風力・太陽熱ハイブリッド利用暖房 システムのシミュレーション

正員 柿原 建樹 (豊橋技科大)

正員 水野 和宏 (豊橋技科大)

正員 東山 禎夫 (豊橋技科大)

正員 榎本 茂正 (豊橋技科大)

1. はじめに

最近、ソーラシステムを設置した集合住宅が各地に建設されるようになり、その有効性が評価されてきている。集合住宅のソーラシステム自体は、戸建住宅のそれと基本的に変わるところはないが、システム規模の大きさ、同時使用率などの点から経済性において一般的に有利である。

集合住宅のうち、4～5階建てのいわゆる中層住宅では、屋上に十分な面積で太陽熱集熱器が設置でき、それらは主として郊外に建設され、東西軸配置で南面の日照も十分に受けられるのが通例であって、ソーラシステムに対する物理的制約条件は少ない⁽¹⁾。

しかしながら暖房を目的とする冬季には日照時間は短く、かつ、太陽高度も低くなり夏季に比べて十分な太陽エネルギーが得られない。そのため、都市ガス、灯油、重油、電力などを用いた補助熱源機器を設置しなければならない⁽²⁾。幸い、12月から3月の冬季にかけて日本列島全体に西北西の季節風が強くなり、この風力エネルギーを利用すれば太陽エネルギーの低下を補える可能性が大きい⁽³⁾。すなわち、風力エネルギーと太陽エネルギーとの季節的相補性が期待でき、更には、補助熱源を風車で代替させることも可能である。

一方、我が国の風力発電に関する開発は欧米より遅れてはいるものの10 kW以下の小形風車が150基程

度建設され、着実な実績が積み重ねられている⁽⁴⁾。それらの中には、暖房に適した効率の良い直接熱変換風力利用装置も稼働している⁽⁵⁾。

本研究は、中層集合住宅に風力エネルギーを併用する太陽熱利用暖房システムを提案し、実際の気象データおよび現実の集合住宅の熱負荷を用いて、そのシステムの性能を検討している。それと同時に、システム各要素の最適規模を算定し、システム全体としての省エネルギー性を評価している。特に、風力エネルギーの本システムへの寄与の観点から、本システムを時間的にダイナミックなシステムとして、詳細なコンピュータシミュレーションを行なっている。

第2章ではシステムの基本的構成および動作を示すとともに、構成要素のモデルおよびその諸定数について述べ、第3章では採用した気象データとその特徴を論じ、第4章では太陽熱を単独で利用した場合と風力を併用した場合とのシミュレーション結果を示し、第5章では本システムの省エネルギー性と各要素の最適な値に言及し、第6章では得られた主な結果を記している。

2. ハイブリッドシステムの構成

<2.1> 風力併用太陽熱暖房システムの構成

標準的な太陽熱暖房システムに風車を介して得られる熱エネルギーを利用する風力併用太陽熱暖房システムの構成を図1に示す。このシステムの動作を次のように想定する。

(a) 太陽熱エネルギーを集熱器で、風力エネルギーを風車を介してそれぞれ取り込み、熱エネルギーとして一旦、貯熱用水槽(以下、蓄熱槽と呼ぶ)に蓄える。その際、集熱器の温度が蓄熱槽の温度より高いと

Simulation for a Wind-Solar Hybrid Heating System. By Tateki Sakakibara, Member, Kazuhiro Mizuno, Member, Yoshio Higashiyama, Member & Shigemasa Enomoto, Member (Toyohashi University of Technology Department of Electrical and Electronics Engineering)

柿原建樹: 正員, 豊橋技術科学大学電気電子工学系

水野和宏: 正員, 豊橋技術科学大学電気電子工学系

東山禎夫: 正員, 豊橋技術科学大学電気電子工学系

榎本茂正: 正員, 豊橋技術科学大学電気電子工学系

図1 風力併用太陽熱暖房システムの標準的モデル

Fig. 1. Standard model of wind-solar hybrid heating system.

