 \quad \text{……………(3)}$$

$$A_s = A_2 - A_1 \quad \text{……………(4)}$$

となる。この場合、 A_1 、 A_2 、 A_n 、 A_s はいずれも中央標準時における値であるから、乾燥が行なわれる場所(本報では津)がそれと異なれば補正する必要がある。これは次の様にして行なえる。

中央標準時の日出時刻、日南中時刻を T_0 で代表させて、乾燥を行なう地点でのこれらの時刻を T とすれば、

$$T = T_0 + M \mp N \cdot n \quad \text{……………(5)}$$

で与えられる。 $-$ は日出、 $+$ は日入時刻を求めるのに使用し、日南中時刻は $N \cdot n = 0$ とおけばよい。ここで、

$$\begin{aligned} M &= -4K + 559 \text{ (min)} & 1 \\ N &= -108.412 + 0.571L + 0.069L^2 \text{ (min)} & 1 \\ n &= (43P / 60 - 260) / 100 & 1 \end{aligned} \quad \text{……………(6)}$$

K : 経度, L : 緯度, $P = (A_2 - A_1) / 2$ である。

2) 日赤緯(度, 10進法表示)

日赤緯 δ も通算日数の関数として次式のように与えられる。

$$\delta = 0.727 - 22.865 \cos D - 0.578 \cos 2D - 0.241 \cos 3D + 3.043 \sin D + 0.067 \sin 2D + 0.095 \sin 3D$$

……………(7)

3) 日射量

次に日積算日射量より時刻別の水平面全天日射量を計算する必要がある。具体的な一日の日射量を実測してみると、日射量は天気の状態により時々刻々著しく不規則に変化している。しかし、一月の平均をとると、この不規則性は解消されなめらかな曲線となり、それはほぼ正弦曲線に近い形を示す。従って、日南中時で日射量が最大となるよう日照時間に、正弦曲線をあてはめてその積算値が一日の積算日射量に等しくなるよう水平面全天日射量 I_H を求めれば、

$$I_H = \frac{\pi Q}{2P} \cos \frac{\pi}{P} (T - A_n) \quad \dots\dots(8)$$

10) で与えられる。ここで、 Q ：日積算日射量(kcal/m²)、 P ：日照時間 (h)、 T ：時刻 (時)

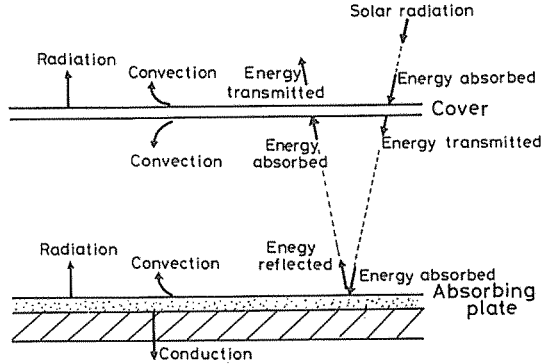
今回使用した気象モデルでは日射は日出に始まり日入に終ると仮定している。従って、日照率が1、すなわち日照時間と日照時間は等しいということになる。 I_H の単位はkcal/m² hであるがcal/cm²minにする時は T 、 A_n をmin単位にして I_H を換算すればよい。かくして、水平面全天日射量が求められると、任意の傾斜角、方位角で設置されたコレクターにおける傾斜面日射量が計算される。これには直散分離計算 (IEA法) を利用した。

4) 外気の温度、湿度、風速

外気温度は日出直前に最低となり、正午より1~2時間経過後最高に達するのが通常である。湿度、風速も一日における変化は大きい。しかし、計算の単純化をはかるため、月の平均値をとり一定とした。

11)12)13) (2)コレクターモデル

IIの実験ではコレクター内の集熱板の位置をかえ、また空気の流れをかえて行なった。ここでは第8図に示すように、集熱板の位置が最下端にあり空気が上面流れの



第8図 コレクターの構造とエネルギー流れ

場合についてのモデル化を考えることにする。他の場合もほぼこれに準じて行なうことができる。

数式モデル設定にあたり次のような仮定を設ける。

- ①コレクター内の熱伝導を無視する。
- ②日射はカバー、集熱板に一律にあたり距離による変化はない。
- ③空気の蓄熱を無視する。
- ④コレクター側面からの熱損失はない。

さて、第8図はコレクターにおけるエネルギー流れを示している。この流れを考えると、日射(傾斜面)がまずコレクターに入射し、カバーを透過し一部はここで熱に変換され蓄熱される。透過した日射は集熱板で吸収され、大半がここで熱に変換される。コレクター内を流れる空気にカバー、集熱板から対流熱伝達により熱が伝わり、この熱により空気の温度上昇が生じる。一方、熱損失としてはカバーと外気との対流、カバーから外気への熱放射、集熱板から外気への熱放射及び裏面への主として熱伝導によるものが考えられる。この考察よりコレクター内の熱収支は、

(カバー)

$$R_c C_c Z_c \frac{dT_c}{dt} = \alpha_c (1 + \tau_{sc} \rho_p) I_p + \frac{1}{1/\epsilon_c + 1/\epsilon_p - 1} \times \sigma \{ (T_p + 273)^4 - (T_c + 273)^4 \} - H_\infty (T_c - T_\infty) - H_c (T_c - T_a) - \epsilon_c \sigma \{ (T_c + 273)^4 - (T_{sky} + 273)^4 \} \quad \dots\dots(9)$$

(集熱板)

$$R_p C_p Z_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha_p \tau_c I_p - \frac{1}{1/\epsilon_c + 1/\epsilon_p - 1} \sigma \{ (T_p + 273)^4 - (T_c + 273)^4 \} - K_{rear} (T_p - T_\infty) - H_p (T_p - T_a) - \tau_{tc} \epsilon_p \sigma \{ (T_p + 273)^4 - (T_{sky} + 273)^4 \} \quad \dots\dots(10)$$

