国立防災科学技術センター研究報告　第6号　1971年3月

551.584.9:551.586:631.544 (52)

栽培用ハウス内温度環境の予測と制御に関する研究

岩切　敏

国立防災科学技術センター第1研究部異常気候防災研究室

Prediction and Control of Temperature Environment Inside the Glasshouse

By

Satoshi Iwakiri

National Research Center for Disaster Prevention, Tokyo

Abstract

Microclimatic environment in the glass- or vinylhouse is experimentally studied for deducing empirical formulae in relation to meteorological conditions outside the house and to architectural parameters of the house. The data of heat balance are used to determine sensible heat transfer coefficient by which the temperature regime inside the house is expressed. Stationary and non-stationary models are examined for the prediction of temperature regime inside the house. Climatological studies on heat balance are also made for elucidating the applicability of the methods controlling the temperature regime in the house, in relation to the geographical and annual variations of agroclimatic elements in Japan.

The total of net radiation for daylight hours inside the house increases in proportion to the daily total of short-wave radiation outside or inside the house, and these relations are approximated. The value of heating coefficient characterizing the heat or radiation balance inside the house is 0.03 and this value is smaller than those obtained for cultivated and uncultivated lands.

Heat balance analysis and temperature observations of the vinylhouse mulched by polystyrol plate (3 cm thick) show that the intensity of soil heat flux at the floor plays an important role in the development of temperature regime inside the house, and that more accurate evaluation of soil heat flux is necessary for determining the heat balance characteristics of the house.

Three mathematical approaches, namely, the analytical model of temperature change, the stationary models with and without consideration of ventilation and the non-stationary model are examined for the prediction of temperature regime inside the house. Assuming the reasonable values of meteorological and architectural parameters, these approaches are made to the relationship between the temperature regime and parameters such as net radiation, ventilation rate, heat transfer coefficient, dryness and so on. Numerical experiments show that the above-mentioned approaches give plausible results as to the temperature regime inside the house.

An empirical relation for predicting the cooling degree-hour at temperatures above an arbitrary critical temperature is obtained by processing the data of diurnal change of air temperature inside the glasshouse. Cooling load of the glasshouse for summer season is determined by the heat balance method. In the soil-air heat exchange method, the length of the underground pipe, which is necessary for cooling of the inside temperature, varies with materials of the pipe and with temperature differences in temperatures of air and soil.

目　次

緒　言 …… 3
第１章　ハウス微気候に関する研究の現況 …… 4
第２章　ハウス微気候に関する実験的研究 …… 8
　第１節　ハウスの構造と測器 …… 8
　第２節　気温環境の特徴 …… 9
　第３節　放射環境の特徴 …… 15
　第４節　湿度環境の特徴 …… 19
　総　括 …… 21
第３章　ハウスの熱収支特性 …… 23
　第１節　熱収支式と構成要素 …… 23
　第２節　ガラス室の熱収支 …… 24
　第３節　ビニールハウスの熱収支 …… 26
　第４節　熱交換パラメータの推定 …… 36
　総　括 …… 40
第４章　ハウス温度環境の予測に関する研究 …… 42
　第１節　温度環境の解析的研究 …… 43
　第２節　定常モデルによる密閉ハウス温度環境の数値実験 …… 45
　第３節　換気を考慮した定常モデルによる温度環境の数値実験 …… 67
　第４節　非定常モデルによる温度環境の数値実験（通常差分法を利用した場合） …… 73
　第５節　非定常モデルによる温度環境の数値実験（マトリックスを利用した場合） …… 81
　総　括 …… 88
第５章　ハウス内の温度環境制御に関する熱収支気候学的研究 …… 91
　第１節　可能上昇温度の推定 …… 91
　第２節　冷房負荷の決定 …… 95
　第３節　温度制御法とその効果 …… 99
　総　括 …… 116
要　約 …… 118
参考文献 …… 126
要　約（英文） …… 132

緒　言

比較的小規模面積の微気候改良の手段として，古くから主としてソ菜園芸の分野において，油紙等によるトンネル，フレームが使用されてきた．戦後，合成化学工業の発達にともなって，合成樹脂フィルムが比較的安価に入手できるようになり，半永久的な施設としてのガラス温室のほかに，ばく大な面積におよぶビニールハウス等が，農業の各分野で気象コントロールの手段として利用されるようになってきた．その利用面積は今後益々増加する傾向にあり，1棟当りの床面積も，管理技術の発達につれて漸次拡大されてきている．しかも個々の面積の拡大ばかりでなく，作物の栽培管理に関連した微気象の制御技術は自動化が進み，栽培全体が一種の工場生産体系に近い形になっていくことが予想される．

このような趨勢の中で，より安全にしかも効率的に作物を栽培するには，外部気象条件およびハウスの構造との関係で内部微気象を効果的に制御するシステムの開発が必要である．このためには内部気象環境成立の物理的メカニズムの解明ならびに，それらに関与している様々な物理的パラメータに関する精確な情報が必要である．しかしながら，これらの知識はまだ十分とはいえないようである．

これらの要請にこたえるためには，従来からおこなわれているいわゆるハウス微気象観測による実験的研究のほかに，理論的モデルの設定による数値実験的研究を強力に進める必要がある．このような観点から，本研究の後半では数値解析的研究が主としておこなわれている．

第1～5章において説明される研究内容はつぎのようである．

第1章においては，ハウス微気象形成に関与している各要素についての，種々の角度からの既往の研究の概要が述べられ，問題点についての論議がおこなわれている．

第2章では，ガラス室とビニールハウスに関する微気象観測資料からえられた，内部気象状態の外部気象資料による推定のための経験則を中心にして述べられている．

第3章では，実験資料をもとにしてえられたハウスの熱収支特性ならびに熱交換パラメータの推定について説明されている．

第4章では，種々の角度からの理論的モデルの設定と，それの数値計算からえられる各気象パラメータならびに構造要因の，ハウス内温度環境成立に対する定量的役割が解明されている．またここではハウス内気温の簡便な予測法についても説明されている．

第5章では，前章でえられた内部気象予測法をもちいて推定された可能上昇温度と，それからえられる冷房負荷量の地域的変化が述べられている．また各種の温度制御法の評価がおこなわれ，制御に必要なエネルギー量について農業気候学的研究がおこなわれている．

本研究を行なうにあたり，懇切な御指導，御校閲をいただいた九州大学農学部教授武田京一博士，同教授田辺邦美博士，同助教授坂上務博士，同助教授松井健博士，実験の実施に多大な便宜を与えていただいた農業技術研究所気象科長谷信輝博士，終始懇切な御指導，御援助をいただいた同気象科物理第1研究室長内嶋善兵衛博士の各氏に対し心から感謝します．

また終始暖かい御指導，御援助をいただいた国立防災科学技術センター所長寺田一彦博士，第1研究部有賀世治部長，第3研究部長菅原正巳博士，御校閲ならびに有益な御助言をいただいた第1研究部異常気候防災研究室長小沢行雄博士，報告書作成にあたり御援助いただいた資料調査室小野沢由雄室長，実験あるいは数値計算にあたり多大の御援助をえた異常気候防災研究室井上君夫技官，このほか多くの関係者各位に対し深く感謝します．

第1章　ハウス微気候に関する研究の現況

測定機器の開発（たとえば簡易型純放射計，超音波風速・温度計）ならびに電子計算機の普及にともなう数値シミュレーション法の応用によって，ガラス室，ビニールハウスの　気象および作物生育に関する実験的・理論的研究は急速な進展を示しつつある．

ハウス微気象は一般接地微気象の影響下に形成されるものであるが，構造物の存在によって後者とは際立った差異を示す気象現象である．したがってその研究は多岐にわたっているが，これら既往の研究は内容別につぎのように分類できるであろう．

（1）被覆資材そのものの光学的，熱的特性に関する研究，
（2）放射収支ならびに温室効果の出現機構に関する研究，
（3）温・湿度，蒸発散ならびに炭酸ガス環境を中心にした実験的研究，
（4）放射，温度，湿度ならびに炭酸ガス環境の予測に関する研究，
（5）ハウス内気象の制御に関する研究，
（6）生産技術のシステム化に関する研究．

上述のように分類された各分野の研究について，以下順に説明していくことにする．

（1）被覆資材そのものの光学的，熱的特性に関する研究

プラスチックフィルムの導入以前に，フレームとかホットキャップの被覆資材としてもちいられていた油紙（温床紙），グラシン紙，セロファン紙，パラフィン紙などの紙類とガラスおよびプラスチックフィルム（ビニール，ポリエチレン）などの物理的特性（日射透過率，透湿率，通気率，CO_2透過率）の比較研究が鈴木（1953），上原・磯崎（1953），内島・三原（1954，1955），金関・宮川（1954），金関（1954），羽生（1955），三原・大沼（1957），大沼（1961）などによっておこなわれている．

これらの研究結果を要約すると，日射透過率は油紙（温床紙），60～70%；セロファン紙，80～90%；パラフィン紙，約70%；ビニール，70～90%；ポリエチレン，60～90%となっている．透湿率は油紙（温床紙）8～12；グラシン紙，0.07 g/m²·hrとなっている．

通気度の1指標である通気抵抗は温床紙の場合50～100 mm H_2Oであり，この程度の通気性は保温にほとんど影響しないことが明らかにされている（内島・三原，1954）．被覆材の日射透過率と透湿率によって規定される被覆下の蒸発量は，露地の蒸発量に対比して油紙，40%；ガラス，40～60%；ビニール，0～20%となっている．これらの測定値は，室内実験あるいは野外のトンネル，フレームなどについてえられたものである．

プラスチックフィルムの透光特性については，Trickett, Goulden（1958），Hanson（1963），蓑原・高梨（1965），金関（1968），高橋（1969）などの研究がある．Hanson（1963）はとくに長波長域の透過率に着目し，被覆下での純放射量（有効長波放射量）$_iS$と芝生上の純放射量$_oS$をもちいて，つぎのようにして決定されるプロテクションインデックス（P. I.）による被覆材の放射特性の評価をおこなっている．

$$\text{P. I.} = 100 \times \left(1 - \frac{{}_iS}{{}_oS}\right) \%.$$

それによれば，ポリエチレン，26%；ポリスチレン，63%；ガラス，93%であり，とくにポリエチレンの長波長放射に対する透過率が大きい（抑制率が小さい）

蓑原ら（1965）の測定データによれば，ビニールハウスの放射透過率は赤外域，55～70%；可視域，40～75%；紫外域，40～50%となっている．高橋（1969）は酢酸ビニール，ポリエチレン，塩化ビニールなどの波長別透過率測定のほかに，拡張力，引裂き強度などの力学的特性の実験的研究もおこなっている．

上述の諸研究によって明らかにされた被覆材の光学的特性を示す数値は，とくに最近の大気の汚れとも関連して，経時変化量が大きいため実用上それを一定値としてとり扱うことには疑問がある．これらについては第2章においてさらに詳細に検討される．

（2）放射収支ならびに温室効果の出現機構に関する研究

温室効果は，ガラスが長波長域放射に対して不透過性であることを基礎とし，放射収支だけから説明され

ていた．しかしこれでは昼間における内部気温の上昇を説明することはできない．Kondratev (1956)，矢吹・今津 (1961)，内島 (1964) は，ガラスの光学的特性（短波長域放射の透過率は70～80%と大きいが，長波長域放射に対しては不透過性であること）によってひきおこされるいわゆる“温室効果”は，短波長放射エネルギーの占める比重が小さい日の出直後と日没直前ならびに夜間にのみ存在することを明らかにしている．昼間におけるハウス内の温度上昇は，地表面から上部気層への顕熱・潜熱拡散が被覆資材によって大幅に抑制されていることによるものである．内部気層の熱交換パラメータについては，第3章および第4章において検討される．

Schulze (1955) は短波放射透過率の構成要因を，短波放射の組成（直達短波放射と散乱短波放射）とそれぞれに関係する構造要因をもってあらわすことを考え，これを透過係数 (daylight coefficient) と名づけている．これは普通もちいられている短波放射の透過率を，より詳細な構成要因であらわそうとする点に特長がある．

ガラス室，プラスチックハウスなどの放射環境については，Waggonner (1958)，Edwards, Moulsley (1958), Whittle, Lawrence (1959), Ubing (1961), Edwards, Lake (1965)，小倉 (1967, 1968)，岩切 (1969) などの報告がある．

Ubing (1961) はガラス被覆下と野外の放射測定から，被覆下の放射状態を推定する経験的関係式を求めており，岩切 (1969) も新築ガラス室の長期観測から，ハウス内放射状態に関する実験式を報告している．これについては第2章において詳細に説明される．

Edwards ら (1965) は直達・散乱太陽放射の透過率についての詳細な年間測定をおこなっており，小倉 (1967, 1968) は放射透過率をフレーム減光率，ガラス減光率，汚れ減光率の積から求めている．

このような構造物内における昼間の放射収支決定には，野外の場合とことなり，種々の面積密度をもつフレームの影の測器示度に対する影響の評価が，実際上かなり難かしい問題となっており，測定誤差が野外の場合よりも大きくなることはさけられない．

わが国で使用されているビニールハウス・ガラス室の放射環境の測定資料，とくに長期間にわたるものは非常に少ない．

（3）温・湿度，蒸発散ならびに炭酸ガス環境を中心にした実験的研究

ここに含まれるものは，単なる観測事例の報告にとどまっているものから，熱収支解析までおこなわれているものまで内容は多岐にわたっている．その主要なものとしてつぎの報告があげられるだろう．

Renard (1956) は室内気温が外気温より低下する現象のあることを指摘している．これについては内部気温の予測に関する章においてその現象発生の臨界条件についての吟味がなされる．

熱収支的考察も加えた実験的研究としては，Whittle, Lawrence (1960)，矢吹・今津 (1961), 瀬尾 (1962)，杉・高倉 (1965), 東海近畿農試 (1970) などがある．Whittle ら (1960) は東西棟が南北棟のガラス室より気温，地温ともに高いこと，風速0における総括的熱伝達係数が 1.36×10^{-4} ly/sec °C であることを明らかにしている．矢吹・今津 (1961) は夏季条件下での密閉・無栽植ガラス室の熱収支特性を明らかにしており，杉・高倉 (1965) は模型ハウスについての実験的研究をおこなっている．

ビニールハウスについては，多くの観測資料があると考えられるにもかかわらず，まとまった報告は非常に少ない．瀬尾 (1962) は実際栽培条件下でのビニールハウス微気象の総合観測をおこない，詳細な観測データと熱収支解析結果について報告している．

ハウス内外壁面，床面における熱交換パラメータについて考察を加えたものには Hiller (1957), Siebert (1962)，内島・岩切 (1969)，北村 (1969) などがある．ハウス内部の熱交換パラメータは熱収支的考察から導かれるものが多く，外壁面でのそれは風速の関数として示されることが多い．

いずれにしてもこれらの熱交換パラメータは一定の数値をとるものではないので，個々のハウスについて決定された値をそのまま他に適用することはできない．このような事情を考慮すると，多大な労力を要する観測・実験によらない数値モデルによる数値実験をさらに活用していくことが必要であろう．これらについては第4章において説明される．

ハウス内の湿度，蒸発散についての研究はあまり多くない．Morris ら (1957, 1962) は重量法によるハ

ウス内作物の蒸発散量測定値と，ハウス内に入射した蒸発当量換算放射量の比の経験的関係を求めている．それによるとトマト，1～1.4；レタス，0.44～0.48；カーネーション，0.23～0.89である．またハウス内の水平面全短波放射量の50%を蒸発散当量放射量とみてよいとしている．

わが国では小倉（1969），東海近畿農試（1970），宮崎農試（1968）によって，作物別の蒸発散測定がおこなわれている．内島・岩切（1969）はハウス内の湿度条件が異なる場合における蒸発計蒸発量測定をおこない，露場内の蒸発計蒸発量との比較をおこなっている．これについては第4章で説明される．