きにのみポンプを作動させ、熱の移動を生じさせる。一方、風車からはそのときの出力に相当する熱エネルギーが蓄熱槽に入ってくる。

(b) 蓄熱槽で蓄えた熱エネルギーをポンプを用いて直接、住居に供給する。但し、蓄熱槽の温度が住居温度より低い場合には、この間での熱の移動はない。

(c) 住居温度が 20℃ に達するまでは、ポンプを作動させ住居に熱を供給する。20℃ を超えた場合にはポンプを止め熱の供給を停止する。

(d) 蓄熱槽から供給される熱量だけでは住居温度を少なくとも 15℃ に維持できない場合には、補助熱源を用いて 15℃ を維持するためにエネルギーを供給する。

(e) 住居の窓からはそのときの日射量に相当する熱エネルギーが住居に注がれる。

このような風力併用太陽熱暖房システムを動作が等価な電気回路に書き換えると図2のようになる。図中において、温度が電圧、熱流が電流、熱抵抗が電気抵抗、熱容量が静電容量に対応している⁽⁶⁾。また、スイ

I_{pc}: 入射太陽熱 (W)I_w: 風車出力 (W)I_a: 補助エネルギー (W)I_{pw}: 窓からの日射量 (W)T_c: 集熱器温度 (℃)T_t: 蓄熱槽温度 (℃)T_h: 住居温度 (℃)T_a: 外気温 (℃)C_t: 蓄熱槽熱容量 (kJ/℃)C_h: 住居熱容量 (kJ/℃)R_c: 集熱器熱抵抗 (h °C/kJ)R_t: 蓄熱槽熱抵抗 (h °C/kJ)R_h: 住居熱抵抗 (h °C/kJ)R_d: パイプの熱伝達抵抗 (h °C/kJ)

D: 逆流防止弁 (ダイオード)

図2 風力併用太陽熱暖房システムの等価回路

Fig. 2. Electrical equivalent circuit for wind-solar hybrid heating system.

表1 システム要素の諸量

Table 1. Characteristics of system elements.

集熱器	面積	0~78 m ²
	傾斜角	60°
	熱抵抗透過率	0.0008 h°C/kJ 0.844
蓄熱槽	熱抵抗	0.0398 h°C/kJ
	熱容量	3 m ³
暖房住居	熱抵抗	0.0002 h°C/kJ
	熱容量	175 MJ/°C

ッチ S_1 , S_2 は、それぞれ住居温度が 20℃ 以下および 15℃ 以下となったとき導通するサーモスタットを表している。本シミュレーションはこの等価回路に基づいている。

〈2.2〉 システム各要素の特性 本シミュレーションで採用した各要素の諸量を表1に示す。暖房対象住居は5階建ての集合住宅(3LDK)のうち1階から5階までの5戸分(暖房面積 230 m²)である。

住居から外気に流出する熱量の流れにくさを表す住居の熱抵抗は、放熱損失の逆数であり、次式で与えられる⁽⁷⁾。

$$R_h = \frac{1}{W_v + \sum_i k_i \cdot A_i} \quad (\text{h} \cdot \text{°C/kJ}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 W_v (kJ/h·°C) は換気による熱損失を、 k_i (kJ/h·°C·m²) は住居各部の単位面積当たりの熱貫流率を、 A_i (m²) は住居各部の表面積を表す。外気も室内空気も乾燥したものとし、顕熱による換気熱損失を考慮すると W_v は

$$W_v = n \cdot V \cdot C \quad (\text{kJ/h} \cdot \text{°C}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

で表すことができる⁽⁸⁾。ここで、 n (1/h) は単位時間当たりの換気回数、 V (m³) は暖房対象住居の容積、 C (kJ/m³·°C) は単位体積当たりの空気の比熱である。各数値として、 $n=2.2$, $V=600$, $C=1.21$ を採用した。対象住居に使用されている外壁、内壁、天井、床、窓などの部材の熱貫流率の数値は「冷暖房・空調ハンドブック」⁽⁹⁾ から引用し、部材の表面積は対象住居のそれらを実測することにより得た。

一方、住居の熱容量 C_h は住居内空間容積、使用されている部材の容積にそれぞれの比熱および密度を乗じて得た。表1に示す暖房住居の熱抵抗および熱容量の数値はこうにして得たものである。

集熱器は集合住宅の屋上に設置するものとし、集熱器面積は屋上の面積から算出し最大 78 m² とする。また、集熱器の傾斜角度は 60° で固定式とする。この値は暖房にエネルギーを最も必要とする2月における直達日射量が最大となるように、太陽の赤緯を考慮して

図3 風車モデルの出力-風速特性

Fig. 3. Relation between power output and wind speed of windmill model.