(空気)

$$G_a C_a \frac{dT_a}{dx} = H_c (T_c - T_a) W_c + H_p (T_p - T_a) W_p \quad \dots\dots(11)$$

となる。ここで、

- R : 密度 (kg/m³)
- C : 比熱 (kcal/kg°C)
- Z : 厚さ (m)
- α : 吸収率
- τ_s : 短波光線吸収率
- τ_l : 長波 " "
- ρ : 反射率
- ε : 放射率
- σ : ステファンボルツマン定数
(kcal/m²hk⁴)
- T : 温度 (°C)
- T_∞ : 外気温度 (°C)
- T_{sky} : 天空温度 (°C)
- W : 幅 (m)
- H_∞ : カバーと外気との対流熱伝達率
(kcal/m²h°C)
- H_c : カバーとコレクター内空気との " "
(")
- H_p : 集熱板と " "
(")
- K_{rear} : コレクター裏面熱貫流率 (kcal/m²h°C)
- G_a : 空気質量速度 (kg/h)
- I_p : 日射量 (kcal/m²h)
- t : 時間 (h)
- x : 距離 (m)

添字の C, P, a はそれぞれカバー、集熱板、空気を意味する。

(9), (10)式はカバー、集熱板における熱収支を非定常であつたもので、午前中コレクターに日射があたり始めた頃、あるいは午後日入頃みられる蓄熱、熱の放散などをよく説明できる。日南中時頃であるとカバー、集熱板は準定常状態と仮定する。このときは(9), (10)式の両辺より T_c, T_p を求めこれを(11)式に入れて積分すれば空気温度 T_a が計算できる。

熱収支式より T_c, T_p は時間により変化する値であり、一方 T_a は距離によって変化する値であるが、T_c, T_p を含んでいるから当然時間によっても変化する。ある任意時間における空気温度は差分の形で、

$$T_{a,i+1} = T_{a,i} + \frac{\Delta x}{G_a \cdot C_a} \left\{ H_c (T_c - T_a) W_c + H_p (T_p - T_a) W_p \right\} \dots\dots\dots(12)$$

で求まる。Δx はコレクター方向距離のきざみ、T_{a,i} において、i = 0 は X = 0, i = n は x = l (コレクター長さ) での値を表わす。

あるいは、各任意時間ごとに T_c, T_a は距離によらないから一定として(11)式を積分すれば、

$$T_a = \left(T_\infty - \frac{H_p W_p T_p + H_c W_c T_c}{H_p W_p + H_c W_c} \right) \times \exp \left\{ -\frac{1}{G_a C_a} (H_p W_p + H_c W_c) x + \frac{H_p W_p T_p + H_c W_c T_c}{H_p W_p + H_c W_c} \right\} \dots\dots\dots(13)$$

を得る。ただし、x = 0 で T_a = T_∞ である。

本報では(12)式を用いた。かくして、えられた T_a は(9)(10)式に用いるとき、x によらない平均値にする必要がある。平均値 \bar{T}_a は、

$$\bar{T}_a = \int_0^l T_a dx / \int_0^l dx \dots\dots\dots(14)$$

である。すなわち、 \bar{T}_a は(12)式から求めれば数値積分より、また(13)式を使えば解析的にえられるはずである。

シミュレーションの結果、実際に必要とする値は空気出口の温度、すなわち x = l における T_a の値である。その具体的な計算方法は次の通りである。カバー、集熱板、空気の初期温度を T_{c0}, T_{p0}, T_{a0}, 日射量 I_{p1}, 外気温度 T_{∞1}, 天空温度 T_{sky1} を(9), (10)式に与え、きざみ h = 1.0(1分)で Runge-kutta-Gill 法でカバー温度 T_{c1}, 集熱板温度 T_{p1} を求め、この T_{c1}, T_{p1} を(12)式に代入して T_{a1} を算出し、(14)式より平均空気温度 \bar{T}_{a1} を計算する。これで開始1分後における計算が終るので、次に時間を1分進め T_{c1}, T_{p1}, \bar{T}_{a1} , I_{p2}, T_{∞2}, T_{sky2} から同様な計算手順より T_{c2}, T_{p2}, T_{a2} を得る。これを繰返すことにより各時間におけるカバー温度、集熱板温度、そして所要の空気温度を求めることができる。

IV. 結果と考察

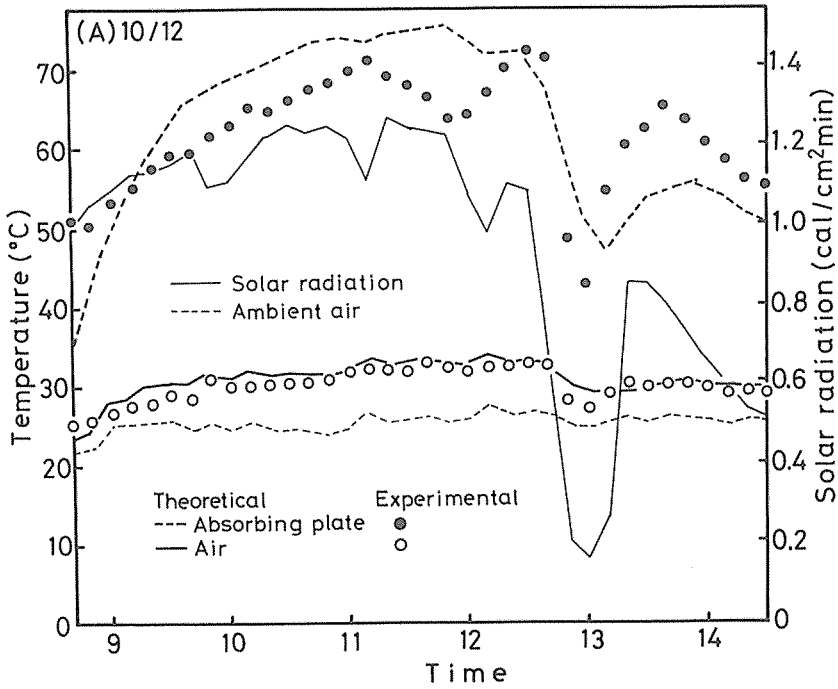
(1)コレクターモデルの検討

モデルの妥当性を評価するため、その計算結果を上記実験結果と比較した。この場合の気象モデルへの入力データは比較する実験日における実測値が用いられた。モデルの計算に用いたパラメータの値は次の通りである。¹⁴⁾