炭酸ガス環境については，Morris ら（1954）がハウスの換気とトマトのCO_2最大消費について報告している．飯塚（1957）はHaldne空気分析器によるCO_2濃度測定をフレーム，ホットキャプ，露場栽培のキュウリについておこなっているが，そこでは光合成量の大小との関係についてはふれられていない．

炭酸ガス濃度調節装置（矢吹・牛山，1965）の開発以後，矢吹ら（1967）による実験的研究が続けられている．いわゆる炭酸ガス施肥についてのまとまった報告はみあたらないようである．

（4）放射，温度，湿度ならびに炭酸ガス環境の予測に関する研究

放射ならびに湿度条件は内部温度環境に大きな影響を与えるので，これらを切離して予測することは意味がない．このことを考慮すると，熱収支法が内部気温予測の有力な手段となる．

Businger(1963)は熱収支式を基礎として，ガラス室の温度上昇と気象要素ならびに構造要素との定量的関係を明らかにした予測式を提案している．内島（1964）は，その紹介とともに，若干修正した式をもちいて温度上昇と気象パラメータの関係について報告している．それ以後，熱収支を基礎とした研究が，Walker（1965）高倉・杉（1965），内島（1965，1967），高倉（1967），北村（1967），高倉・立花ら（1968），岩切（1969），三原（1969），内島・岩切（1970）などによって報告されている．これら各予測式の特徴点については，第4章においてさらに詳しく説明される．

炭酸ガス環境の予測は，光合成理論と炭酸ガス収支を基礎としており，内島（1966），矢吹（1967），高倉（1967）などの報告がみられる．ハウス内微気象の予測と制御に関する研究も，究極的にはこの分野の研究と結びつけられ，より高度の生産技術体系の確立に寄与しなければならないであろう．

（5）ハウス内気象の制御に関する研究

ハウス内気象の制御は，上述のように，作物生産の究極の目的である作物の光合成を促進する環境条件をつくり出すことにある．したがって制御技術の開発も，そのような観点から進められねばならないのであるが，現状は内部気温の制御のみにとどまっている．

ハウスの暖・冷房をおこなうには，まず暖・冷房負荷の決定が必要である．川勝（1962），内島（1968）は，暖房負荷のデグリーアワーによる計算をおこなっている．噴霧冷却方式の場合の冷房負荷について矢吹（1964）は，床面純放射量の50%に床面積を乗じた熱量であらわす経験的関係を使用している．岩切・内島（1970）は，冷房負荷をデグリーアワーであらわす簡便法を提案し，農業気候学的計算をおこなっている．

冷房技術とその効果については，Kelly ら（1955）の水を使用した冷房に関する研究，Carpenter ら（1959）のfan-and-pad方式と高圧ミストによる冷房方式の比較研究，矢吹（1964）の噴霧冷却方式の冷房設計，玉井（1965）のシャワー式冷房装置に関する実験的研究，中川（1967）による pad-and-fan 方式の冷房に関する研究がある．また独特な温度調節方式として，山本（1966）による地中—空気熱交換法の実験的研究がある．

暖房については，Businger（1963）による pipe heating とradiative heatingについての総説がある．わが国では暖房機器についての総合的研究は非常に少ない．

試験研究用 growth chamber, phytotronの制御については西川（1957）の概説があり，ソビエトではKurets（1969）による各種制御法の研究がある．

上述のことからわかるように，冷房法の研究は気化冷却法を中心としておこなわれており，他の方式についての吟味は十分なされていないように思われる．

（6）生産技術のシステム化に関する研究

上述の(1)～(5)項で説明してきた研究は，より各論的な研究の性格をもっている．それに対しここで述べようとするのは，今後強力に進められなければならない研究分野であり，既往のハウスならびに作物生育に関

する実験的・理論的研究結果を総括して，直接生産の場に寄与することを目的とするものである．

当面の目標としては，あらゆる外部気象条件に対応して高位生産の確保が可能な，気象環境の制御方式の確立が必要である．そのためには当然各種の制御機器のほかに，大量の情報処理・判断・命令をおこなう電子計算機の生産現場への導入が必要となる．このような総合的な環境の自動制御については，わが国では，現在端緒についたばかりである．アメリカでは，研究用温室の自動制御に関する研究が大型の電子計算機を使用してすでにおこなわれている（Selçuk, 1970）．

第1章総括

ハウス内微気候の予測と制御に関する，農業気象学の分野における既往の研究を，内容別に分類し検討を加えた．

（1）被覆資材そのものの光学的，熱的特性に関する研究

ハウス構成上もっとも重要な物理的特性である日射透過率について多くの報告がある．プラスチックフイルムの長波長域透過特性を示す指標として，Protection Index （P.I.）が提唱されており（Hanson, 1963），とくにポリエチレンの長波長放射抑制率が小さいことが明らかにされている．これらの光学的特性には経時変化がみられ，とくに汚れによる特性変化が大きいので，それを一定値としてとり扱うことには疑問がある．

（2）放射収支ならびに温室効果の出現機構に関する研究

温室効果出現の臨界条件について，放射収支による研究がおこなわれ，温室効果は短波長放射エネルギーの占める比重が小さい，日の出直後と日没直前ならびに夜間にのみ存在することが明らかにされている．透過率の構成要因について二，三の研究がみられる．わが国の場合，放射環境についての資料はまだ十分ではない．

（3）温・湿度，蒸発散ならびに炭酸ガス環境を中心にした実験的研究

熱収支解析を目的とした実験的研究は比較的多いが，気温成立機構との関連づけは弱いように思われる．ハウス内・外壁面，床面における熱交換パラメータについて考察を加えたものとして数例の報告がある．熱交換パラメータは実験的推定法による以外に，数値モデルによる推定も一つの接近法であると考えられる．蒸発散および炭散ガス環境についての報告は比較的少ない．

（4）放射，温度，湿度ならびに炭酸ガス環境の予測に関する研究

熱収支法を基礎とした温度予測に関する研究が，Businger（1963）以後数多く出されているが，ほとんどは定常モデルによるものである．炭酸ガス環境の予測については，ごく少数の報告しかみられない．

（5）ハウス内微気候の制御に関する研究

現在の制御技術の範囲は，温度の制御にとどまっており，とくに実用技術の分野では暖房法に開発研究の主力が注がれている．農業気象の分野でとりあげた暖冷房の研究は非常に少ない．

（6）生産技術のシステム化に関する研究

既往の理論的・実験的研究を総括し，環境の自動制御を通じて生産技術の体系化をはかるものであるが，これを目的としてなされた研究はわが国ではまだない．

上述のことからわかるように，今後の主要な研究分野は（4），（5），（6）項にあると考えられる．

第2章　ハウス微気候に関する実験的研究

ガラス室，ビニールハウスなどの環境研究の当面の主題は，外部気象データによる内部環境の予測法の精度向上と，環境制御効率の向上をはかることである．しかしそれに必要な基礎的資料は，まだ十分にえられているとはいえない．これは実際規模のハウスを，長期間自由に観測目的にそって使用する機会が，容易にえられないことが原因の一つとしてあげられる．

本章では研究の第1段階として，新築の密閉ガラス室の気温，湿度，放射環境についてえられた長期間観測資料を，内部環境の予測に利用できるような形で整理した結果について述べることにする．わが国で使用されているハウスについての，このような長期間の総合的気象観測資料は非常に少ない．

第1節　ハウスの構造と測器

微細気象の総合観測にもちいたガラス室は，東京都北区西ケ原農業技術研究所構内に設置されているもので，棟の方位は東西方向となっている．第2.1図に示されているように，形状は半円屋根型2連棟，大きさは間口 10.5 m，長さ 22.6m，床面積 237m² である．ハウスの構造特性をあらわす指標としてもちいられる保温比（$R = A_f / A_w$）は 0.53である．

床面は砂利とコンクリート平板ブロックでしきつめられており平坦である．内部の使用管理状態は，木製台車上の実験用ポケットの搬出入時以外は密閉されており，上下開放式天窓，腰窓等はすべて密閉された．付属設備としてガラス洗浄用パイプが屋根についており，ガラスの汚染度に応じて適時洗浄をおこなった．

測器は第2.1図のようにガラス室内部に配置されている．温・湿度測定は，ガラス室内の7カ所（高さ 130 cm）でおこなった．中央の1カ所では，高さ 60 cmと 250 cmを加えて，通風式ニッケル抵抗温度計による温・湿度の鉛直分布測定と，ニッケル抵抗地温計による0，5，20 cm深さの地温測定をおこなった．

長・短波放射はFunk型純放射計，上下示差式全短波放射計，農試電試式日射計を中央にセットし，出力を電子管式ミリボルト計に記録させた．外部気象については，ガラス室から約30 cmはなれた気象露場内において 130 cm高さの気温，湿度と芝生上の純放射測定をおこない，ガラス室屋上では水平面日射量の測定をおこなった．測定はガラス室完

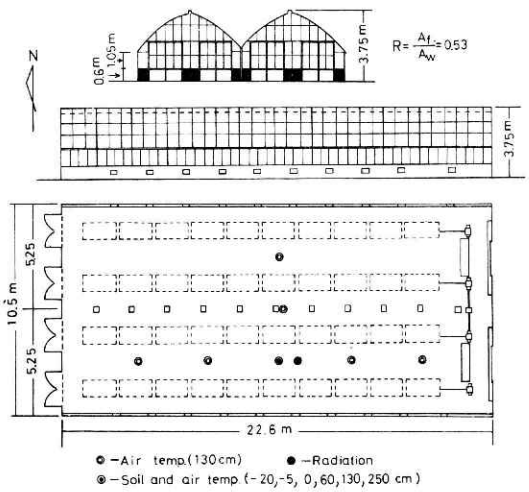

Fig. 2.1 Structural layout of Natl. I. A. S. glasshouse and instrumentation.

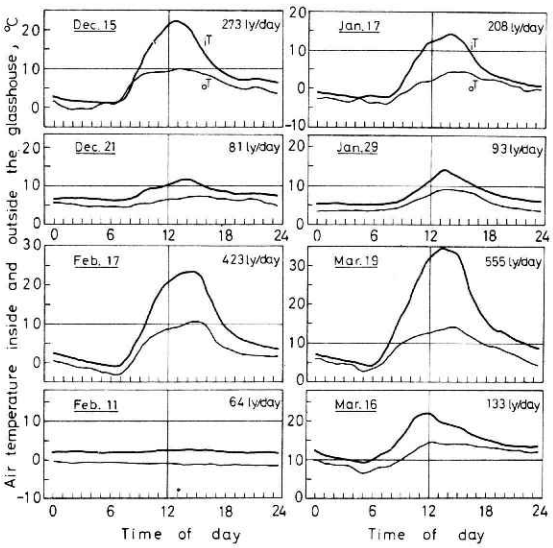

Fig. 2.2 Diurnal variation of the air temperature inside and outside the glasshouse. $_iT$ and $_oT$ denote the mean air temperatures inside and outside the glasshouse, respectively.

成直後の1966年11月から，1967年4月までの約6カ月にわたっておこなった．

第2節　気温環境の特徴

ハウス内気温${}_iT$は外気温${}_oT$，純放射量${}_iS$，地中熱交換量${}_iB$，保温比R，熱交換パラメータ（内壁面顕熱伝達係数${}_ih$，外壁面顕熱伝達係数${}_oh$，総括熱伝達係数h_t，換気顕熱伝達係数h_{ad}），ならびにボーエン比βなどの関数として成立し，日変化・季節変化をする．ここでは長期観測によってえられた内部気温（変化）の特徴と気温形成に関与している他の気象要素との関連について説明する．

（1）内部気温の日変化

第2.2図には，冬季間の種々の気象条件下における内部気温の日変化の典型的な例が，外気温の日変化と対比して示されている．図中右上の数字は屋外の水平面全短波放射量である．この図からつぎのようなことがわかる．

a）室内気温日変化の振幅は，日射量の多い晴天日には外気温のそれにくらべてかなり大きい．これはハウス内部に拡散係数の小さい気層が形成されるため，床面での熱の再配分としての顕熱のうち，内気層の昇温に充当される割合が多くなるためであろう．

b）日最高気温の出現時刻は概して室内気温の方がわずかに早く，報告されているような（矢吹，1961）内部の最高気温の出現時刻が，外気温のそれよりおくれるような例はみられない．内気温の最高起時は，純放射量の日変化と密接に関係している．

c）2月11日の大雪の条件下においても，内・外気温差は2°C以上に保たれている．この場合の唯一の熱供給源は地中からの伝導熱量であり，ハウスの保温機構を考える上で地中熱交換量がきわめて重要な意味をもっていることがわかる．

d）12月15日の例にみられるような，早朝から日の出時刻ごろにかけての内外気温の逆転は，実際の規模のハウスではきわめてまれにしかみられない．この現象の出現には，前日までの地温状態（地中貯熱量）が密接に関係している．

（2）気温の半旬平均値の冬季間変化

第2.3図に示されている半旬平均最高気温$\langle {}_iT_{\max}\rangle$, $\langle {}_oT_{\max}\rangle$，半旬平均最低気温$\langle {}_iT_{\min}\rangle$, $\langle {}_oT_{\min}\rangle$は，30分間平均よみとり値の日最大，最小値を基礎にしたもので，記録紙上の瞬間的な極値の半旬平均値ではない．

密閉状態下での内部気温の上昇度は，そのハウスの構造特性，地理的変異をもつ外部気候特性との関連を明らかにする上でまず第一にとりあげるべき初歩的な問題である．しかしこの種の基礎的資料は，これまでわずかしかえられていない．第2.3図に示されている各要素について以下順に説明していくことにする．

最高気温　$\langle {}_iT_{\max}\rangle$は$\langle {}_oT_{\max}\rangle$の時期的変化によく対応した変化を示している．両者の差$\langle \Delta T_{\max}\rangle$は弱い日射条件にもかかわらず，かなり高いレベルにあり（7～16°C），約10°C付近にもっとも高い出現頻度がある．$\langle \Delta T_{\max}\rangle$と屋外水平面日射量の半旬平均値$\langle {}_oT_s\rangle$との間には密接な関係があり，それはつぎのようにあらわすことができる．

$$\langle \Delta T_{\max}\rangle = 2 + 0.035\ \langle {}_oR_s\rangle\ ^\circ\mathrm{C}. \tag{2.1}$$

ただし$\langle {}_oR_s\rangle$は ly/day の単位でとられている．

日最高気温の出現に，より密接に関連していると推定される日射量日変化曲線上の最大値（最大フラックスの半旬平均値$\langle R_f\rangle$と$\langle \Delta T_{\max}\rangle$との関係はつぎの式であらわされる．

$$\langle \Delta T_{\max}\rangle = 14.4\ \langle R_f\rangle\ ^\circ\mathrm{C}. \tag{2.2}$$

ここで$\langle R_f\rangle$は ly/min であらわされている．

日射量の日最高フラックスは雲量との関係で，その出現時刻が$\Delta T_{\max}$の出現時刻と対応しない場合も含まれるので，R_fに若干の修正を施した場合における$\Delta T_{\max}$との関係について検討する．

個々の日の日射量日変化曲線が，実際の日照時間τの間に単純な正弦曲線であらわされると仮定すると，見かけの日最高フラックスR_f'と月合計日射量$\sum R_s$の関係は，つぎのようにあらわすことができる．

$$\sum_{\text{day}} R_s = R_f' \int_0^{\tau} \sin\ \omega t\ \mathrm{d}\tau, \tag{2.3}$$