算定したものである。

集熱器受光面の日射透過率 k および集熱器の単位面積当たりの放熱損失熱量 U の数値は、実際に普及している平板形集熱器のカatalogデータから算定している。なお、集熱器の面積 A_c 、熱抵抗 R_c および U の間には次式が成立する。

$$R_c = \frac{1}{U \cdot A_c} \text{ (h}^\circ\text{C/kJ)} \dots\dots\dots (3)$$

また、蓄熱槽の熱抵抗 R_t および熱容量 C_t は次式で与えられる。

$$R_t = \frac{1}{\sum_i k_i' \cdot A_i'} \text{ (h}^\circ\text{C/kJ)} \dots\dots\dots (4)$$

$$C_t = m \cdot C_w \text{ (MJ/}^\circ\text{C)} \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 k_i' : 蓄熱槽部材の熱貫流率、 A_i' : 蓄熱槽部材の表面積、 m : 蓄熱槽の水の量、 C_w : 水の比熱である。蓄熱槽に関するこれらの数値も普及品の代表的なものを採用し、(4)、(5)式を用いて熱抵抗および熱容量の値を求めている。

風車の特性については図3のような出力-風速特性を仮想した。すなわち、風速の平均値 $\bar{V}$ を基準とし、カットイン風速 $V_c = 0.75 \bar{V}$ とし、風速が V_c を超えると出力が風速に対して直線的に増加し、風速が $V_r = 1.5 \bar{V}$ で出力が定格出力 P_r に達し、それ以上の風速に対しては出力が P_r になるように制御され、風速が $V_0 = 3 \bar{V}$ に達すると安全上停止する。このような特性は、現在稼働中の風車に関して、特に小形のものを除いておおむね適用可能である⁽¹⁰⁾。このような特性をもつ風車を介して得られる風力エネルギーが熱に変換され、蓄熱器に入るものとする。

3. 気象データ

風力エネルギー、太陽熱エネルギーおよび気温は時間的季節的に大きく変動する。従って、本システムを

図4 シミュレーションに用いた気象データ (豊橋, 1980年2月)

Fig. 4. Weather data adopted in simulation (Toyohashi, February 1980).

図5 夏季気象データの例(豊橋, 1980年8月)

Fig. 5. Example of summer weather data (Toyohashi, August 1980).

ダイナミックなシステムとして詳細なコンピュータシミュレーションを行なうためには、その基礎となる気象データを必要とする。月別の暖房負荷は年によっても異なるが、平年では2月が最大となる⁽¹¹⁾。愛知県豊橋市の1980年2月の気温、全天日射量および風速の1時間ごとのデータを1か月にわたってプロットしたものを図4に示す。

同図から次のことが言える。気温は昼過ぎにピークに達し、明け方に最低となる一日周期で変動するが、温度自体は 15°C 以下であり、住居内では常時暖房を必要とする。全天日射量の変動は、晴天である限り一日周期とした交流半波整流の様相を呈する。一方、風速は他の気象データの変動に比べて不規則性が大きい。しかし、詳細に見ると日中に強く、夜間に弱い一日周期で変動している傾向にある。このように風速、日射量および気温の3者は連動して変化する特徴がある。

風力・太陽熱エネルギーハイブリッド利用システムにとっては、風の弱いときに太陽エネルギーが強く、

太陽エネルギーが弱いときに風が強いことが望ましいので、上述の気象データの連動性は好ましくない。しかしながら、図5に示す夏季の気象データと比較すると、冬季は夏季に比べて日射量が低下する反面、季節風がかなり強くなっていることが分かる。従って、季節的観点から見れば、冬季における風力エネルギーと太陽熱エネルギーとの相補性が期待できる。

4. シミュレーション

各要素の温度および移動熱量の計算に用いる式を表2に示す。表2の式中の各記号は図2のそれらと対応する。シミュレーションでは、1時間ごとの気象データを読み込み、その状態が1時間継続するものとして移動熱量を算出し、得られた熱量から次の時間の各要素の温度を求める手法を採っている。

〈4.1〉 風力エネルギーを利用しない場合

図4に示す1980年2月の気象データのうち、全天日射量と気温を入力させた場合のシミュレーションの結果を図6に示す。同図は風力エネルギーを利用せずに太陽熱のみを利用した場合に取り込まれた太陽熱エネルギー、消費された補助エネルギーおよび住居温度の1か月間の変動を示している。なお、1時間ごとの全天日射量をIEA法⁽¹²⁾により、直達日射量と散乱日射量とに分離し、そのときの太陽の赤緯、時角、高度および集熱器の傾斜角度の幾何学的関係から、集熱器

表2 シミュレーションに用いる計算式
Table 2. Equations used in simulation.