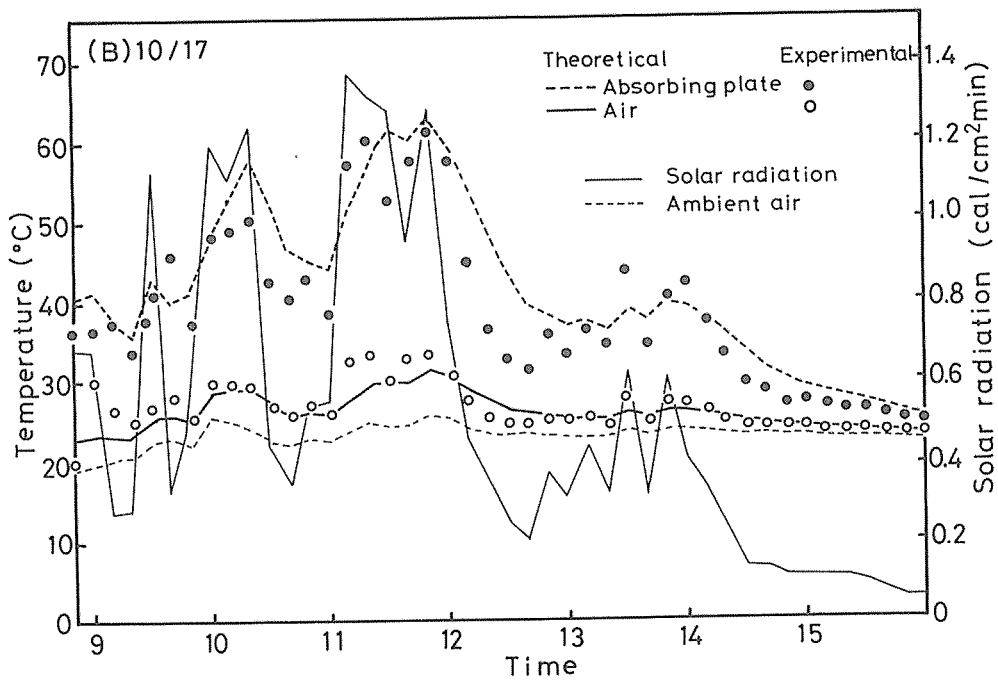
①カバー (3mm厚普通板ガラス)

$$R_c = 2210 \text{ kg/m}^3, C_c = 0.2 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}, Z_c = 0.003 \text{ m}$$

$$\alpha_c = 0.1, \tau_{sc} = 0.83, \tau_{lc} = 0.1, W_c = 1.72 \text{ m}$$



第9図 空気温度と集熱板温度の実測値と計算値との比較(A)日射安定



第9図 (B)日射不安定

②集熱板 (0.4mm厚波形状トタン板)

$R_p=9000\text{kg}/\text{m}^3$, $C_p=0.112\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$, $Z_p=0.004\text{m}$
 $W_p=1.72\text{m}$, $l=4.07\text{m}$, $\alpha_p=0.85$, $\rho_p=0.15$,
 $\epsilon_p=0.85$

③天空温度

天空温度は次式により求めた。

$$T_{sky}=T_{\infty}-6 \quad (15)$$

④カバー外部熱伝達率 H_{∞}

カバー外側熱伝達率は風速により変化するとした。

$$H_{\infty}=0.8568(5.7+3.8\text{Wind}) \quad (\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad (16)$$

ここで、Wind: 風速 (m/sec)

⑤集熱板裏面熱貫流率 K_{rear}

集熱板からベニヤ板2枚、スタイロフォームを通過して外部空気と接するときの熱貫流率は、風速3m/secの時、

$$K_{rear}=0.54 \quad (\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

⑥コレクター内部対流熱伝達率 H_c , H_p

コレクター内部空気は乱流であると仮定し、Colburnの式を用いた。

$$Nu=0.036Pr^{1/3}Re^{0.8} \quad (17)$$

$$Re=u_1l/\nu, u_1=V/(W \cdot h)$$

ここで、Nu: スュセルト数, Pr: プラントル数, Re: レイノルズ数, u_1 : 空気流速 (m/sec), ν : 空気動粘

性係数 (m²/sec), V: 送風量 (m³/sec), h: コレクター内部高さ (m)