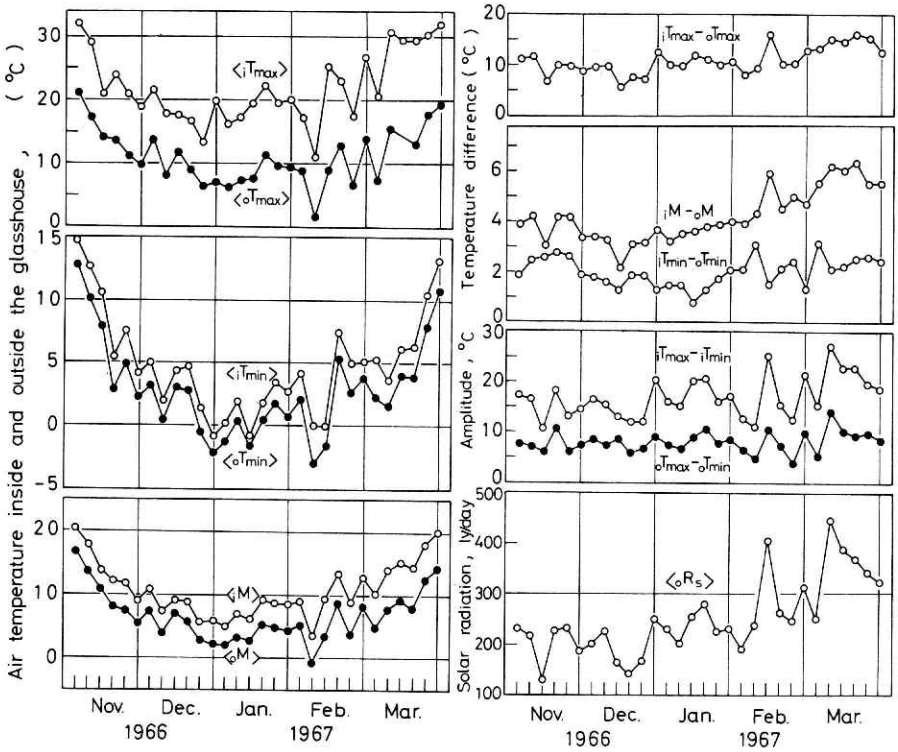

Fig. 2.3　Seasonal variations of the air temperatures and the solar radiation. $\langle {}_{i}T_{\max} \rangle$, $\langle {}_{i}T_{\min} \rangle$ and $\langle {}_{i}M \rangle$ show 5-day means of the maximum, minimum and mean air temperatures inside the glasshouse, respectively. $\langle {}_{o}T_{\max} \rangle$, $\langle {}_{o}T_{\min} \rangle$ and $\langle {}_{o}M \rangle$ show the respective 5-day means outside glasshouse.

$$\therefore\ R'_{\tau} = \frac{\pi}{2\tau} \sum_{day} R_s \quad \text{ly / min.} \tag{2.4}$$

ここで　$\omega = \pi / \tau$，時角．

この関係からえられたR'_{τ}と$\Delta T_{\max}$との関係はつぎのように近似できる（第2.4図参照）．

$$\langle \Delta T_{\max} \rangle = 2.0 + 14.4 \langle R'_{\tau} \rangle \ ^{\circ}\mathrm{C}. \tag{2.5}$$

上記の (2.1), (2.2), (2.5) 式をもちいると，最高気温と日射量に関する気候データから，ハウス内の最高気温を近似的に推定することができる．

最低気温　無加温ハウスの最低気温は外気温のそれに接するため内外気温差 $\langle \Delta T_{\min} \rangle$ は $\langle \Delta T_{\max} \rangle$ にくらべれば一般にかなり小さい．第2.3図右側に示されているように，$\langle \Delta T_{\min} \rangle$ は約2 °Cである．これは，中川 (1968) がビニールハウスでえた内外最低気温差1～2 °Cとよく一致し，矢吹ら (1961) が乾燥した床面をもつ密閉ガラス室について夏季にえた2～3 °Cにくらべるとわずかに小さい．しかし高倉 (1967) が報告しているような夜間における内外気温差の逆転現象は，まえにも述べたように例外的にしかみられなかった．

このようなハウス内外気温差を論じる場合には，床面の状態の差異についての吟味が必要であり，普通の栽培条件下のハウスでは，地中熱交換量が極端に小さくなる（たとえば，厚いしきわら，悪天候の連続などの原因で）頻度は低いと考えてよいであろう．

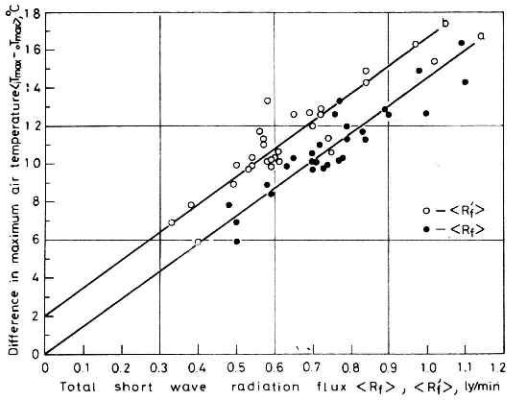

Fig. 2.4 Relationships between 5-day means of the difference of maximum air temperetures, $\langle \Delta T_{max} \rangle = \langle {}_{i}T_{max} - {}_{o}T_{max} \rangle$, and short-wave radiation flux at noon. $\langle R_f \rangle$ and $\langle R_f' \rangle$ denote respectively 5-day means of short-wave radiation flux at noon and that calculated by the assumption that diurnal change of short-wave radiation is approximated by a simple sine curve.

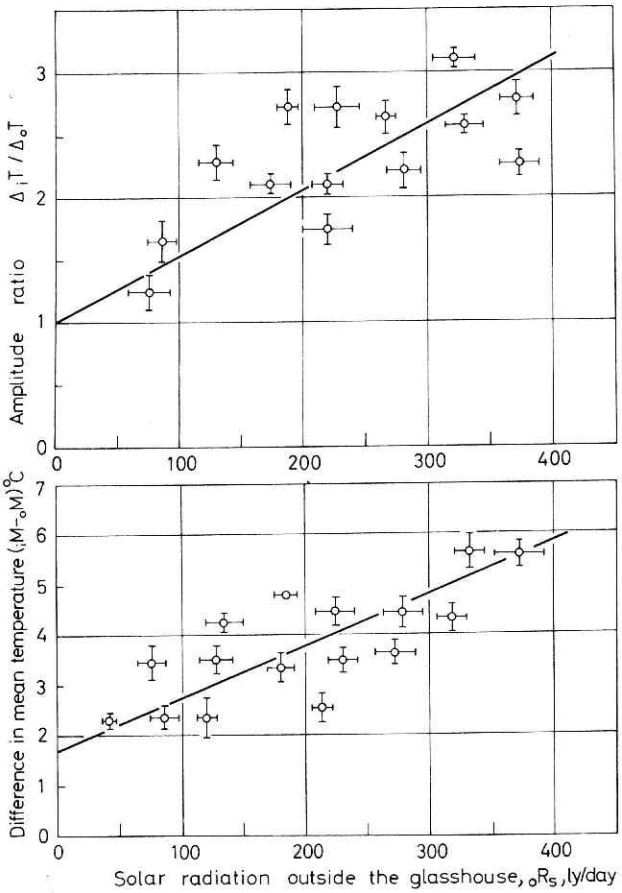

Fig. 2.5 Dependence of amplitude ratio of air temperature and the difference of mean air temperature on solar radiation.

日平均気温　第2.3図左下段に示されている内，外平均気温（${}_iM$，${}_oM$）の半旬平均値は，30分間平均よみ取り値を基礎としたものである（$\sum_{n=48} {}_iT_n/48$，$\sum_{n=48} {}_oT_n/48$）．

日平均気温を最高，最低気温から求めた場合〔$({}_iT_{\max}+{}_iT_{\min})/2$，$({}_oT_{\max}+{}_oT_{\min})/2$〕と比較してみると，外気温の場合には両者はほとんど一致し，実際上平均化回数による差異は認められなかった．しかし室内気温の場合には，明らかに最高，最低気温による場合（${}_iM'$）の方が大きな値を与える．両者の関係はつぎのようにあらわされる．

$$ {}_iM' = 1.4 + 1.09\,{}_iM \quad ^\circ\mathrm{C} \tag{2.6}$$

これは冬季間の温度範囲において，${}_iM'$が平均約10%過大な平均気温を与えることを示しており，ガラス室やビニールハウスなどの温度観測とその整理にあたって留意しなければならない点である．

平均気温の内外差の半旬平均値〈${}_iM - {}_oM$〉は，第2.3図右側にみられるように2～6°Cの範囲にある．2月以降には日射量が増大し$\Delta T_{\max}$が増大したため，平均気温の内外差もそれに対応して大きくなっている．夜間の内外気温はほぼ一定に近いことを考えると，〈${}_iM - {}_oM$〉の大小は昼間の気温差に密接な関係をもつ屋外水平面日射量 ${}_oR_s$ と一定の関係をもつことが期待される（第2.5図下段）．

$$ ({}_iM - {}_oM) = 1.7 + \frac{1.05}{100}\,{}_oR_s \quad ^\circ\mathrm{C}. \tag{2.7}$$

この関係は日射量の増加にともなって，内部気温と外気温の日平均値の差がゆるやかに増加していくことを示している．

気温の日較差　上述の説明から当然予想されるように，これは内部の方が大きく10～25°Cに達している．これに対して外気温の日較差は，変化範囲が小さく5～10°Cとなっている．内気温の日較差の時期的変化は，外気温のそれの変化によく対応している．

この気温日変化の振幅比（$\Delta_i T/\Delta_o T$）と日射量の関係が，第2.5図上段に示されている．これは昼間における気温上昇度の比に近い関係を示すものであり，したがって風速条件の差異などの影響も含まれた結果としての比率と ${}_oR_s$ との単純相関関係を示している．

$$ \frac{\Delta_i T}{\Delta_o T} = 1 + \frac{0.53}{100}\,{}_oR_s. \tag{2.8}$$

ここで ${}_oR_s$：日合計日射量 ly/day．振幅比は日射量の増加にともなって急速に増加し，300 ly/dayで約2.5に達する．

（3）夜間における気温降下度と外部要因

夜間における内部気温は，主として外気温ならびに外壁面での有効放射と関連しながら，時間的に変化し最低気温に達する．そこでまず，室内外気温の降下度（日没時気温と翌朝の最低気温の差）を比較し，両者間の関係を検討する．

第2.6図左に示されているように，外気の気温降下度が4～10°Cの範囲にあるのに対し，内部気温の降下度は5～12°Cの範囲にありわずかに降下度が大きい．内部気温降下度 ${}_iT_{\mathrm{fall}}$ と外気温の降下度 ${}_oT_{\mathrm{fall}}$ との関係は，つぎの式であらわすことができる．

$$ {}_iT_{\mathrm{fall}} = 0.7 + 1.27\,{}_oT_{\mathrm{fall}} \quad ^\circ\mathrm{C}. \tag{2.9}$$

この ${}_iT_{\mathrm{fall}}$ はハウスの暖房負荷に関係する量であるが，これはまた温室の構造特性を示す一指標とも考えられる．(2.9) 式中の係数1.27と定数0.7は，外壁面有効放射量，地中熱交換量，被覆材の総括熱伝達係数に関係する量であることは明らかである．

第2.6図右には，${}_iT_{\mathrm{fall}}$ と気象露場の芝生上での純放射量の夜間平均値〈${}_oS$〉$_n$，ならびに室内での純放射量の夜間平均値〈${}_iS$〉$_n$との関係が示されている．〈${}_iS$〉$_n$はその変化の幅が小さいため，${}_iT_{\mathrm{fall}}$との関係は直線に近い．〈${}_oS$〉$_n$との関係はつぎのように近似することができる．

$$ {}_iT_{\mathrm{fall}} = 1.23 + 1.37\langle {}_oS\rangle_n - 0.042\langle {}_oS\rangle_n^2. \tag{2.10}$$

ただし〈${}_oS$〉$_n \geqq 2\times10^{-2}$ ly/min.

屋外での有効放射の増加に直線比例的に ${}_iT_{\mathrm{fall}}$ が増加しないのは，ガラス外表面温度が外気温にくらべて

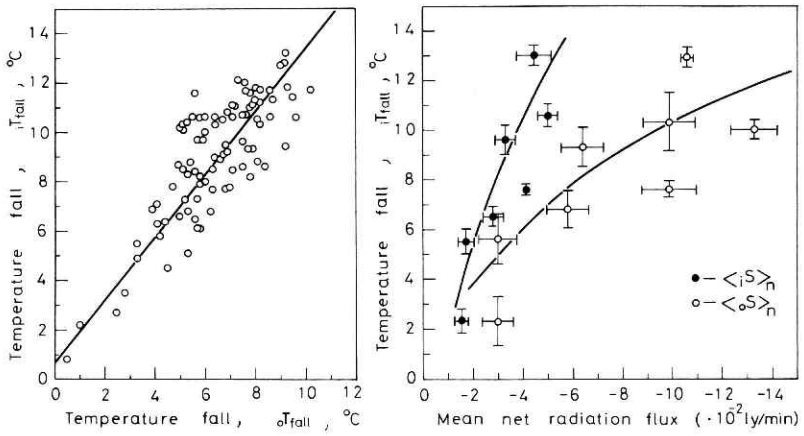

Fig. 2.6 Dependence of the night fall of inside air temperature ($_iT_{fall}$) on that of outside air temperature ($_oT_{fall}$) and net radiation fluxes $\langle {}_iS \rangle_n$, $\langle {}_oS \rangle_n$. $\langle {}_iS \rangle_n$ and $\langle {}_oS \rangle_n$ indicate the means of net radiations ($F \cdot 10^2$ ly/min) during night measured inside the glasshouse and in the enclosure, respectively.

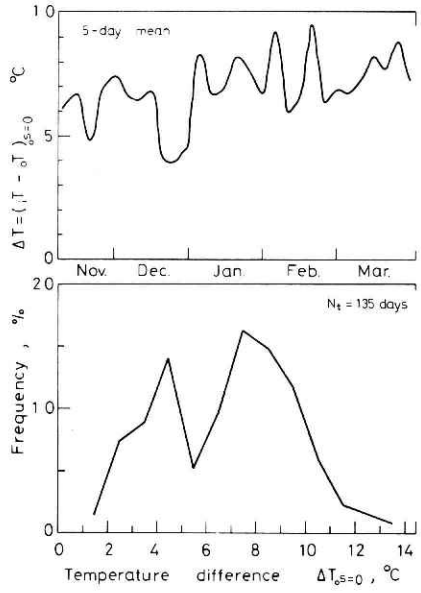

Fig. 2.7 Top : Seasonal change of temperature difference $\Delta T = {}_iT - {}_oT$ in the case of net radiaion of 0.0.
Bottom : Frequency distribution curve of ΔT.

小さくなり，外気からガラス面への顕熱伝達による放射冷却の緩衝作用が働くためであろう．

第 2.7 図によれば，屋外での水平面純放射量が 0 となるときの内外気温差は，冬季間の 135 日の統計値から大体 6～8 °C の間にあるとみてよいようである．

${}_oS = 0$ のときの内外気温差を $\Delta T_0 = ({}_iT_{max} - T_0)$ とおくと，${}_iT_0 = {}_oT_0 + \Delta T_0$ となる．${}_iT_{fall} = ({}_iT_0 - {}_iT_{min})$ であるから，これに上の関係を入れると，翌朝の最低気温は形式的にはつぎのようにあらわされる．

$${}_iT_{min} = {}_oT_0 + \Delta T_0 - {}_iT_{fall}.$$

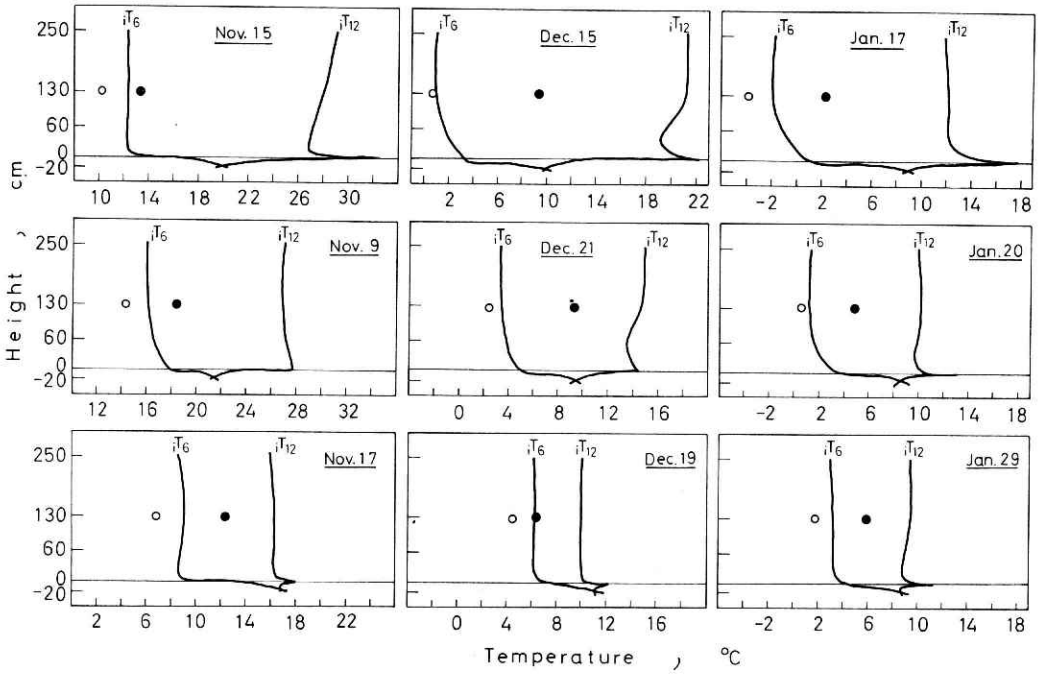

Fig. 2.8　Temperature profile in the glasshouse. T_6, T_{12} : profiles at 06 and 12 JST.　White and black circles show the outside temperatures at 06 and 12 JST.