パイプの熱伝達抵抗: $R_d = 1 / \{ (\text{ポンプ流量}) \times (\text{水の比熱}) \}$
パイプ内を移動する熱量: $I_d = (T_h - T_l) / R_d$
T_h : 高温側の水温
T_l : 低温側の水温
集熱器から蓄熱槽へ入る熱量: $I_{st} = (T_c - T_l) / R_d$
住居に入る熱量: $I_h = (T_l - T_h) / R_d$
蓄熱槽温度: $T_l = T_l' + \{ I_{st} + I_w - I_h - (T_l' - T_d) / R_l \} / C_l$
但し、 T_l' は1時間前の T_l
住居温度: $T_h = T_h' + \{ I_h - (T_h' - T_d) / R_h \} / C_h$
但し、 T_h' は1時間前の T_h

図6 太陽熱エネルギーのみで暖房した場合のシミュレーション結果

Fig. 6. Simulation results for solar heating system without windmill.

図7 風力・太陽熱ハイブリッドシステムで暖房した場合のシミュレーション結果

Fig. 7. Simulation results for wind-solar hybrid heating system.

で得られる太陽熱エネルギーを算定している。

図6から次のようなことが分かる。住居の温度は設定した温度範囲 15~20°C に収まっているが、設定下限温度 15°C になる時間が28日のうち延べ7.1日間に及んでいる。一方、補助熱源が動作する時間は、毎日、蓄熱量の温度が低下する0時付近から太陽熱エネルギーが増大するまでの時間帯であり、延べ動作時間は9.8日に及ぶ。23日以降は気温も上昇するため、補助熱源が動作する時間は短くなっている。また、補助熱源が動作する時間帯は、住居温度が暖房下限値 15°C を呈する時間帯にほぼ等しい。

〈4.2〉 風力エネルギーを併用した場合

太陽熱だけを利用する暖房システムでは、図6から明らかなように、住居の温度が暖房設定範囲の下限値 15°C に維持される期間が長い。その間、補助熱源が動作しなければならないため、そこで消費されるエネルギーは多大となる。

次に図4(c)で示される風速の時系列データに定格風速 5 m/s、定格出力 10 kW の風車を設置し、その出力が蓄熱槽に熱エネルギーとして供給される場合のシミュレーションを実行した。その結果を図7に示す。同図(a)はそのときの風力エネルギー、(b)は太陽熱エネルギーでこれは図6(a)と同一である。(c)は補助エネルギー、(d)は住居温度の時間的変動を示している。風力が併用された場合、住居温度が暖房下限値 15°C を呈するのは28日中6日間だけで、延べ時間は1.33日と約4.7%であり、その間だけ補助熱源が動作している。この補助熱源を必要とする気象環境は、風力エネルギーまたは太陽熱エネルギーが十分強くない場合である。風が弱いために補助熱源を要する日が、3, 7, 8, 14日であり、日射が弱いために補助熱源が動作するのは1, 19日である。

図7を見ると、全期間にわたり住居温度は暖房設定範囲に収まっており、暖房上限値および下限値にとどまる時間も短く、このシステムはほぼ最適な動作を呈していることが知れる。このように風力エネルギーを利用することにより、補助熱源をほとんど使用せずに暖房できる。

5. 風力併用による省エネルギー効果の検討

本システムの有効性を決定する要素としては、ポンプ、蓄熱槽、集熱器および風車が挙げられる。このうちポンプおよび蓄熱槽は風力エネルギーおよび太陽熱エネルギーの取り込みに直接関係せず、取り込まれたエネルギーをいかに効率よく住居の暖房に利用するかに関係している。

〈5.1〉 ポンプ流量 定性的には、ポンプ流量を少なくすれば集熱器から蓄熱槽、蓄熱槽から住居室内へのエネルギーの供給が十分でなくなり、逆に多くすれば熱量の流れは十分となるが、ポンプ流量をむやみに多くすればよいというものではない。そこで、本シミュレーションを用いて蓄熱槽容積をパラメータとして住居の暖房に供する正味の熱量すなわち暖房熱量とポンプ流量との関係を求めたところ図8のようになった。同図における暖房熱量は暖房負荷で規格化してある。この暖房負荷とは、住居温度を暖房上限温度 20℃に維持するのに必要な熱量で、次式で与えられる。

$$I_r = (T_{\text{set}} - T_a) / R_h - I_{pw} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 I_r : 暖房負荷、 T_{set} : 20℃、 T_a : 外気温、 R_h : 住居の熱抵抗、 I_{pw} : ガラス窓を通過して住居に入ってくる太陽熱エネルギーである。

図8から、暖房熱量はポンプ流量の増大とともに最初増加するが、ポンプ流量が約 3 m³/h を超えると飽

図8 暖房熱量とポンプ流量との関係
(集熱器面積: 78 m², 風車定格出力: 10 kW)

Fig. 8. Relation between auxiliary heating quantity and rated output of windmill for various areas of solar heating collector.