熱伝達率Hは空気熱伝導率を λ とすると、

$$H=\lambda Nu/l \quad (18)$$

ここで、Pr=0.7, $l=4.07\text{m}$, $\nu=0.16 \times 10^{-4}\text{m}^2/\text{sec}$,

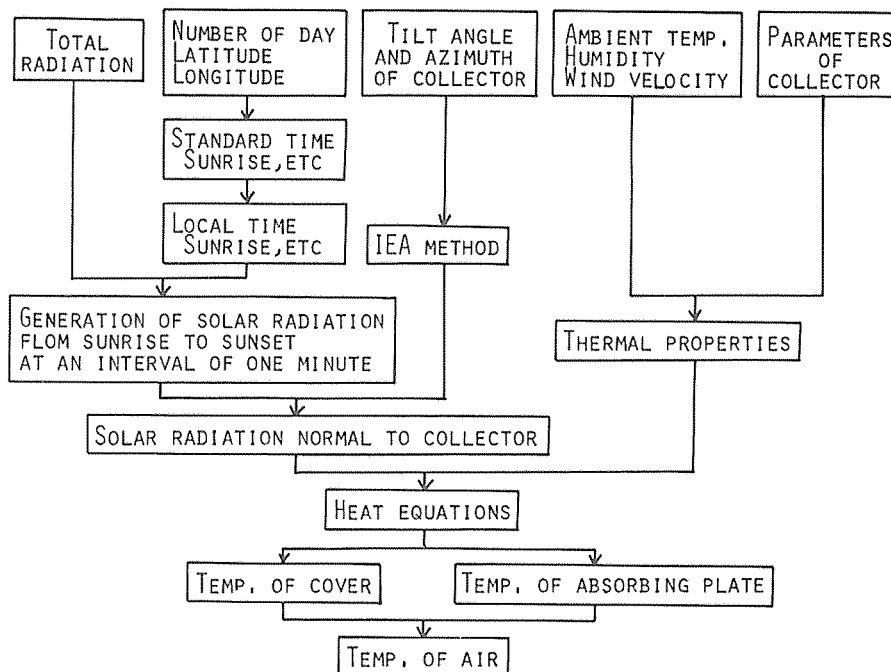
$W=1.72\text{m}$, $h=0.24\text{m}$, $\lambda=0.022\text{kcal}/\text{m}^\circ\text{C}$ より、

$$H=17.51V^{0.8} \quad (\text{kcal}/\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \quad (19)$$

10月12日、17日における温度の実測値とこのモデルで求めた計算値とを比較したグラフを第9図に示す。(A)は晴れ、(B)は晴れ時々くもりの場合である。図から、空気温度はよく一致しているのに対し、集熱板温度では両者はよく似た傾向を示すが必ずしも一致しているとはいえない。この理由としては集熱板表面温度における測定誤差、集熱板温度の距離への依存性を無視したことなどが挙げられよう。しかし、空気温度と同様カバー温度もよい一致がみられたことなどを考えれば、このモデルはほぼ妥当なものであると認めることができる。

(2)シミュレーション

上記のモデルに入力として乾燥シーズンである9月、10月の津における気象データを用い、日射量、風量、集熱面積をパラメータにして集熱板温度、空気温度、効率などの集熱特性を求めるシミュレーションを行なった。



第10図 空気温度計算フローチャート

日射量は9月、10月における過去9年間(1971~1979年)の平均値、及び1979年9月、10月に実測された積算日射量のうち最大を示した日射量(9月7日、10月4日のデータ)を、送風量は0.25, 0.5, 0.75・1.0cm/sec、集熱面積は7, 10, 20, 30㎡のそれぞれ4水準で計64通りの計算をした。

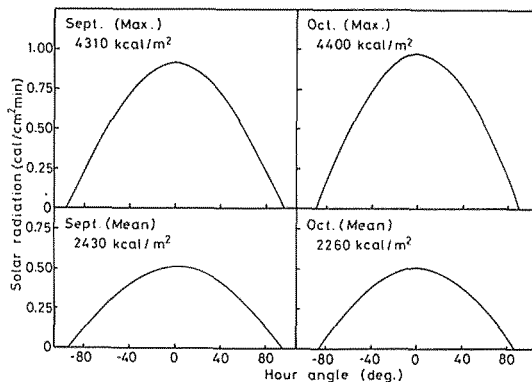
気温、湿度、風速は1979年度のデータを用いた。これらのデータは日射量も含めていずれも三重大学農学部付属農場で観測されたものである。第2表に各計算期間での気象条件を示す。コレクターは北緯33°44′、東経136°31′に位置し、方位角0°、傾斜角30°で設置してあるものとして計算を行なった。第10図に計算のフローチャートを示す。

1) 日射量

シミュレーションを行なった9月、10月における日出入時刻、日南中時刻、日赤緯を(1)、(2)、(7)式で計算した結果を第3表に示す。9月の日照時間には12時間以上、時角表示で±90°以上になる時がある。すなわち、この時間ではコレクターに対し下から日射が入ってくるわけ

で、受熱面には散乱日射しか入らない。当然、直達日射は-90°~90°の間になって入射するようになる。

第11図は(8)式を用いて計算した9月、10月における傾斜面日射量の経時変化を示したものである。上図にはその月の最大積算日射量を、下図にはその平均値を表わしている。第4表には水平面、傾斜面日積算日射量、南中時(最大)日射量、平均日射量を示した。日積算量ではいずれも、特に最大において9月の方



第11図 計算日射量の経時変化

第2表 気象条件(計算時)

	September		October	
	MAX	MEAN	MAX	MEAN
Total radiation (kcal/㎡)	4200	2520	3770	2180
Number of day	249	258	277	288
Wind verocity (m/sec)	4.0	3.0	5.1	3.3
Amdient air temp. (°C)	25.1	23.0	20.8	17.1
Speccific heat of air (kcal/kg°C)	0.247	0.247	0.244	0.244

第3表 入力データ(日出入、日南中時刻、日赤緯)

	249	258	277	288
Number of day	249	258	277	288
Standard time				
Sunrise	5h16m	5h23m	5h37m	5h46m
Sunset	18h 3m	17h50m	17h22m	17h 7m
Solar noon	11h40m	11h37m	11h30m	11h27m
Solar declination	6°45′	3°21′	-4° 2′	-8°13′
Tsu City				
Sunrise	5h29m	5h36m	5h50m	5h58m
Sunset	18h15m	18h 2m	17h35m	17h20m
Solar noon	11h52m	11h49m	11h42m	11h39m
Sunny time	12h45m	12h26m	11h45m	11h21m

第4表 入力データ (日射量)

Number of day		249	258	277	288
Total (kcal/m ²)	Horizontal	4200.0	2520.0	3770.0	2180.0
	Inclined (30°)	4312.2	2426.3	4403.7	2258.5
Maximum (cal/cm ² min)		0.91	0.51	0.96	0.51
Average (cal/cm ² min)		0.56	0.32	0.62	0.33