（4）気温分布の特徴

ハウス内気温は，床面積が大きい場合には水平的位置による差が生じ，周壁に近い位置がより低温である．その差異は昼間に大きく夜間には小さくなる．

鉛直方向の温度分布は，ハウスの熱交換一保温機構とより密接な関係をもっているので，実測値について検討を加えることにする．

第2.8図には11，12，1月の中で日射量の多い日（上段），中程度の日（中段），少ない日（下段）の6時と12時の地・気温分布が示されている．これによると，日射量の多い日の昼間にはハウス上部に高温域が形成されるが，その場合でも上下の気温差は2～3℃程度である．

日射量が少なくなるにつれて昼間における受熱型温度分布が，移行型に近い温度分布になることがわかる．最低気温の出現時刻にあたる6時の温度分布は完全な放射型となっており，地中と床面近くでの温度傾度は大きいが，それ以上の高さでは温度傾度はほとんどなく，外気温（130 cm高さ）にくらべて室内気温は1～2℃高くなっている．この時刻における地温の傾度は約6℃/20 cmもあり，無加温ハウスでのただ一つの熱供給源として重要な意味をもっていることがわかる．

一般に物体の表面温度測定は困難である．そこでこの室内気温の鉛直分布と関連して，床面温度${}_{i}T_s$とガラス内面温度 ${}_{i}T_w$との差を，放射収支測定から推定することを試みる．

床面における単純な放射バランス式は，つぎのようにあらわすことができる．

$$ {}_{i}S = (1-a)\ t_m \cdot {}_{o}R_s - 4\sigma\ {}_{i}T^3({}_{i}T_s - {}_{i}T_w). \qquad (2.11) $$

ここで ${}_{i}S$：ハウス内床面の純放射ly/sec；a ：床面アルベド（0～1.0）；　t_m：日射透過率（0～1.0）；
${}_{o}R_s$：屋外日射量 ly/sec；　${}_{i}T$：ハウス内気温　℃；　${}_{i}T_s$：床面温度　℃；　${}_{i}T_w$：ガラス内面温度℃．
したがって温度差$\Delta T = ({}_{i}T_s - {}_{i}T_w)$ はつぎのようにあらわされる．

$$ \Delta T = \frac{(1-a)\ t_m \cdot {}_{o}R_s - {}_{i}S}{4\sigma\ {}_{i}T^3} \quad ℃. \qquad (2.12) $$

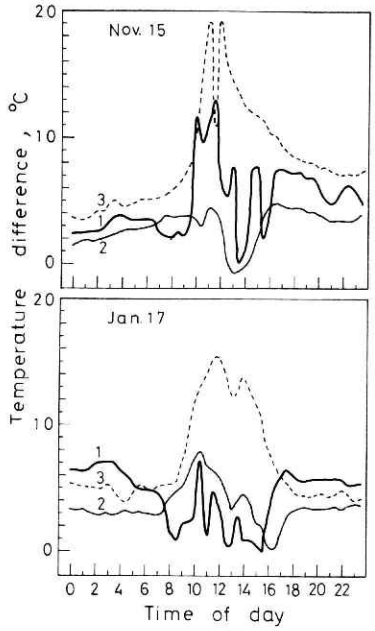

Fig. 2.9 Diurnal change of the temperature difference between inside surface of glass wall and floor surface. 1: ${}_iT_s - {}_iT_w$; 2: ${}_iT_s - {}_iT_{250}$; 3: ${}_iT_s - {}_oT_{130}$. ${}_iT_s$: temperature of floor surface; ${}_iT_w$: temperature at the inside surface of wall; ${}_iT_{250}$: temperature at the height 250cm in the house; ${}_oT_{130}$: temperature at the 130-cm height outside the house.

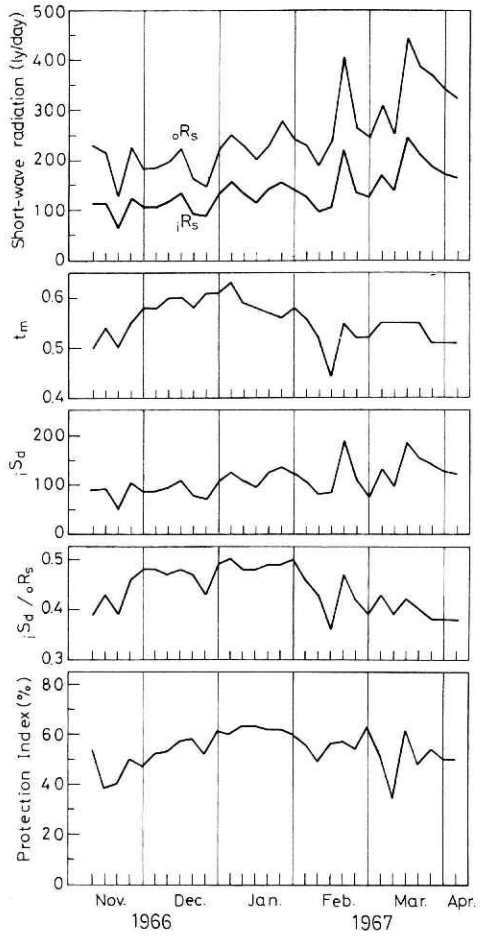

Fig. 2.10 Seasonal variations of 5-day mean solar radiation inside and outside the glasshouse (${}_iR_s$, ${}_oR_s$), transmission coefficient (t_m), net radiation inside the glasshouse during daytime(${}_iS_d$), ${}_iS_d/{}_oR_s$ ratio and of protection index (P.I.).

(2.12) 式による計算値が，第2.9図に太線(1)で示されている．内壁面温度の実測をしていないため，対照値として床面温度と250 cm高さの内部気温 ${}_iT_{250}$ との差(2)，ならびに床面温度と外気温 ${}_oT_{130}$ との差(3)が示されている．

昼間には短波放射の項が加わり変動が大きいため，十分はっきりしたことはわからない．よく晴れた夜間には，$({}_iT_s - {}_iT_u)$ は6～7℃に達し $({}_iT_s - {}_oT_{130})$ に接近する．この値は，卜蔵 (1969) の測定結果に近い値であり，あとで説明されるハウス内温度環境に関する，数値実験の結果とほぼ一致している．

第3節　放射環境の特徴

ハウス内床面における放射収支は，短波長域，長波長域ともにその壁面，床面等における多重反射を考慮するとかなり複雑となる．しかし一般にはつぎのような要素を考慮すれば実際上十分と考えられる．

すなわち，短波放射に対しては内壁面と床面の反射係数を考慮し（小倉，1968），長波放射域についてはその反射成分を無視すると，床面での放射バランスはつぎのように近似することができる．

$$ {}_iS = \frac{{}_oR_s \cdot f}{1 - \gamma_{gs} \cdot a}(1-a) + 4\varepsilon\sigma\,{}_iT^3({}_iT_w - {}_iT_s) . \qquad (2.13) $$

ここで ${}_iS$：床面純放射量　ly/min；${}_oR_s$：屋外全短波放射量 ly/min；a：床面での短波放射反射係数で2次反射係数も同じと仮定；

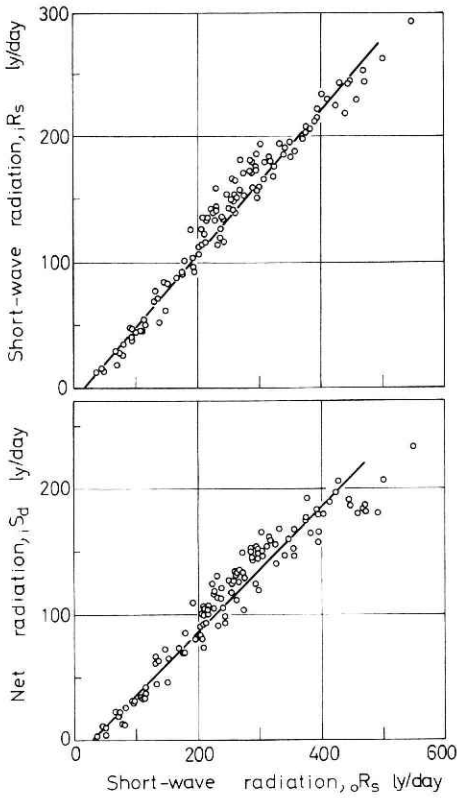

Fig. 2.11 Relations between $_iR_s$, $_iS_d$ and $_oR_s$.

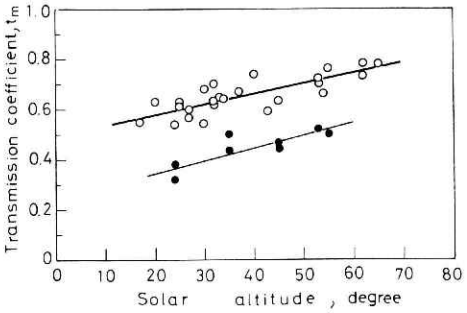

Fig. 2.12 Dependence of transmission coefficient (t_m) on solar altitude. White circles: values calculated by the author (on fine days); black circles: values by Ogura (on cloudy days, 1968).

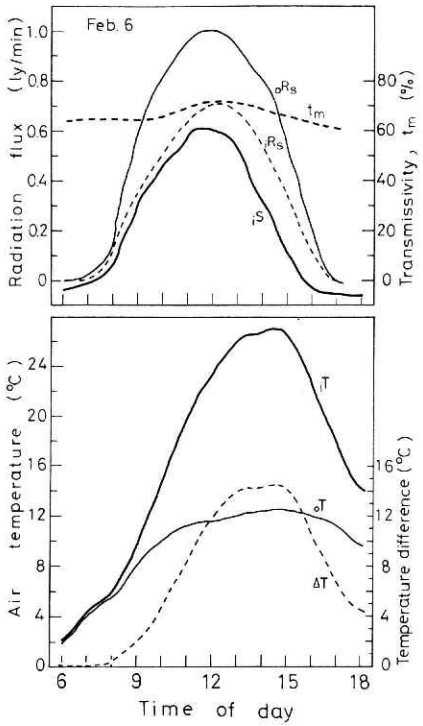

Fig. 2.13 Diurnal variations of $_oR_s$, $_iR_s$, $_iS_d$, t_m and air temperatures inside and outside the glasshouse.

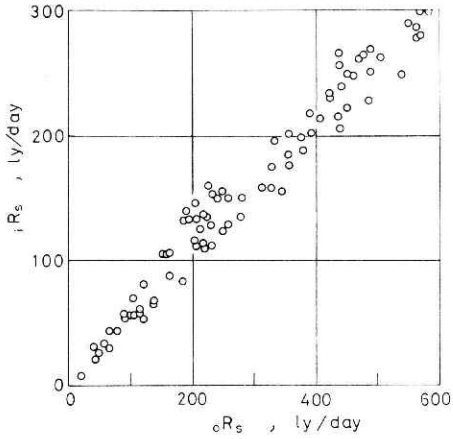

Fig. 2.14 Dependence of total short-wave radiation inside the vinylhouse ($_iR_s$) on that outside the vinylhouse ($_oR_s$).

γ_{gs}：内壁面の短波放射反射係数；　ε：射出率≒1.0；
σ：ステファンボルツマン定数（$=8.14\times10^{-11}$ ly/min°K⁴）；$_iT$：室内気温 °K；f：daylight coefficient
〔$=(a_1 s_{1o}Q+a_2 s_{2o}q)\,/\,(_oQ+_oq)$〕；$_oQ$，$_oq$：ハウス外の直達短波放射と散乱短波放射ly/min；a_1，a_2：$_oQ$，$_oq$にガラスが関係する係数；s_1，s_2：$_oQ$，$_oq$ にフレームが関係する係数（0～1.0）．

このfは一般にもちいられている透過率の構成要因を，ハウスの構造要因と放射組成の両側面から考慮し

ていることが特長である．単純に考えるとこの f は，ハウス内の全短波放射量 ${}_iR_s$ と屋外全短波放射量 ${}_oR_s$ の比 t_m（透過率）でおきかえることができる．

(2.13) 式において床面での反射係数 a は0.15～0.20程度である．γ_{gs} については小倉 (1968) により，約0.1という値がえられている．これらの値をもちいると (2.13) 式右辺第1項の分母は0.98程度となり，γgsの影響度はあまり大きくないことがわかる．

短波放射収支において支配的影響力をもっているのは f あるいは t_m であり，(2.13) 式右辺第2項の内壁面と床面の温度差がそれほど大きくないこと，したがって長波放射の項が大きくないことを考慮すると，f あるいは t_m は昼間におけるハウス内純放射量を実際上規定していることがわかる．

以下前記ガラス室の5カ月間にわたる放射観測結果を中心に，とくに放射収支各項間の相互関係について順次検討を加えることにする．第2.10図にこれら各要素の半旬平均値の時期的変化が示されている．

（1）透過率（$t_m={}_iR_s/{}_oR_s$）

透過率に関係する要因としては，ハウスの構造関係要因（ガラス・ビニールなどの被覆材そのものの光透過特性，それらの汚染度，フレームの面積割合，フレーム塗装の色，棟の方位，屋根の傾斜角）のほかに，屋外の日射そのものに関係する要因として，太陽高度とか，大気混濁度，雲量ならびに空中湿度に依存する直達光と散乱光の割合などが考えられる．

この中でより直接的な影響の大きいのは，被覆材の汚染度とフレームの面積割合である．したがって風圧等に対するフレームの強度上の支障がない限度内において，フレームスパンは大きい方が透過率を大にする利点がある．

第2.10図に示されているように，日平均透過率 t_m は 0.5～0.6 の間にあり，次第に減少する傾向がうかがわれる．これは度々の洗滌にもかかわらず，ガラスが次第に汚染されてきたことが主要な原因であろう．2月中旬の大雪の時には半旬平均透過率は0.44にまで減少した．

${}_iR_s$ と ${}_oR_s$ の日量の比較が第2.11図上段に示されている．この図での回帰直線の方向係数が，全観測期間を通しての平均透過率を示すわけであるが，それは0.57となっている．

$$ {}_iR_s=0.57\,{}_oR_s,\quad {}_oR_s\geqq 50 \quad \text{ly/day.} \qquad (2.14) $$

Edwards (1965) は直達および散乱光の日平均透過率の年間測定をおこない，直達光透過率は夏季57%，冬季68%，散乱光透過率は季節変化なく69%であることを報告している．また小倉 (1967) は日平均透過率49～57%をえている．われわれがえた 50～60 %の値は，前者より小さく後者に近いが，これらの差異の主な原因はフレームスパンとガラスの汚染度に帰せられるであろう．