図9 補助エネルギーと蓄熱槽容積との関係
(集熱器面積: 78 m², ポンプ流量: 3 m³/h)

Fig. 9. Relation between auxiliary energy and heat tank volume (Collector area: 78 m², Pump flow rate: 3 m³/h).

和する傾向にあることが分かる。従って、本シミュレーションにおいては、ポンプ流量を 3 m³/h とする。

〈5.2〉 蓄熱槽容積 蓄熱槽容積に関しても、より小さいものがよいのであるが、さりとてエネルギーを効率よく取り込めないようでは困る。そこで本シミュレーションを用いて、種々のパラメータの下で蓄熱槽容積 10~50 m³ の範囲で暖房に供する補助エネルギーを計算した。その一例を図9に示す。この図から、蓄熱槽容積の増大とともに補助エネルギーは減少する傾向にあるが、20 m³ 以上では減少割合が少なくなっていることが分かる。従って、本シミュレーションでは蓄熱槽容積を 20 m³ とする。

〈5.3〉 集熱器面積と風車定格出力 集熱器の性能を決めるものは、透過係数、損失係数および集熱面積である。このうち、透過係数および損失係数は集熱器の機種による差はほとんどない。太陽熱エネルギーの取り込みに最も影響を及ぼすのは集熱面積である。

一方、風車の性能はカットイン風速、定格風速、カットアウト風速および定格出力により評価される。このうち、前の3者はシステムが設置される風況に適するようにそれらの値を決めることができるが⁽¹³⁾、定格出力は対象とする暖房システムの規模によって決定されねばならない。

風力併用太陽熱暖房システムにおいては、どのような風車の定格出力と太陽熱集熱器面積とが対象とする暖房規模に適しているかを算定する必要がある。そのため本シミュレーションを用いて、種々の集熱器面積に対して風車定格を変化させた場合の暖房エネルギーを計算した。その結果を図10に示す。同図においてパラメータとしての集熱器面積を零から対象としている集合住宅の屋上の面積 78 m² まで変化させた。集熱

図 10 種々の集熱器面積の下での暖房熱量と風車定格出力との関係

Fig. 10. Relation between heating quantity and rated output of windmill for various areas of solar heating collector.

図 11 種々の集熱器面積の下での補助エネルギーと風車定格出力との関係

Fig. 11. Relation between auxiliary heating quantity and rated output of windmill for various areas of solar heating collector.

器面積が零、すなわち風力だけで暖房する場合、暖房熱量は風車定格出力にほぼ比例して増大している。この直線を外挿して暖房熱量 95% と交わる点の風車定格出力は約 29 kW であり、風車のみで暖房を実施するような場合には、29 kW 以上の定格出力をもつ風車を設置しなければならないことになる。一方、風車定格出力が零、すなわち、縦軸の数値は太陽エネルギーのみで暖房を行なった場合の暖房熱量の値を示している。例えば、集熱器面積が 78 m² のときは、暖房負荷の 57% を太陽熱エネルギーのみで賄えることになる。集熱器面積が 39 m² 以下の場合、暖房熱量は風車定格出力にほぼ比例して増加しているが、集熱器面積が 58.5 および 78 m² の場合は暖房熱量が頭打ちになっている。このことは風車定格出力をある値以上にしても効果がないことを意味している。その値は集熱器面積 A が 78 m² のとき 14 kW、 $A=58.5$ m² のとき 18 kW である。

一方、本システムの評価は暖房に必要な補助エネ

ルギーを用いて表すことができる。図 11 は種々の集熱器面積の下で風車定格出力を変化させた場合の補助エネルギーの値を求めたものである。風力エネルギーおよび太陽熱エネルギーをできるだけ多く利用するという観点からすると、補助エネルギーが少ないほどよい。図 11 から、風車定格出力が増大していくと補助エネルギーが減少していき、ある値以上の風車定格出力では補助エネルギーの値が零になっていることがわかる。従って、補助熱源を全く使用しないシステムを構成しようとするならば、むやみに風車定格出力を大きくすればよいというわけではなく、そのときの集熱器面積に対応する最小の風車定格出力が存在することになる。例えば、その値は $A=19.5$ m² のとき 18 kW、 $A=39$ m² のとき 14 kW、 $A=58.5$ m² のとき 10 kW、 $A=78$ m² のとき 8 kW と、集熱器面積が広くなるにつれて最小風車定格出力の値は減少する。