が多いのに対し、逆に(8)式を使って各時刻の日射量を求めてみると、日南中時での最大日射量はいずれも10月の方が高くなっている。これは日照時間の相違によるものと考えられる。すなわち、9月では日照時間は前述のように12時間以上で、10月と比べて1時間以上も長くなっているため、長い日照時間に日射量が分散して平均的に低く現われたからである。表より9月中旬(通算日数258日)において傾斜面日積算日射量が水平面より少なくなっていることがわかる。これはコレクターの傾斜角30°が9月では不適であったためと考えられる。

2) 集熱板温度

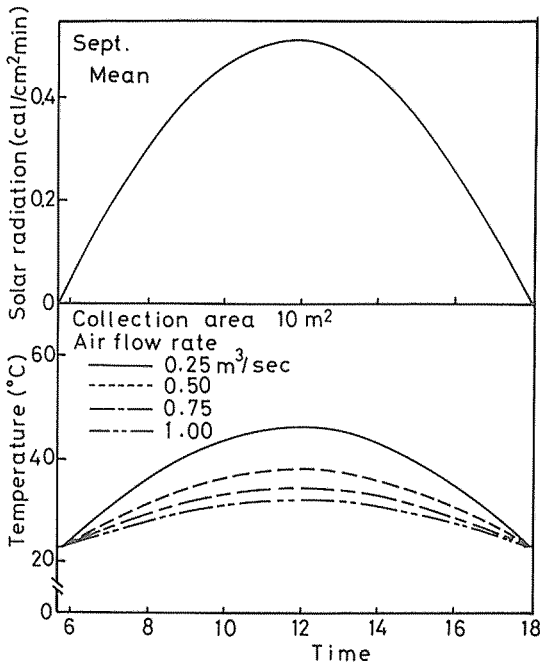
第12図は9月で集熱面積を10m²にして、送風量を変化させたときの集熱板温度計算値の経時変化を示したものである。集熱板温度は日射量と同様の変化を表わしてお

り、送風量が多くなると低くなる。これは空気流速が増加すれば熱伝達率も増加し、集熱板から多くの熱が奪われるためであろう。(下式参照)このことは(II)の実験における結果とよく一致している。

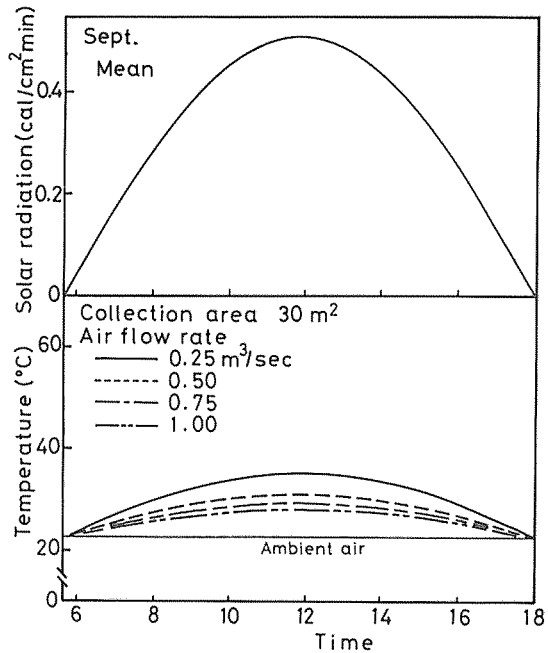
次に、送風量0.5m³/secで一定とし、集熱面積を7, 10, 20, 30m²と変えたとき、集熱板温度がどのように変化するかをみた。面積は幅1.72mに一定として、コレクター長さ*l*を変化させて求めた。例えば、面積7m²では*W*=1.72m, *l*=4.07m, 30m²では*l*=17.44mである。計算の結果、面積による差はみられなかった。このことは、コレクター内の熱伝達率*H*が(17), (18)式より

$$H = 0.0072 \frac{1}{l^{0.2}} \left(\frac{V}{Wh} \right)^{0.8} = 5.887 \frac{1}{l^{0.2}}$$

で求まるから、とくに送風量*V*=0.5m³/secであると、熱伝達率は7m²のとき7.8kcal/m²h°C, 30m²で10.4



第12図 送風量別にみた計算集熱板温度の経時変化



第13図 送風量別にみた計算空気温度の変化

kcal/m²h℃となって、面積が4倍以上になってもHは後者が少し高くなるだけで、結局、集熱面積をかえても集熱板温度はあまり減少しないためである。

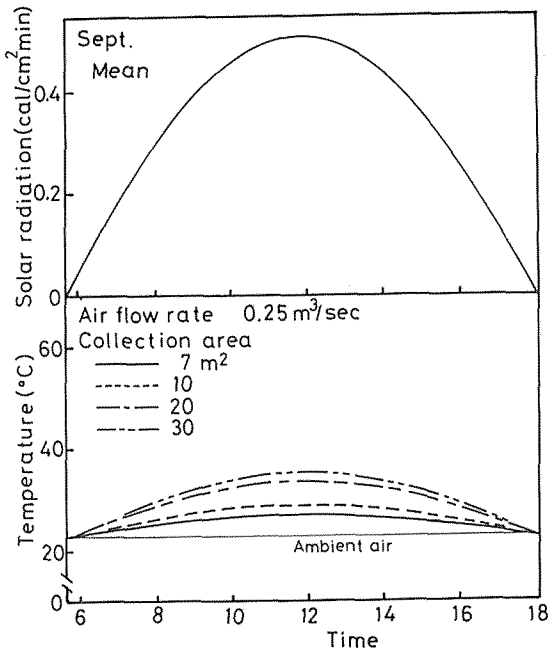
逆に、長さlを一定として幅を変えて面積を変化させれば、例えば30m²でW=7.37m、l=4.07mであり、熱伝達率は上式より0.73kcal/m²h℃と小さくなり、従って空気への伝熱量は少なく温度は高くなる。

3) 空気温度

第13図は9月における集熱面積30m²のコレクターの送風量をかえたときの出口空気温度の計算値を示したものである。集熱板温度と同様、日射量に追従して変化し、送風量が増加すると逆に減少している。熱量を集熱板から多く奪っても、空気量が多くなっているため温度は必ずしも上昇する訳ではない。