前述のように，透過率 t_m は太陽高度に依存して変化するが，その変化範囲は第2.12図ならびに第2.13図上段に示されているように比較的に小さい．平均的には 20 %以下とみてよく，2月6日の例では 10 %にとどまっている．

第2.12図の値はガラス室周辺の建物の影響の少ない，晴天日の午後の値をとったものである．短時間の値を採用しているため，その値は前述の平均値0.57にくらべて大きい．

比較のために示した小倉 (1968) の場合（曇天）には，t_m はわれわれがえた値にくらべて約20%小さいが，太陽高度に対する透過率の依存度はほぼ同様な傾向にあることを示している．

第2.14図は，第3章で説明されるビニールハウスについてえられた ${}_iR_s$ と ${}_oR_s$ との関係を示したものである．透過率は0.5～0.6の範囲にあり，平均 0.52 がえられたが，やはり汚染にともなう t_m の低下がみられた．ガラス，ビニールなどの被覆資材による透過率の差異は，われわれがえた資料ではそれほど大きくない．

（2）ハウス内純放射量と屋外全短波放射量（${}_iS_d/{}_oR_s$）

昼間積算室内純放射量の半旬平均値は第2.10図によれば100 ly/day程度であり，${}_iS_d/{}_oR_s$ 比は0.4～0.5の範囲にある．この ${}_iS_d/{}_oR_s$ 比の時期的変化は，さきに説明した透過率 t_m の時期的変化に，よく対応していることが第2.10図からわかる．これは (1.13) 式の放射収支について説明したように，昼間の室内純放射量は基本的には壁面を透過した短波放射によって規定されるが，それに t_m が大きな影響を与えていることによるものである．

第2.11図下段に示されている ${}_iS_d$ と ${}_oR_s$ の関係は，つぎのようにあらわすことができる．

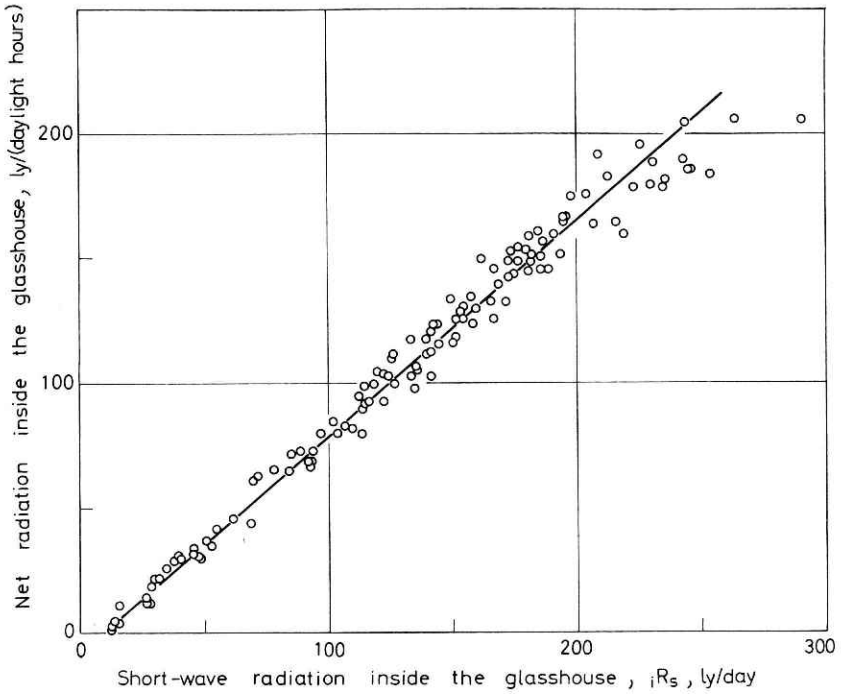

Fig. 2.15　Relation between net radiation inside the glasshouse during the daytime $_iS_d$ and total short-wave radiation inside the glasshouse $_iR_s$.

$$_iS_d = -14 + 0.50\ {}_oR_s \text{ ly/day.} \qquad (2.15)$$

(2.15) 式は $_iS_d$ が屋外全短波放射量の約50%として近似推定できることを示している．この式の係数は，透過率の値と密接に関係していることは明らかである．このような昼間だけの純放射量 $_iS_d$ と $_oR_s$ との関係を示したデータは他にみあたらないため比較できないが，Ubing (1961) が日合計量についてえた結果から推定すると，(2.15) 式の関係はほぼ妥当なものであり，わが国で使用されているガラス室の昼間純放射量の近似推定に適用してよいと考えられる．

(3) 室内純放射量と室内全短波放射量 ($_iS_d/\ _iR_s$)

Ubing (1961) は，$_iR_s$ と $_iS$ の日合計値についての関係式を求めているが，実際には両者の積算時間が大きくことなり，その間の雲量の変化による $_iS$ の積算値への影響が大きいので，積算時間を $_iR_s$ にそろえて比較するのが妥当であると考えられる．

第2.15図に示されているように，$_iR_s$ と $_iS_d$ との相関度はきわめて高く，両者の関係はつぎのようにあらわされる．

$$_iS_d = -8 + 0.87\ {}_iR_s \quad \text{ly/day.} \qquad (2.16)$$

この関係はハウス内純放射量の推定に使用することができる．

ハウス内全短波放射量 $_iR_s$ と純放射量 $_iS$ の日変化を示した第2.13図によれば，両者の比 ($_iS/\ _iR_s$) は午前に大きく午後に小さい．これはわれわれが使用したような乾燥した床面をもつハウスでは，床面温度の上昇による長波放射の上向き成分の増加が，部分的には作用していることを示しているものと考えられる．

(4) Heating coefficient の比較

ガラス室などのような閉空間と野外における放射バランス特性，なかでも能動面加熱にともなう長波放射成分の役割を比較することは興味がある．

Monteith ら (1961) は野外条件下（小麦畑，サトウキビ畑，裸地）で，純放射量の増加と能動面の温度上

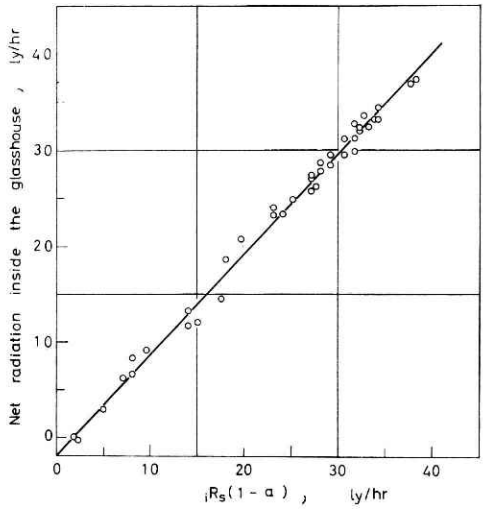

Fig. 2.16 Dependence of net radiation inside the glasshouse $_iS$ on absorbed total short-wave radiation $_iR_s(1-a)$.

Table 2.1 Heating coefficients inside the glasshouse and on an open field, and the factors related to them.

	c	L_o	γ	u_2**
Glasshouse	0.97	-2.9	0.03	≒0
Grass*	0.82	-5.9	0.22	1.4
Bare soil*	0.73	-5.9	0.37	1.2

*after Monteith (1961).
** wind speed at height of 2 m.

昇に起因する長波放射の増加との割合をheating coefficient (γ) として，各能動面の放射収支特性をあらわすことを試みている．そおでもちいられた関係式をガラス室の放射バランスにあてはめると，γ はつぎのようにあらわされる．

$$_iS=\frac{_iR_s\ (1-a)}{1+\gamma}+L_0 \quad \text{ly/hr.} \qquad (2.17)$$

ここで L_0：$_iR_s$ が0のときの長波放射；a：床面のアルベド．γ は $_iS$ と $_iR_s(1-a)$ の関係式の方向係数 c をもちいると，形式的にはつぎのようにあらわされる．

$$\gamma=\frac{1-c}{c}\ .$$

Monteith (1961) と同様に，雲量が0のときの室内純放射量と室内全短波放射量の1時間積算値を対比させると第2.16図のように示され，回帰式はつぎのように近似することができる．

$$_iS=-2+0.97\,_iR_s(1-a) \quad \text{ly/hr.} \qquad (2.18)$$

(2.17) 式と (2.18) 式の係数の対比から，このガラス室の γ は0.03であることがわかる．

野外条件下における γ は風速，能動面特性，季節などによって変化するといわれるが (Monteith, 1961)，ガラス室内の γ は変化範囲がかなり小さいことが推測される．

第2.1表にはMonteithによってえられた結果の一部と，ガラス室での γ が比較のために示されている．係数 c の比較からわかるように，ガラス室では吸収全短波放射量 $_iR_s(1-a)$ にしめる純放射量 $_iS$ の割合が，野外条件下でのそれにくらべて大きい．しかし短波放射が0のときの長波放射を示す L_o の絶対値はかなり小さく，野外条件下でのそれにくらべて半分以下の値となっている．

ここで問題にしている γ は，昼間の床面温度がかなり高くなるにもかかわらず，野外条件下のそれの8～14%程度のきわめて小さい値である．このように純放射量中にしめる長波放射成分の役割が，野外条件下でのそれにくらべてきわめて小さいのは，被覆物による長波放射の抑制効果のためと考えられる．それゆえ，これはガラス室等の放射環境特性および温度特性を示す重要な量であるということができる．

第4節　湿度環境の特徴

ハウス内の湿度状態は，それが多湿な場合には作物の病害発生と関連し，乾燥している場合には過度な蒸発散量とむすびついている．内部湿度の変化と他の要素との関係については，Businger (1963) および内島 (1965) による熱収支法を利用した解析がある．

本研究に使用した実験用ガラス室は，無栽植条件下のものであるため，その湿度状態は実際の栽培条件下の湿度状態とは異なるものであるが，密閉空間内での湿度特性の一端を知ることができるであろう．

第2.17図に示されているように，室内外の相対湿度の気温の日変化に対応してはっきりした日変化を示すが，その差 ($\Delta R\cdot H$) は昼間ほぼ一定である．しかしガラス室のように，昼間における気温の上昇が大きい

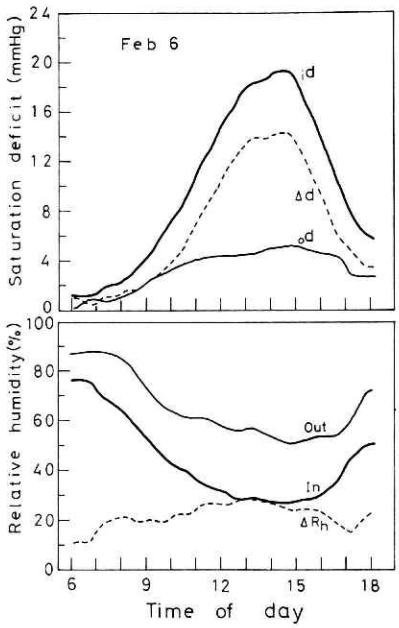

Fig. 2.17 Changes of saturation vapor deficit and relative humidity inside and outside the glass-house.

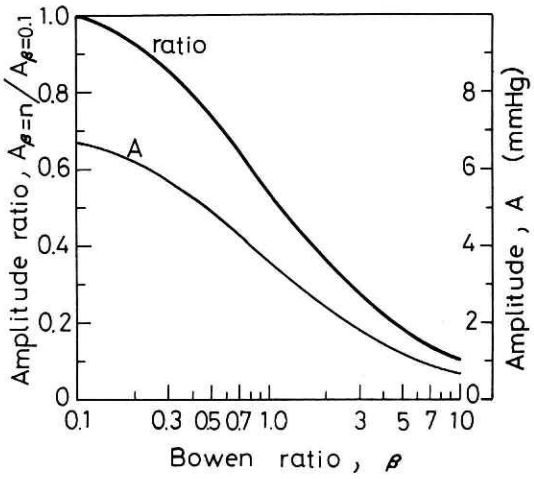

Fig. 2.18 Relation between amplitude (ratio) of diurnal variation of air humidity on Bowen ratio β.

閉空間の湿度特性は，第2.17図上段に示しているような飽差によって明らかにされる．この飽差は湿面からの蒸発速度と密接に関連しているから，このような気温変化の激しい閉空間内の湿度特性を明らかにする場合には，水蒸気圧や相対湿度だけでは不十分である．

つぎに内部湿度の日変化と，気象要素との関係について簡単な考察をおこなう．一定量の換気がおこなわれている通常のハウスの水蒸気収支は，つぎのような室内水蒸気圧 ${}_ie_a$ についての一階線型微分方程式であらわされる（内島，1965）．

$$\frac{d\,{}_ie_a}{dt}+\frac{Q_a}{V_c}\,{}_ie_a=\frac{A_f}{aV_c}\left\{\frac{{}_iS-{}_iB}{l(1+\beta)}\right\}+\frac{aQ_a}{A_f}\,{}_oe_a\ . \qquad (2.19)$$

ここで　Q_a：1秒当り換気量〔$=N\cdot V_c/3600$ cm/sec;　V_c：ハウス容積 cm^3;　N：換気率 hr^{-1};　A_f：床面積 cm^2;　$a=0.622\rho/P$;　ρ：空気密度 g/cm^3;　P：大気圧 mmHg;　${}_iS$：ハウス内純放射量 ly/sec;　${}_iB$: 地中熱交換量 ly/sec;　l：蒸発潜熱 cal/g;　β：ボーエン比;　${}_ie_a$, ${}_oe_a$：ハウス内・外の水蒸気圧 mmHg.

(2.19) 式において，Q_a＝一定とおき右辺の項が周期変動している条件を与えると，ハウス内水蒸気圧 ${}_ie_a$ の日周期変化は，つぎのようにあらわされる．

$${}_ie_a=\overline{{}_oe_a+\frac{A_f}{aQ_a}\left\{\frac{{}_iS-{}_iB}{l(1+\beta)}\right\}}+A\sin\theta\,, \qquad (2.20)$$

$$A=\frac{a_1}{b_0\sqrt{1+\left(\frac{\omega}{b_0}\right)}}\ ,$$

$$b_0=\frac{Q_a}{V_c}=\text{const},$$

$$\theta=\omega t+\varphi+\tan^{-1}\frac{\omega}{b_0}\ .$$

a_1 は (2.19) 式右辺の項（主に ${}_iS$ の日周期変化によって規定される）の周期変動における振幅をあらわし，A はこれによって規定される ${}_ie_a$ の日周期変化の振幅をあらわしている．(2.20) 式の上側の横線は平均値をあらわす．

密閉条件の場合（$Q_a=0$）には，（2.19）式からわかるように，内部の水蒸気圧の時間変化は，床面での顕・潜熱合計量とその配分比（β）の時間変化（現象的にみれば蒸発速度）に依存し，床面がよく湿っていれば，${}_i e_a$は内気温での飽和水蒸気圧に接近する．

第2.18図には$A_f=2.37\times10^{6}$ cm²，$V_c=5.66\times10^{8}$ cm³，${}_o e_a=5$ mmHg，0.5 ly/min$\geqq$（${}_i S-{}_i B$）$\geqq 0$ ly/min，$Q_a=$const の条件のもとでの，内部水蒸気圧${}_i e_a$の日変化振幅値とボーエン比の関係ならびにその比率について示されている．潜熱交換量だけを変化させ換気率を一定とすると，${}_i e_a$の日変化振幅に対して換気率は無関係となり，振幅Aはボーエン比βのみの関数としてあらわされることになる．

ボーエン比$\beta=0.1$のときの${}_i e_a$の振幅$A_{\beta=0.1}$に対する，任意のボーエン比のときの振幅$A_{\beta=n}$は，潜熱交換量の大小には無関係で，第2.18図に示されているようにβの増加に伴って次第に減少する．その減少程度はβの小さい範囲において大きく，$\beta=1.0$において比は0.56にまで減少する．上述のことから，ハウス内の水蒸気圧は外気のそれとは全くことなり，水分が豊富な場合（$\beta\rightarrow$小）その日変化振幅は数mmHg に達することがわかる．