従来の太陽熱利用暖房システムは、(太陽熱エネルギー)+(補助エネルギー)の利用から成り立っており、図 11 において各曲線と縦軸との交点が暖房に必要な集熱器面積と補助エネルギーとの関係を与えている。本論文で対象としている風力・太陽熱ハイブリッド利用暖房システムは、(太陽熱エネルギー)+(風車エネルギー)、またはこれに(わずかな、補助エネルギー)を加えたものから成り立っている。従って、図 11 は従来の太陽熱利用暖房システムの補助熱源を風力で代替させた場合の補助エネルギーと風車定格出力との関係、すなわち風力と補助熱源との相補性を表現しているものと理解してもよい。

6. ま と め

本論では、冬季における風力エネルギーと太陽熱エネルギーとの季節的相補性に着目し、風力・太陽熱ハイブリッド利用暖房システムを提案した。更に、このシステムの有効性を検討するため、中層集合住宅を暖房の対象とし、風速、日射量および気温の時系列データを用いて、暖房を最も必要とする 2 月の 1 か月にわたって計算機シミュレーションを行なった。得られた主要な結果を以下に示す。

(1) 風力を利用しないで、5 層の集合住宅の屋上全面 (78 m²) に設置した太陽熱集熱器のみで 5 戸分の住居を暖房する場合、室温は設定下限温度 15℃ にとどまることが多く、かつ、補助熱源の使用頻度は全期間の 35% に達する。

(2) 定格出力 10 kW の風車を併用した場合、住居室温は設定温度範囲 15~20℃ に保たれ、しかも補助エネルギーをほとんど必要としなくなった。それゆ

え、大幅な省エネルギー効果が期待できる。

(3) 種々の集熱器面積の下で、風車定格出力を変化させて暖房に必要な補助エネルギーを算定したところ、その値はある定格値以上の風車では零となった。このことは太陽熱エネルギーおよび風力エネルギーのみで暖房可能であることを意味している。補助熱源を必要としなくなる風車の定格出力の値は、集熱器面積にもよるが 8~20 kW の範囲にある。

本論文では、ケーススタディとして標準的な中層集合住宅を対象に愛知県豊橋市の気象データを用いてシミュレーションを行なったが、住居の諸元および該当する地域の気象データさえ入手できれば、この風力・太陽熱ハイブリッド利用暖房システムの効果が評価できる。

(昭和 59 年 9 月 26 日受付)

文 献

- (1) 田中:「集合住宅ソーラーハウス」エネルギー・資源, 3,

No. 1, p. 55 (昭 57)

- (2) 朴・笠井・鈴木:「タウンハウスにおける太陽熱冷暖房シミュレーション」エネルギー・資源, 4, No. 1, p. 67 (昭 58)
- (3) 光田・林:「日本における風のエネルギーの評価」天気, 26, No. 10, p. 583 (昭 54)
- (4) 科学技術庁:「我が国の風車利用」昭和 56 年 8 月
- (5) 関・清水・成田:「直線翼固定ピッチ垂直軸風車用直接熱変換システムの研究」風力エネルギー, 8, No. 1, p. 10 (昭 59)
- (6) D. Doan: "Computer Simulation of a Solar-Energy System", *BYTE*, 6, No. 7, p. 158 (1981)
- (7) 日本太陽エネルギー学会:「太陽エネルギーの基礎と応用」p. 166 (昭 48) オーム社
- (8) 井上:「空調ハンドブック」p. 58 (昭 53) 丸善
- (9) 堀橋, 他:「冷暖房・空調ハンドブック」p. 28 (昭 45) 誠文堂新光社
- (10) V.D. Hunt: "A Handbook on Wind Energy Conversion Systems", *Van Nostrand Reinhold*, p. 171 (1981)
- (11) 東京天文台編纂:「理科年報」p. 気 12 (昭 59) 丸善
- (12) 日本太陽エネルギー学会:「太陽エネルギーの基礎と応用」p. 28 (昭 48) オーム社
- (13) M. Diesendorf & G. Fulford: "Optimal Value of the Rating Speed of a Wind Generator", *Wind Engineering*, 3, No. 1, p. 62 (1979)