次に、送風量を一定にして集熱面積をかえたときの空気温度変化を第14図に示す。集熱板の場合とは逆に集熱面積が増加すると空気温度も上昇する。これは集熱板から空気に伝達される熱量が集熱板温度が低くなるほど多くなるからである。

この空気出口温度の結果が太陽熱利用乾乾燥のシミュレーションを行なう場合の太陽熱コレクターモデルの出力となり、これが次の乾燥モデルの重要な入力データである空気温度の経時変化を与える。すなわち、日射量、



第14図 集熱面積別にみた空気温度の変化

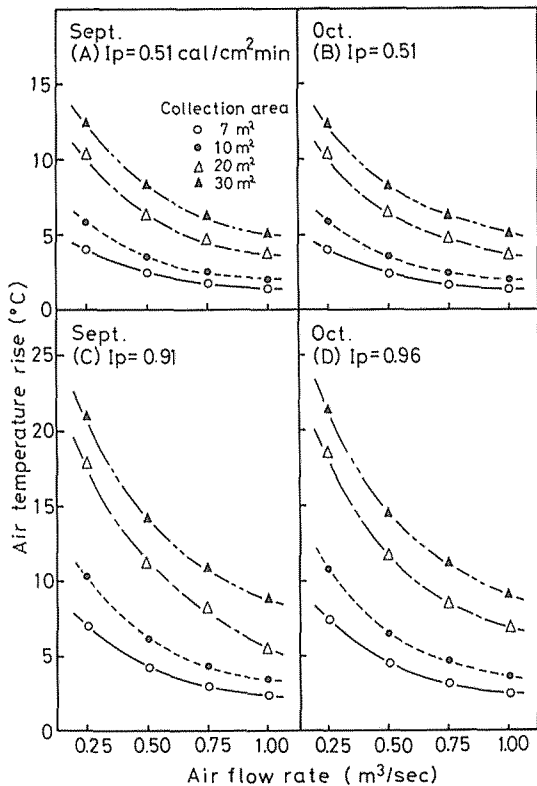
風量、コレクター面積より出口空気温度はこのモデルで簡単に計算される。

さて、コレクター面積決定の重要な要因である集熱量を計算する場合、空気上昇温度が必要である。第15図に日南中時（日射量最大）の空気上昇温度を示す。日射量は(A) 9月平均0.51cal/cm²min、(B) 10月平均0.51cal/cm²min、(C) 9月最高0.91cal/cm²min、(D) 10月最高0.96cal/cm²minである。各月の平均での結果から、このコレクターの上昇温度は1.5~12.5℃であるが、日射量の多い所では20℃以上にも達する。コレクター内の空気温度は入口部より徐々に増加し出口部で最高に達する。空気温度はコレクターが無限に長いと集熱板温度に近づくことになるから、空気通路は他の条件が一定であれば長い方が高温になる。このことはIIで述べた実験結果と全く一致している。

18)19)20)

(3)太陽熱コレクターの所要集熱面積

コレクターの設計で最も重要な問題は集熱面積の決定である。集熱面積を広くとれば集熱能力は確かに大きくなるが、それだけ製作経費は高くつく。従って太陽熱を



第15図 日南中時における送風量と空気上昇温度

であるからシミュレーション結果のうち、 T_{out} が T_a で計算されるから簡単に求まる。

第18図に集熱面積をパラメーターとして送風量 V (m^3/sec)と集熱量 Q_g ($kcal$)の関係を示す。ただし、積算日射量が図で(A) 2430 (B) 2260 (C) 4310 (D) 4400 $kcal/m^2$ の時である。図からわかるように、集熱量は送風量の増加につれ大きくなっているが、最終的にはある一定の値に近づく、従って、両者の関係は

$$Q_g = B - C \exp(-DV)$$

という実験式で表わすことができる。B, C, Dは実験定数である。いま上式を日射量2260と4310 $kcal/m^2$ (図の(B)と(C)の場合)の時について求めてみれば、