実際栽培条件下でのハウス内作物の蒸発散量の測定はあまり容易ではない．Morris（1957）やHand ら（1970）は，ハウス内作物の蒸発散量の実測結果と気象要素，とくに純放射との関連づけをはかっている．

第4章において説明される密閉ビニールハウス内での小型蒸発計蒸発量測定結果によれば，床面がよく湿り内部の湿度が高い場合にはハウス内蒸発量は露場での蒸発計蒸発量の約⅓程度の値をとる．しかし床面からの蒸発を抑制し，内部が乾燥した状態下（前記のガラス室の状態がこれに近い）では，ハウス内蒸発計蒸発量は露場蒸発計蒸発量の約70%程度の大きな蒸発量を示した．蒸発面に与えられる純放射量の精確な決定ができないので，それとの関連づけができないが，乾燥条件下の蒸発は大きな飽差と蒸発面に対する顕熱供給によるところが大きいと考えられる．

第2章　総括

無換気ガラス室の微気候の特徴ならびに熱収支特性を明らかにすることを目的として，保温比$R=0.53$をもつ2連棟実験用ガラス室の冬季間観測をおこなった．

第1節では観測の対象としたハウスの構造と，使用した測器について説明している．ハウスは東西棟で，計測はすべて自記記録計によっている．

第2節では気温環境について，その日変化，時期的変化，夜間気温変化，気温分布の特徴について明らかにした．内気温日変化の特徴として，屋外の全短波放射量（${}_o R_s$）に比例して内外気温差の変化がみられること，内気温と外気温の最高起時におくれはみられないこと，積雪時においても地中熱交換量が十分であれば，内外気温差の逆転はみられないことが実証的に明らかにされた．

観測値の半旬平均値をもちいて最高気温時の内外気温差と放射フラックスとの関係式が求められた（2.2，2.5式）．これは昼間における内気温予測に関する簡便法としてもちいることができる．最低気温時の内外温度差は平均約2℃となった．

夜間における内気温降下度と外気温の降下度との関係ならびに夜間平均の長波有効放射量との関係が求められた（第2.6図）．

放射収支解析によって，床面と内壁面温度差の推定値が求められた．晴夜における床—壁面間の温度差は6～7℃になると推定された．これらの値は，数値実験による結果（第4章）ならびに卜蔵（1969）の観測値とよく一致している．

第3節では放射環境について，まず太陽放射の透過率をとりあげ，その時期的変化を明らかにした．大気の汚染によるガラスの汚染度が大きいため，平均透過率はやや小さく0.57となった．透過率は太陽高度によって変化する．ハウス内純放射量推定のための経験則が求められた（2.15，2.16式）．

完全晴天時における純放射量と全短波放射量との関係式から，heating coefficient γ（Monteith, 1961）を計算した．これによればガラス室内の値は，野外での値（約0.3）にくらべて⅒の大きさであり，放射収支の中での長波放射成分の役割がかなり小さいことがわかった．

第4節では湿度環境について，とくに高気温となるハウスでは湿度の表示法として飽差を考慮すべきこと

を指摘した．ハウス内部の乾燥度に関係したボーエン比による，湿度日変化振幅の割合について数値計算をおこなった．ボーエン比が小さい（湿潤）ほど，振幅比は大きい．これは熱収支項より成る項Aの振幅についても同様である（第2.18図）．

ビニールハウスでおこなった内・外蒸発量の比較観測によると，ハウス内の乾燥度は蒸発量に大きく影響し，完全湿潤条件下では${}_iE/{}_oE=0.3$，乾燥条件下では${}_iE/{}_oE=0.7$となった．

第3章　ハウスの熱収支特性

無加温ハウスでは，ハウス内に透入した太陽放射エネルギーが主要な熱源である．ハウスの熱収支に関する考察は，ハウス内床面における純放射量の再配分を，量的に明らかにすることに帰せられるといってよいであろう．

ハウスによって授受される熱エネルギーの量的関係を明らかにすることによって，目的とする内部環境の制御の方途についての指針が与えられるばかりでなく，個別的な制御技術の適用限界についても明らかにすることができるであろう．

このようにハウス内微気候の熱収支的研究は，その制御ひいては生産技術のシステム化とも関連づけられるものであるが，第1章で説明したように，わが国で使用されているハウスについての熱収支的研究はあまり多くない．とくに熱交換パラメータについての考察が不十分である．

本章では，ガラス室およびビニールハウスの微細気象観測からえられたデータの熱収支的解析結果ならびに熱交換パラメータの推定について説明することにする．

第1節　熱収支式と構成要素

ハウス内微気候は，地層・ハウス内気層・被覆材料・外気層の物理的ならびに気象的諸特性に密接に関連している．しかも実際の栽培条件下では，内気層中に植物群落の層（植被層）が形成される．これら各層間の相互関係は，ハウス内へ透入する太陽熱の再分配過程を通して形成されている．

一般にハウスは面積的に野外の耕地に比較してはるかに小さいので，ハウス内気候の外気層への影響は完全に無視できるほどである．それゆえハウス内微気象は受動的性格をもつ，特殊な微小空間の気象であるといえる．

第3・1図に示されているように，ハウスの微気候形成には多くの要素・パラメータが関与しているが，これらをすべて実験的に明らかにすることは現状では不可能である．

夜間における主要な熱源は地中からの伝導熱量であり，昼間の熱源は床面に与えられる純放射量である．ハウスの熱収支特性を明らかにするには，まず主要な熱交換面として作用するハウス内床面における熱収支を解析しなければならない．

密閉ハウス内床面の熱収支式は，つぎのようにあらわされる．

$$ {}_{i}S = {}_{i}lE + {}_{i}L + {}_{i}B \,. \qquad (3.1) $$

ここで　${}_{i}S$：床面純放射量 ly/min; ${}_{i}lE$：潜熱交換量 ly/min; ${}_{i}L$：顕熱交換量 ly/min; ${}_{i}B$：地中熱交換量 ly/min．（3・1）式を構成している各熱収支項は，つぎのようにして決定される．

床面純放射量 ${}_{i}S$ はハウス内にセットされた純放射計により，屋根側から入射する放射フラックスと床面から反射ならびに射出する放射フラックスの差として決定される．

地中熱交換量 ${}_{i}B$ は，床面付近に埋設された地熱流計（heat flow meter）によって直接測定をおこなうか，あるいは地温測定データをもちいて次式によって決定される．

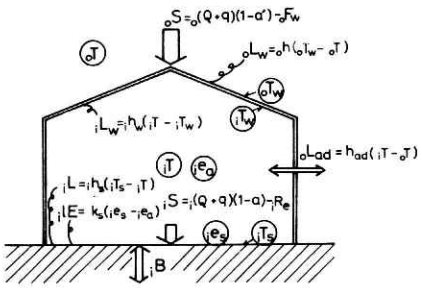

Fig. 3.1　Schematic representation of heat transfer inside and outside the glasshouse. ${}_{o}S$: net radiation flux outside the glasshouse; ${}_{o}L_{w}$: sensible heat flux at outer surface of the glass wall; ${}_{o}L_{ad}$: advective heat flux; ${}_{i}L_{w}$: sensible heat flux at inner surface of the glass wall; ${}_{i}lE, {}_{i}L$: latent and sensible heat fluxes at floor surface; ${}_{i}S$: net radiation flux inside the glasshouse; ${}_{i}B$: soil heat flux; ${}_{o}T$: air temperature in the open; ${}_{o}T_{w}$, ${}_{i}T_{w}$: temperatures at outer surface and at inner surface of the glass wall; ${}_{i}T$, ${}_{i}e_{a}$: air temperature and air humidity inside the glasshouse; ${}_{i}T_{s}$, ${}_{i}e_{s}$: temperature at floor surface and saturation water vapor pressure.

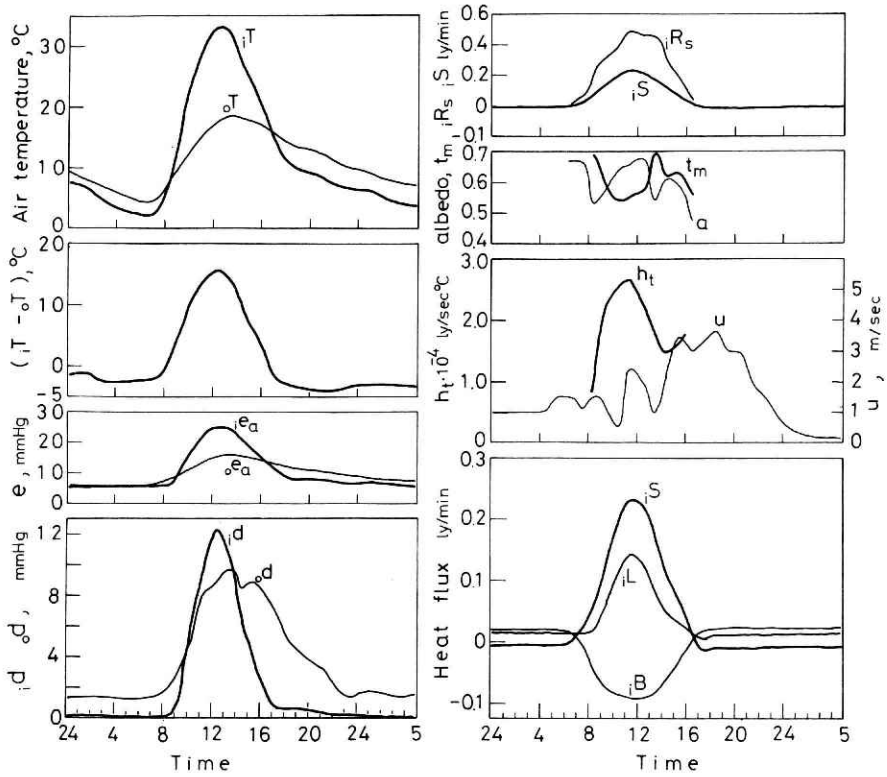

Fig. 3.2　Diurnal change of meteorological elements and heat balance components inside the glasshouse (Nov. 27, 1966).

$$_iB = \int_0^h C_s \frac{\partial T_s}{\partial t}\, dz. \tag{3.2}$$

ここで　h：温度変化のおよぶ深さ cm；C_s：土壌の体積熱容量 cal/cm³℃；T_s：地温℃.

潜熱および顕熱交換量（$_ilE$, $_iL$)は，床面が乾燥している場合を除き，接地気層の熱収支解析で通常もちいられているボーエン比βをもちいてつぎのようにして決定される.

$$\left.\begin{aligned} {}_ilE &= \frac{{}_iS - {}_iB}{1+\beta}\ , \\ {}_iL &= \frac{{}_iS - {}_iB}{1+1/\beta}\ , \\ {}_i\beta &= 0.5\,\frac{{}_iT_s - {}_iT}{{}_ie_s - {}_ie_a}\ . \end{aligned}\right\} \tag{3.3}$$

ここで　$_iT_s$：床面温度 ℃；$_iT$：ハウス内気温。；$_ie_s$：$_iT_s$で飽和している水蒸気圧 mmHg；$_ie_a$：内気層の水蒸気圧　mmHg.

第2節　ガラス室の熱収支

第2章で説明されている無栽植・密閉ガラス室の微気象観測資料をもちいて熱収支解析をおこなった.

第3．2図には，1966年11月27日のハウス内外気温，湿度，放射，透過率などの日変化，ならびに各熱収支項の日変化が示されている.

夜間における内外気温差は約3℃であり，ほぼ一定値を示している．しかし太陽放射フラックスの透過量の増加にともなって，内部気温$_iT$は急激に上昇し始め，最大純放射量約0.55 ly/minに対して$_iT$は約28℃とな

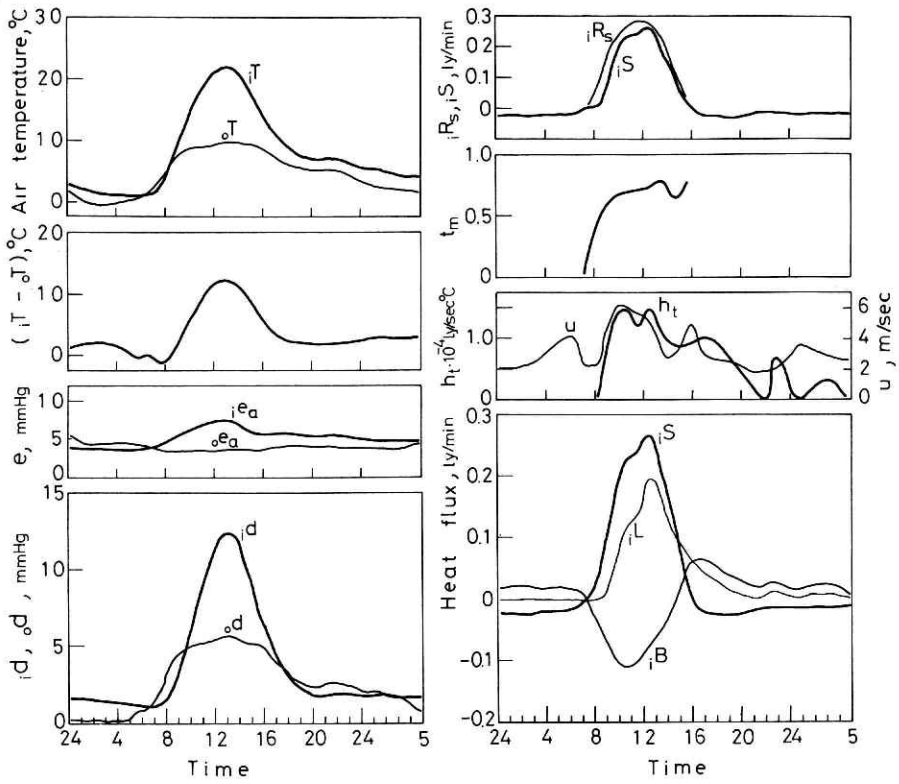

Fig. 3.3 Diurnal change of meteorological elements and heat balance components inside the glasshouse (Dec. 15, 1966).

り，内外温度差は約18℃に達している．このガラス室では，第2章において説明したように，冬季間における最高気温時の内外温度差は平均約10℃程度である．第3．2図に示されている例は，晴天日で放射量も比較的多いため，内外気温差はかなり大きくなっている．

内部床面は砂利とコンクリート平板でしきつめられており乾燥している．したがってハウス内気層の湿度は，第3．2図左下にみられるように ${}_ie_a$ は小さく，昼間における飽差はきわめて大きくなっている．

ハウス床面における純放射量 ${}_iS$ は，第2章において説明したように，床面における吸収全短波放射量 ${}_iR_s \times (1-a)$ にほぼひとしい．したがって，${}_iS$ は水平面全短波放射量 ${}_iR_s$ よりわずかに小さい値をとる．

第3．2図中段に示されている全短波放射フラックスの透過率 t_m は，${}_iR_s$ と屋外の全短波放射フラックスとの比で決定される．t_m は明らかに太陽高度の変化に対応して日変化していることがわかる．透過率 t_m は，昼間における熱源強度を本質的に規定するため，内部気温の上昇とは密接な関係をもっている．両者の定量的関係については，第5章において説明することにする．

第3．2図右下に示されている各熱収支項のうち，顕熱フラックスについては床面から内気層へ向かう熱フラックスを(+)側に示している．図からわかるように，夜間における熱源は地中熱交換量 ${}_iB$ である．この例では床面における長波放射損失が大きいため，気層から床面への顕熱フラックスの供給がみられるが，これは実際には非常に小さいか，あるいは全く逆方向の上向きフラックスが通常みられる．ここでは潜熱交換量は無視されている．

被覆材によって内気層の乱流交換強度が著しく抑制されることにより，ハウス内床面における熱の再配分にも，一般の接地気層でみられるものと若干異なった特徴がみられる．昼間における純放射量の最大の消費は，地中への流入—地温上昇の形でおこなわれる．簡単のために，昼間における貯熱合計量と純放射量の正

値の合計量の比を貯熱比と定義することにする．第3．2図の例では，貯熱比は0.58であり，これは植被層下の0.57 (Aizenshtat, 1958) とほぼ同一値であり，瀬尾 (1962) がビニールハウスについてえた0.38～0.47（著者計算）にくらべて大きい．

冬季間にハウスに要求されるのは保温機能がすぐれていることであるが，これは昼間における貯熱比の大小，夜間における地熱伝達量の大小によって検証されるであろう．上述のことからわかるように，ハウス内の熱収支には床面の熱的特性が重要な意味をもっている．これについては，第3節においてさらに詳細に検討される．

第3．3図には，第2例として1966年12月15日の観測値ならびに熱収支項の日変化が示されている．

内部気温の昇温度は純放射の最高フラックス0.27 ly/minに対して約12℃となっており，単位純放射量当り昇温度は前の例より大きくなっている．内部はかなり乾燥しているため飽差は最大12 mmHgに達しており，外気のそれとの差は大きい．

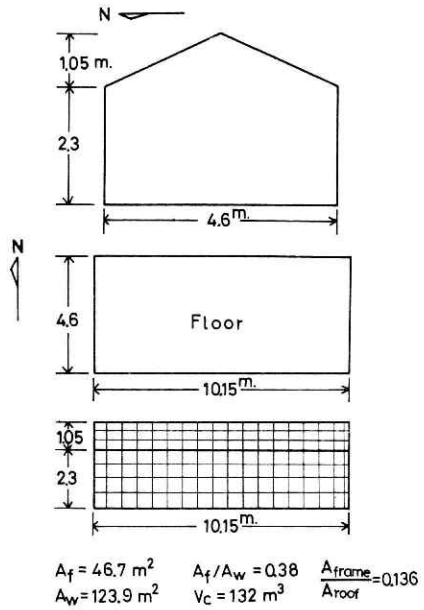

Fig. 3.4　Structure of vinylhouse. A_f: area of floor; A_w: area of wall; V_c: volume of the vinyl-house.

透過率 t_m の比率で透入した水平面全短波放射量と純放射量の値は，午前に差異がやや大きくなっているが午後はかなり接近した値となっている．一般的にいえば両者の差は午後に大きいはずであるが，野外条件下よりも測定誤差が大きいので，これらのわずかな差異は検出されていない．

このガラス室の熱収支解析から，昼間における総括熱伝達係数 h_t として，$0.5\sim1.5\times10^{-1}$ ly/sec℃の推定値がえられた．その推定法については第4節で説明される．

熱収支においては，前例と同様に潜熱交換量はないと仮定されている．$_tB$が比較的小さいため顕熱交換フラックスは，相対的に大きな値を示している．昼間における貯熱比は0.44となっており，瀬尾の実測データに近い値である．

第3節　ビニールハウスの熱収支

前節までは主として，農業技術研究所構内に設置されている2連棟実験用ガラス室の，冬季間における微細気象観測資料を基礎にした種々の解析結果について説明してきた．

本節では，1968年11月から1969年5月にかけておこなった，ビニールハウスの微細気象観測からえられた熱収支特性についてのべることにする．前記のガラス室にくらべて床面積は小さいが，床面の資材による処理等によって興味ある結果をうることができた（岩切・内島，1969）．

（1）実験にもちいたハウスと測器

本研究にもちいたビニールハウスは第3．4図に示されているように，単棟・両屋根型である．床面積47 ㎡ (10.2×4.6m)，容積132 ㎥，壁面積124 ㎡，保温比0.38であり，通常のハウスにくらべてやや保温比は小さい．被覆材としてもちいたビニールは厚さ0.1 mm，無色透明である．

ハウス内外における測定項目および測器はつぎのようである．

純放射量：ポリ風防型簡易純放射計；
全短波放射量：ゴルチンスキー日射計；
短波放射反射量：ゴルチンスキー日射計；
気温・湿度：電子管式通風白金抵抗温湿度計
（ハウス内4高度－0.5, 1.0, 2.0, 2.8m, 外－1.5m高さ）；
水温・地温：白金抵抗温度計；
地熱流：heat flow meter；
蒸発量：小型蒸発計；
風　速：測風塔（15m高さ）データを利用．

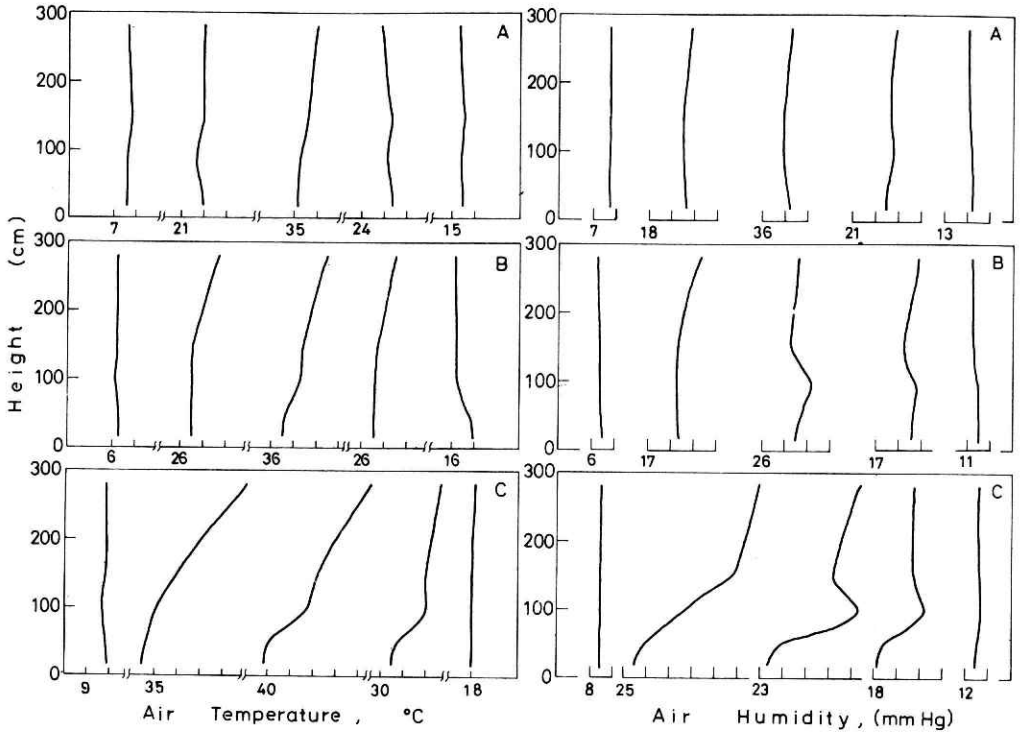

Fig. 3.5 Vertical profiles of air temperature and air humidity inside the vinylhouse on fine days.
A: floor is bare soil (March 26, 1969);
B: floor is covered with vinylfilm (April 20, 1969);
C: floor is covered with both vinylfilm and white polystyrol plate (May 8, 1969).

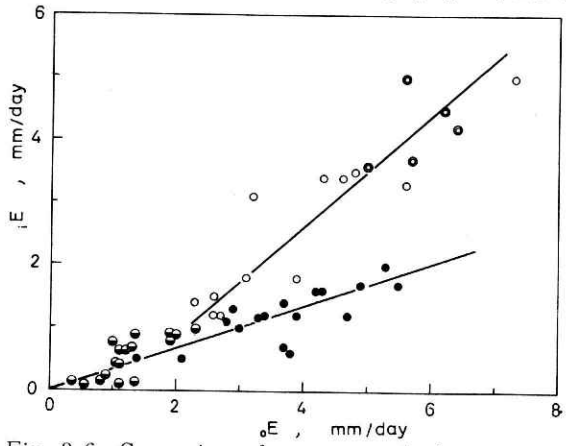

Fig. 3.6 Comparison of pan evaporation between inside and outside the house.
$_iE$: evaporation from small pan inside the vinylhouse;
$_oE$: pan evaporation in the open;
white circle: floor is covered with vinylfilm; double circle: floor is covered with vinylfilm and polystyrol plate;
black circle: floor is wet bare soil;
half black circle: a shallow pond is set in a part of floor.

上述の観測体系のもとで，つぎの５種の実験がおこなわれた．

Ⅰ）湛水池面上の熱収支観測
Ⅱ）裸地床面上の熱収支観測
Ⅲ）断熱材（ポリスチロール板）被覆床面上の熱収支観測
Ⅳ）ビニールフィルム被覆床面上の熱収支観測
Ⅴ）ビニールフィルムと断熱材の併用床面上の熱収支観測．

以下順にこれらの実験によってえられた結果について説明する．

(2)床面処理による内部気象環境の変化

断熱材の使用により(5)，(7)項において説明されるように，夜間のハウス内気温が外気温より低下する現象があらわれた．この逆転温度差は，屋外の有効放射量に比例している．またビニールマルチ，断熱材の被覆などによって第３．５図にみられるように，ハウス内の気温・水蒸気圧の鉛直分布に顕著な変化がみられた．

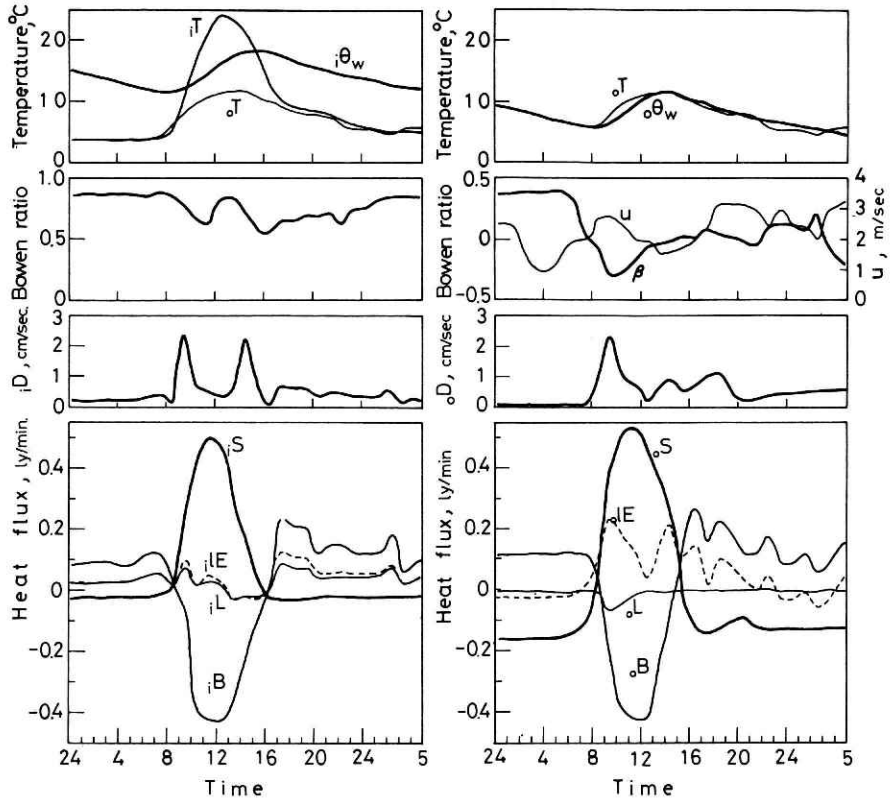

Fig. 3.7　Diurnal change of heat balance components at shallow ponds set inside (left) and outside (right) the vinylhouse (Dec. 16, 1968).
${}_i\theta_w$, ${}_o\theta_w$: water temperatures inside and outside the vinylhouse; u: wind speed.

裸地床面の場合には，昼間でも高さ別の温度の差異は小さいが，ビニールマルチによって幾分上層の気温が高くなる傾向がみられ，断熱材の使用によってさらにはっきりとハウス上部に高温域が形成される．これは断熱材が白色で放射に対する反射係数が非常に大きく，それ自体の加熱が進まず断熱材の温度上昇がみられないため，ハウス内部に比較的安定した気層が形成されることを意味しているのであろう．

水蒸気圧の鉛直分布にも，気温と同じような現象がみられた．水蒸気を多く含む空気は軽いので，上部の湿度が高いのは当然といえるかもしれないが，やや特異な現象でありさらに検討を要する．

床面処理にともなう内部湿度環境の変化により，ハウス内の小型蒸発計蒸発量には第３．6図にみられるように大きな差異がみられる．第３．6図は内部における蒸発量${}_iE$を，露場にセットされた蒸発計蒸発量${}_oE$と対比させて示したものである．これによると，裸地および部分的に湛水池を設けたきわめて湿潤な条件下では，

$${}_iE=0.3\ {}_oE$$

ビニールマルチ，ビニールマルチと断熱材被覆併用条件下では，

$${}_iE=0.7\ {}_oE$$

である．前者は灌水十分な実際栽培条件に相当し，後者はたとえばコンクリート床面の温室に小面積の蒸発散面がある場合に相当すると考えてよい．0.3，0.7などの回帰係数はハウス内の飽差に関係している．

ハウス内の蒸発量${}_iE$を，それぞれの床面上で測定された純放射量${}_iS$と対比させると，裸地，ビニールマルチ，ビニールマルチ＋断熱材の３グループに区分することができた．床面処理した場合には純放射量以上に蒸発潜熱量が大きいが，これは断熱材あるいはビニール面上の純放射量${}_iS$と蒸発計水面上の純放射${}_iS_w$がアルベドの差異によって同一でなく，実際は${}_iS_w>{}_iS$であることがもっとも大きな原因である．

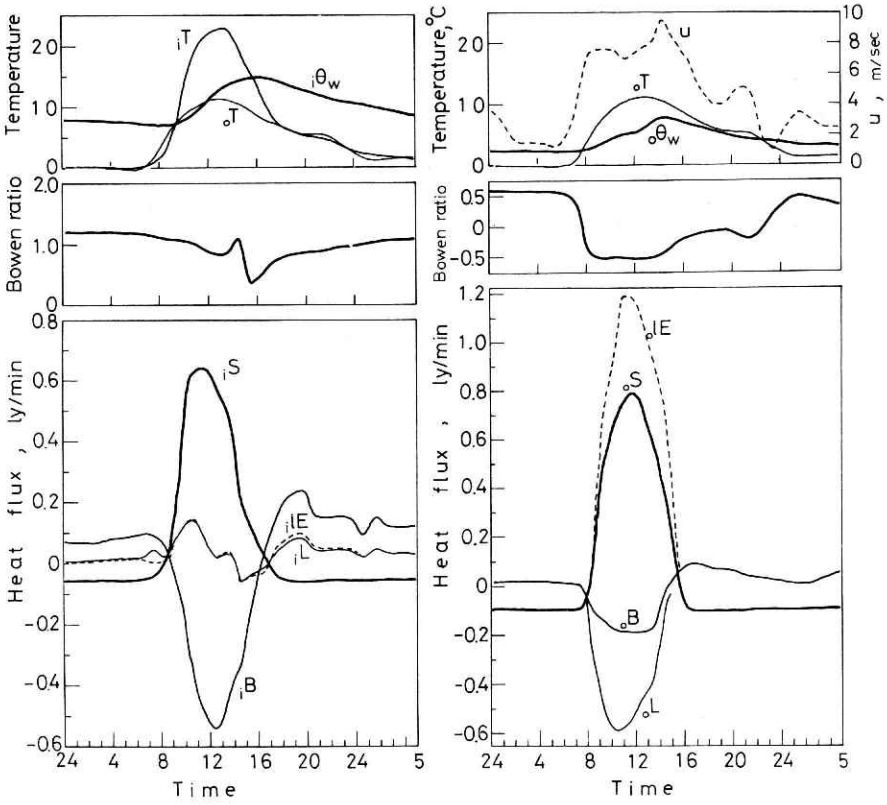

Fig. 3.8 Diurnal change of heat balance components at shallow ponds inside (left) and outside (right) the vinylhouse (January 5, 1969).