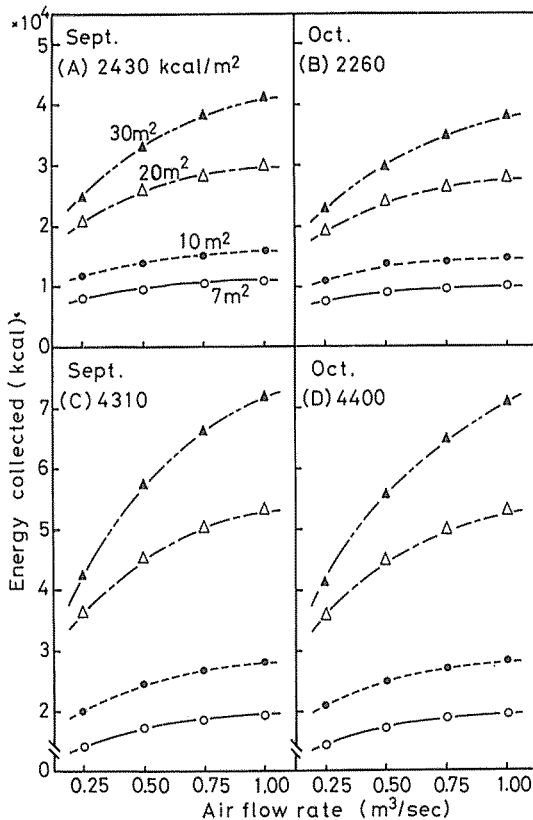
$$2260kcal/m^2$$

$$A = 7m^2 : Q_g = 11680 - 5860 \exp(-2.06V)$$

$$10m^2 : Q_g = 16880 - 8160 \exp(-2.07V)$$

$$20m^2 : Q_g = 33160 - 19510 \exp(-2.00V)$$

$$30m^2 : Q_g = 47650 - 34390 \exp(-1.76V)$$



第18図 送風量と集熱量の関係

$$4310kcal/m^2$$

$$A = 7m^2 : Q_g = 20860 - 10720 \exp(-1.99V)$$

$$10m^2 : Q_g = 30050 - 14980 \exp(-2.04V)$$

$$20m^2 : Q_g = 58950 - 35350 \exp(-1.90V)$$

$$30m^2 : Q_g = 84170 - 61640 \exp(-1.65V)$$

である。送風量 V が0のとき、集熱量は(B-C)となつて0とはならない。送風量が0であってもコレクター内の空気の温度上昇はあるから、空気流動はなくても空気に蓄熱されて、熱量はえられるはずである。この値は集熱面積が大であれば大きくなるが、面積は3倍になつてもその増加率は半分の1.5倍にすぎない。また日射量が2倍大きくなると、この値も2倍になる。この傾向は平衡値Bにも同じことがいえる。Bは $V \rightarrow \infty$ としたときえられる値で、各コレクター面積でえられる最高値を表わす。これらの関係より集熱面積と送風量が与えられればそのときの集熱量 Q_g がえられる。

このことをさらに明確に表わしたのが第19図である。この図は9月、10月の平均日射量(2,200~2,500 $kcal/m^2$)のもとでコレクターを南向き 30° に傾斜させて終日作動させた場合の集熱量と集熱面積との関係を送風量別に示したものである。図から、面積Aと集熱量との関係は

$$A = \alpha \exp\{\beta Q_g\}$$

で表わすことができる。このとき、係数 α, β は送風量 V の関数である。シミュレーションの結果から、上式を求めると、日射量が2,200 $kcal/m^2$ dayのとき、

$$A = (3.4 + 1.17V) \exp\{9.4 \times 10^{-5} \exp(-0.748V) \times Q_g\} \dots\dots\dots (20)$$

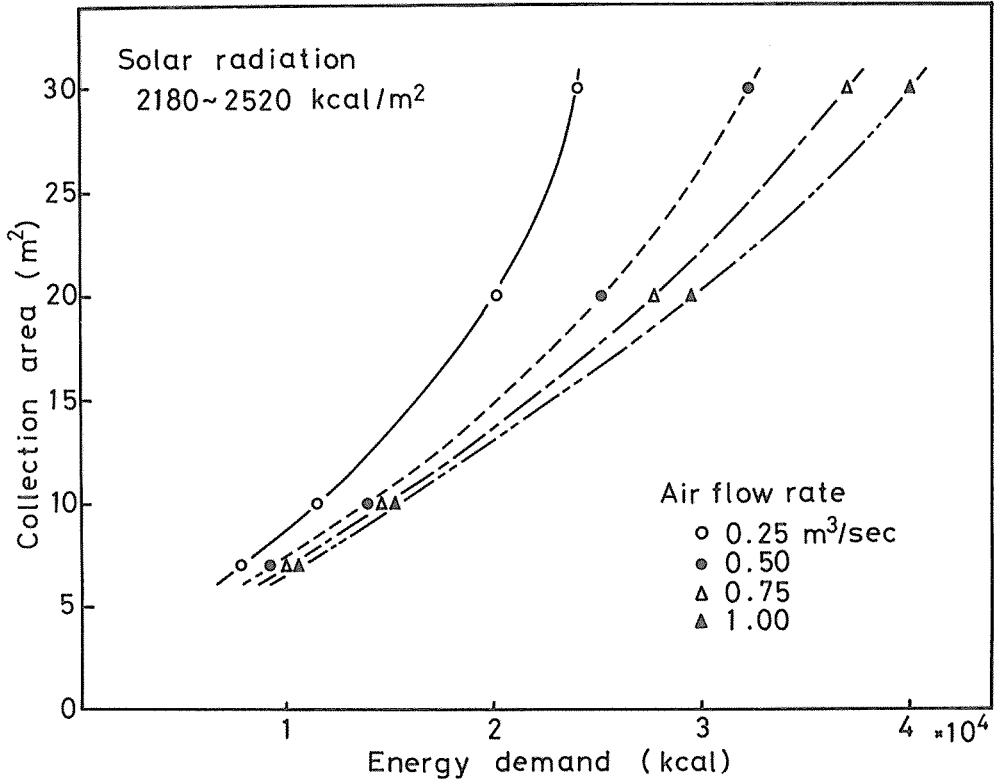
日射量が4,300 $kcal/m^2$ dayのとき

$$A = (3.3 + 1.20V) \exp\{5.6 \times 10^{-5} \exp(-0.781V) \times Q_g\} \dots\dots\dots (21)$$

である。

(20), (21)式を制限している日射量2,200~4,300 $kcal/m^2$ dayはわが国全地域における初乾燥が行なわれる8, 9, 10月の平均全天日射量範囲を含んでいる。従って、早期に乾燥が行なわれる地域や高い日射量の地域では(21)式をまた、普通植の地域や低い日射量の地域では(20)式を用いるとよい。しかし、太陽熱の変動性などを考えるとき、余裕をみて(20)式で推定するのが適切であろう。

例えば、送風量が0.35 m^3/sec で、必要熱量が20,000 $kcal$ であるときの集熱面積は(20)式より約16 m^2 , (21)式より約9 m^2 となる。



第19図 熱量と集熱面積との関係

V. 摘 要

(1) 太陽熱利用穀乾燥システムに適用するため、平板形コレクターを試作し、3種類の送風方式で送風量をかえて性能試験を行なった。

1) 集熱効率は送風量が大きいくほど高くなる。送風方式別にみれば、往復流れ形、両面流れ形、上面流れ形の順に効率は高かった。

2) 空気の上昇温度は送風量が大きいくほど小さくなる。送風方式別では、とくに往復流れ形が平均日射量 1.20 cal/cm²・min のもとで上昇温度 15°C 以上になった。これらのことから送風方式では往復流れ形がもっともすぐれていることがわかった。

(2) 太陽熱利用穀乾燥シミュレーションの一部としてコレクターモデルの数式化を行なった。空気、集熱板及びカバー温度の実測値とこのモデルで計算した値とを比較したが、よい一致がみられた。このモデルの有用性が認められた。

(3) このモデルを用いて、コレクター特性を予測するシミュレーションを行なった。その結果、

1) 集熱板温度は送風量が少なくほど高くなるが、集熱面積をかえてもほとんど変化しない。

2) 空気の上昇温度は送風量が少なくほどまた集熱面積が大きいくほど高くなる。

3) 集熱効率は送風量の増加に徒い増加している。これらのことは実験結果ときわめてよく一致し、コレクター特性の予測にもこのモデルは十分使用できることがわかった。

(4) シミュレーションの結果から、送風量と集熱量の関係を表わす式を集熱面積別に求めた。これより、送風量、集熱面積が与えられれば集熱量を計算できる。また、送風量別に表わされた集熱量と集熱面積の関係から、8月~10月の乾燥シーズンにおける日射量範囲で、集熱面積が推定できる式(20)、(21)を求めた。

なお、この研究は昭和54年度10月農業機械学会関西支部にて一部発表したものである。また、昭和54年度科学研究費補助金(一般研究C)の交付をうけて行なったものである。関係各位に厚く深謝する。

最後に、貴重な気象資料を提供していただいた本学附属農場藤山堯然教官、実験を手伝っていただいた元研究

生藤生利弘氏, 元専攻生木村圭三, 山田正美両氏に厚くお礼を申し上げます。

参 考 文 献

- (1) T. L. Thompson and R. O. Pierce; Where Does Solar Grain Fit? Solar Grain Drying Conference Proceedings, pp121-149, 1977.
- (2) H. H. Converse, G. H. Foster, D. B. Sauer; Low Temperature Grain Drying with Solar Heat. Trans. of the ASAE, Vol 22, No 1, pp 170-175, 1978
- (3) R. V. Morey, H. A. Cloud, R. J. Gustafson, D. W. Peterson; Evaluation of the feasibility of Solar Energy Grain Drying, Trans. of the ASAE, Vol 22, No 2, pp409-417, 1979.
- (4) 堀部和雄, 中川健治・省エネルギー穀物乾燥調製法に関する研究。農業機械学会第37回講演要旨, P176, 1978
- (5) 堀部和雄, 中川健治, 大下誠一, 長谷川啓光; ソーラードライヤーシステムに関する基礎的研究 (第3報), 農業機械学会第39回講演要旨, P83, 1980
- (6) 堀部和雄, 中川健治, 大下誠一, 長谷川啓光, 木村圭三, 山田正美; 同上 (第4報), 農業機械学会関西支部報, 第48号, pp105~106, 1980
- (7) 堀部和雄, 中川健治, 大下誠一, 長谷川啓光; 同上 (第一報), 三重大学農学部学術報告, 第59巻, pp137~148, 1979.
- (8) 中川健治; 太陽エネルギー利用による穀物乾燥, 農業及び園芸, 第54巻, 第1号, 1979.
- (9) 東京天文台編; 理科年表, 丸善, 東京, 1979.
- (10) G. E. Meyer; Evaluation of Solar Air Heating Collection System for Use in Grain Drying Using Computer Simulation. Winter simulation Conference, pp411-422, 1976.
- (11) P. W. Niles; Design and Performance of Air Collector for Industrial Crop Dehydration, California Polytechnic Univ., pp19-23, 1978.
- (12) G. J. Schoenau; The Potential of Solar Energy for Grain Drying in Western Canada, Saskatchewan Univ. pp33-49, 1978.
- (13) 前掲; (6)
- (14) 日本機械学会編; 伝熱工学資料, 日本機械学会, 1966.
- (15) J. A. Duffie, W. A. Beckman; Solar Energy Thermal Processes. John Wiley & Sons, p76, New York, 1974.
- (16) W. C. McAdams; Heat Transmission, 3rd ed. McGraw Hill, New York, 1954.
- (17) 藤本武助, 佐藤俊; 伝熱学概論, p144, 文献社, 1956.
- (18) 前掲; (8)
- (19) 堀部和雄; 穀物のソーラードライヤーシステム, 農業及び園芸, 第54巻, 12号, 1979.
- (20) R. O. Pierce, T. L. Thompson; Solar Grain Drying in the North Central Region-Simulation Results, Trans. of the ASAE., pp178-187, 1979.

Summary

- (1) The flat plate collector was produced for grain drying application. The performance tests were conducted with three type of air flow using various air flow rates.
 - 1) Collector efficiency increases as air flow rates increase. Among three types of air flow, the order of efficiency is first, the reversed flow type, followed by two-way flow type and the upper flow type.
 - 2) The air temperature rise decreases as air flow rates increase. Especially in the reversed flow type, air temperature rise beyond 15°C is attained when the average solar radiation is 1.2cal/cm²min. Thus, the results indicate that the reversed flow type offers the best performance of the three types of air flow.
- (2) The mathematical model of the solar collector was developed as one part of solar grain drying simulation. Simulation results for the temperatures of the absorbing plate, the cover and the air showed reasonable agreement with the experimental data. It was demonstrated that this model was reasonably valid for simulation studies of rise drying.
- (3) Then, the simulation model was used to predict collector performance. The results were as follows:
 - 1) Temperatures of the absorbing plate rise with an increase in the air flow rates and with a decrease in the collector area.

- 2) Air temperature is raised as air flow rates decrease and the collector area increases.
- 3) Collector efficiency increases with an increase in air flow rates.

These conclusions agree well with the experimental results, showing that this model can be also used for the prediction of collector performance.

- (4) Simulation results showed the expression of the relationship between air flow rate and the energy collected to the each collection area. Thus, if air flow rate and collection area are assumed, energy collection can be calculated. Then, the relationship of the energy collected and the collection area to air flow rates are shown in eqs. (21), (22). These can be used to predict the collection area when solar radiation is received in the drying season Aug. -Oct..