(3) 湛水池面上の熱収支

実験は密閉ハウス内と隣接した屋外に設けられた3.0×1.4 m=4.2 ㎡，水深8 cmのコンクリート枠湛水池面上の比較観測の形でおこなわれた．湛水池以外の床面も水田跡地のため非常に湿っており，したがってハウス内気層はよく湿っていた．

第３．7図および第３．8図に1968年12月16日および1969年１月５日における内・外湛水池面上の熱収支項，ならびに各要素の日変化が示されている．

12月16日の場合　ハウス内湛水池の水温${}_i\theta_w$は，夜間には内部気温${}_iT$より７～10℃高く，昼間には気温差が逆転し最大気－水温差は約８℃に達している．これは夜間における顕熱フラックスの向きが水層から内気層へ，昼間の場合は気層から水層へ向かっていることを示している．

${}_i\theta_w$ の最高起時は${}_iT$の最高起時より約３時間おくれており，純放射の最高フラックス時にくらべると約４時間のおくれとなっている．これにくらべて屋外湛水池の水温${}_o\theta_w$ は，外気温${}_oT$と非常に接近した値を示しており，午前中のみ ${}_o\theta_w<{}_oT$となっている．

２段目に示されているボーエン比${}_i\beta$, ${}_o\beta$ は，かなり異なった日変化を示している．ハウス内の ${}_i\beta$は0.6～0.9の間にあり，昼間やや小さく夜間に大きくなる傾向を示している．これに対し屋外の${}_o\beta$は昼間負値を示しており，顕熱フラックスと潜熱フラックスの向きが逆方向である．

第３．7図中段に示されている内外湛水池面上の交換速度${}_iD$, ${}_oD$は，熱収支解析より導かれたものである．この例では${}_iD$と${}_oD$の値に本質的な差異は認められない．図中の極大値は温度差が非常に小さくなるために生ずるもので観測誤差の影響が大きい．

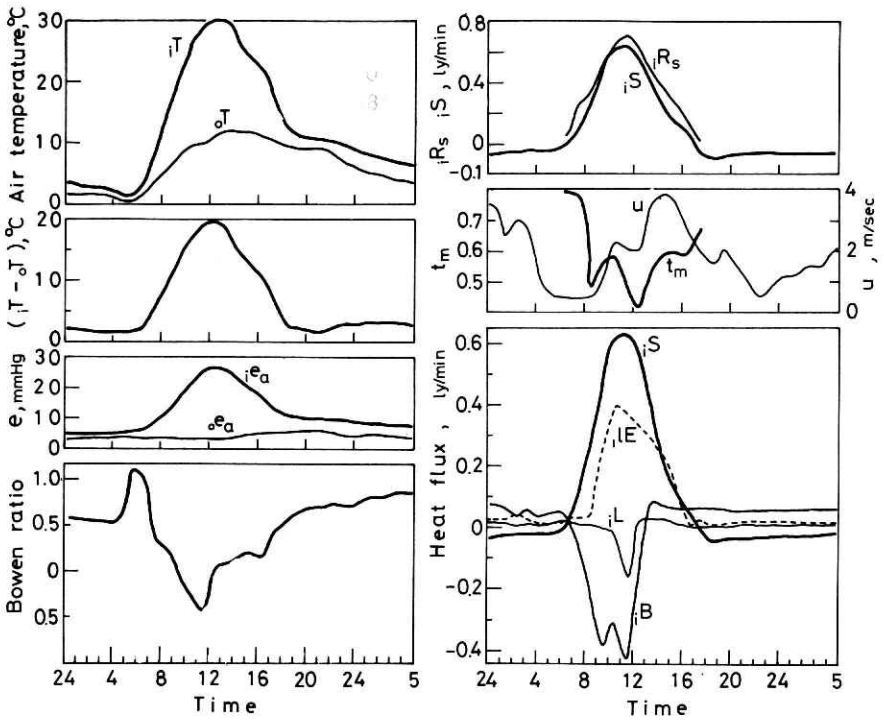

Fig. 3.9　Diurnal change of heat balance components at wet bare soil surface inside the vinylhouse (March 18, 1969).

内・外湛水池面上における熱収支特性の比較において，両者の差異がもっとも顕著にあらわれるのは純放射量の大きい昼間である．ハウス内における潜・顕熱交換量がかなり抑制されているのに対し，屋外湛水池では潜熱交換量がかなり大きくなっており，午前中には気層から水層への顕熱の供給がみられる．

内湛水面の貯熱比＝0.92，外湛水面の貯熱比＝0.67であり，予想されたとおり貯熱比の差異は比較的大きいが，内湛水面における値はやや大きすぎるようにも考えられる．

1月5日の場合　前の場合と同様に晴天日のデータの解析であるが，風速条件が大きくことなり，この例では昼間かなりの強風となっている．

内湛水池における水温日変化の内部気温との関係などは，前例とほとんど同様である．最高水温起時は最高気温起時に対して約3時間の位相差を示している．ハウス内のボーエン比βは0.4～1.2の間にあって，昼間やや低下する傾向は前例と同様である．

外湛水池における水温は，昼間のすべておよび夜間の一部において外気温より低く，とくに午前における気—水温差は5℃にも達している．ボーエン比は昼間のすべておよび夜間の一部において負値となっており，この日の熱の移動はきわめて複雑となっている．

夜間における有効放射フラックスが非常に大きいのに対し，水体から気層に供給される熱量が小さいため，ボーエン比から推定される顕・潜熱交換フラックスの配分はつじつまの合わない結果となっている．それで同図には夜間における顕・潜熱フラックスの値は示されていない．

昼間における貯熱比は内湛水池＝0.80，外湛水池＝0.25であり，強風条件も作用してか外湛水池の貯熱比は非常に小さい．

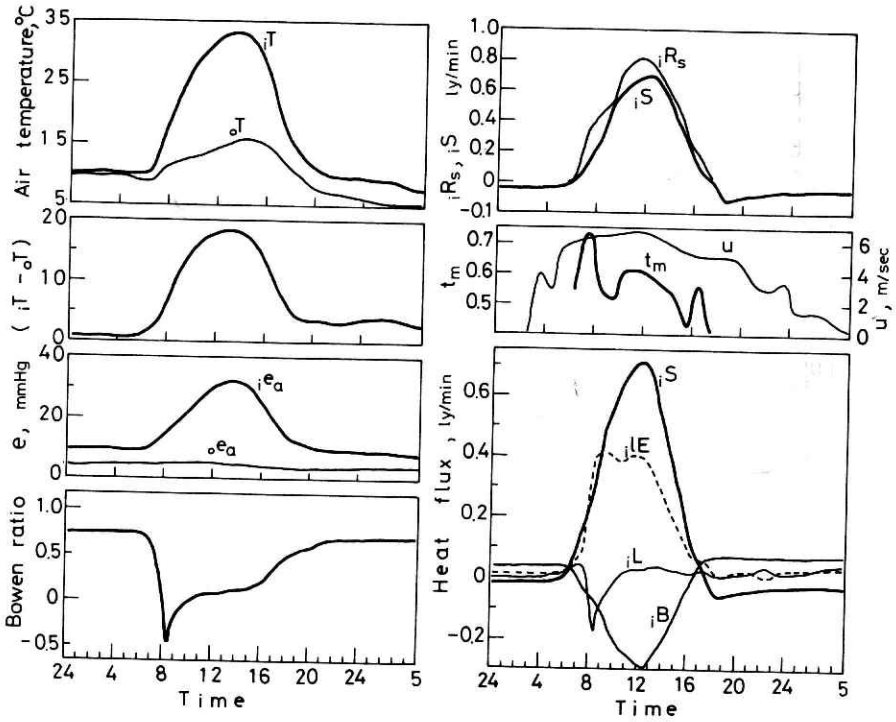

Fig. 3.10 Diurnal change of heat balance components at wet bare soil surface inside the vinylhouse (April 2, 1969).

（4）湿潤裸地床面上の熱収支

前項で説明したのは，ハウス内外に設けられた浅い湛水池面上の熱収支の比較であるが，ここではより実際栽培条件に近い，密閉ハウスの湿潤裸地床面上の熱収支観測結果について説明する．第３．９図および第３．10図には1969年３月18日と４月２日における，ハウス内外の気象要素ならびに熱収支項の日変化が示されている．

３月18日の場合　裸地床面上の純放射フラックスの最大値0.61 ly/min に対して，内部気温$_iT$は約30℃となっており，内外気温差は20℃近い値となっている．$_iT$の最高起時は$_oT$の最高起時より約１時間早くなっているが，これはガラス室での観測結果とも一致するものである．

純放射量の増加と内部気温の上昇につれて水蒸気圧も急激に増大し，顕著な日変化を示している．これにくらべて外気の水蒸気圧は終日ほとんど変化がみられず，ほぼ一定値となっている．これはもし，ここで換気をおこなうならば，顕熱交換のほかに換気による潜熱交換量もかなり大きいことを示している．ボーエン比は湛水池の場合と同様に，夜間に正の大きい値をとり，昼間小さく一時負値となっている．このようなボーエン比の負値が，昼間必ずあらわれるものであるかどうかわからないが，ここで説明しようとしている２例では，いずれも昼間の一時期に負値が観測されている．

第３．９図右上段に示されている水平面全短波放射量$_iR_s$は，同図中段に示されている透過率$_it_m$でハウス内に入射してきたものである．床面における純放射量$_iS$は，ガラス室での観測結果と同様に$_iR_s$に近い値となっている．

昼間における貯熱比は0.46であり，潜熱交換量が大きいため貯熱比はあまり大きくなく瀬尾（1962）の結

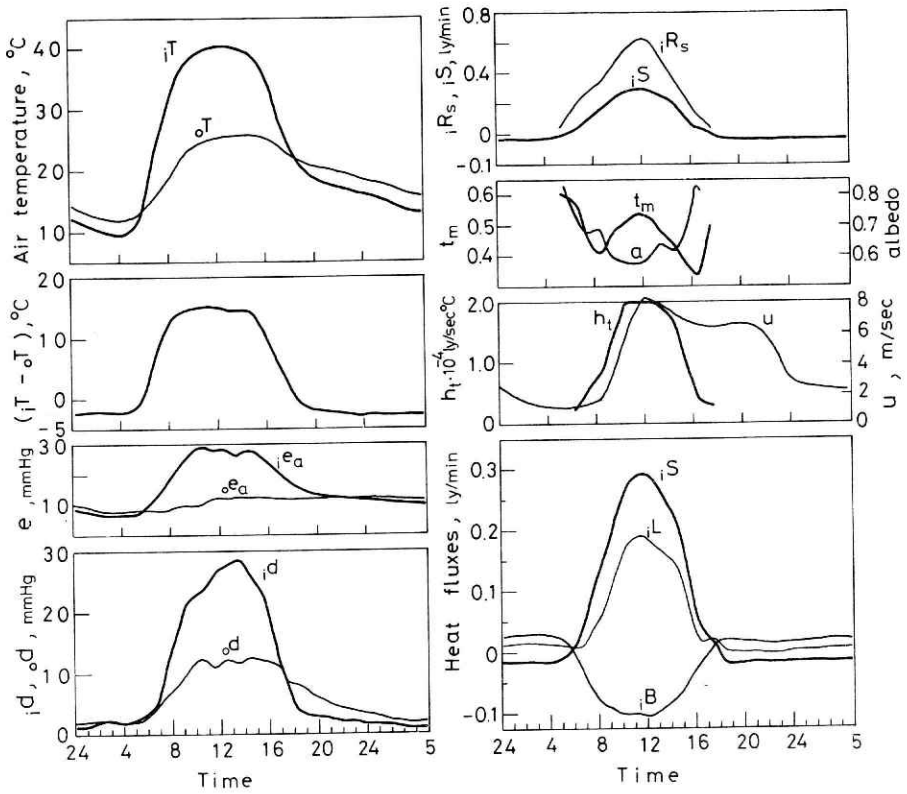

Fig. 3.11　Diurnal change of heat balance components at the floor covered with polystyrol plate (30mm thick) inside the vinylhouse (Feb. 12, 1969).

果に近い値である．

4月2日の場合　同じく裸地床面であるが，前記の3月18日の場合と比較すると床面は次第に乾燥してきている．最大純放射フラックス0.7 ly/minに対して，$_iT$は約33℃に昇温し内・外気温差は約18℃となっている．また外気の水蒸気圧にはほとんど変化は認められないが，ハウス内気層の水蒸気圧には，内部気温の日変化に対応して顕著な日変化がみられる．

ボーエン比はやはり夜間に大きく(0.6以上)昼間に小さい日変化を示し，午前の一部に負値がみられる．夜間にボーエン比が大きくなるのは，内気層の水蒸気圧と床面温度で飽和していると推定されている床面付近の水蒸気圧の差が小さくなるためである．このことはこのような湿潤床面をもつハウス内の熱交換において，顕熱交換のしめる比重が夜間に相対的に大きくなっていることをあらわしている．

前の場合と同様に，昼間における純放射の大部分は地温上昇と蒸発に消費され，地一気層間の顕熱交換量のしめる割合は非常に小さい．昼間の貯熱比は0.36であり，これも瀬尾（1962）がえた結果に近い値である．

（5）断熱材被覆床面上の熱収支

これまで度々説明してきたように，ハウスの保温機構，熱交換特性を考える場合，床面の熱的特性は重要な意味をもっている．そこで本実験においては，断熱性のきわめて高い発泡スチロール板（大きさ 100×200cm，厚さ3 cm）をハウス内全面にしきつめ，昼間における太陽放射熱の地中への蓄熱を抑制し，夜間の地中から内気層への伝導熱も極力しゃ断するような床面処理をおこなった．

第3．11図に処理期間中の観測例（1969年2月12日）が示されている．この断熱材による床面処理に伴う顕著な変化は，気温と放射状態にあらわれており，もちろん地温上昇（地中熱交換量）はかなり抑制されている．

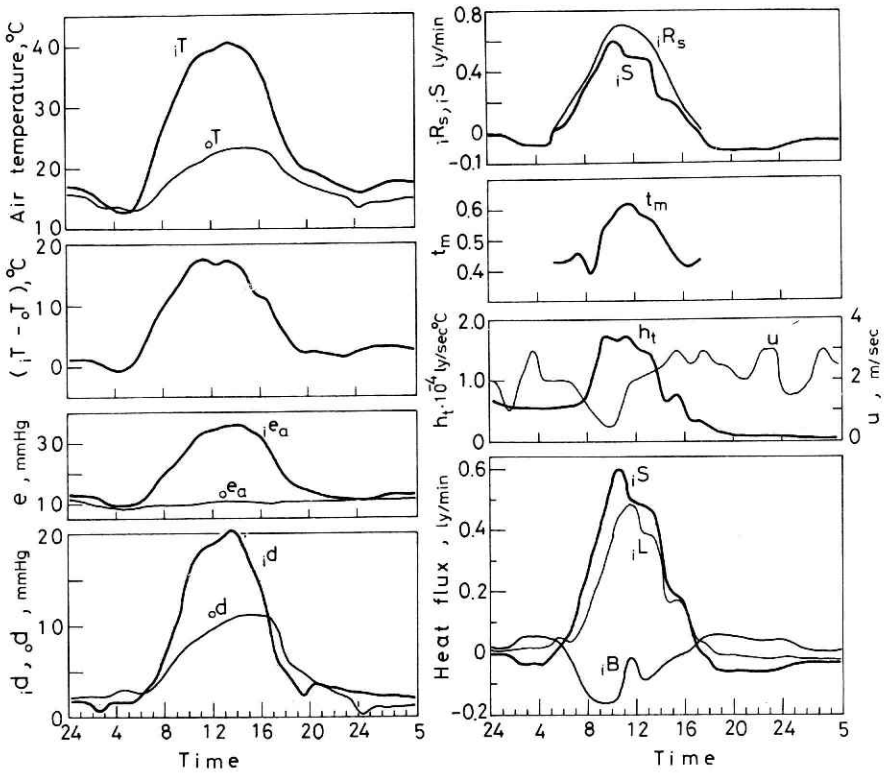

Fig. 3.12 Diurnal change of heat balance components and related parameters at floor surface mulched by vinylfilm (April 23, 1969).

夜間における唯一の熱源である地熱流がしゃ断あるいは抑制されることによって，ハウスそのものが放射ヒレの役割しか果たさなくなるため，夜間の内部気温$_iT$は外気温$_oT$より2～3.5 ℃低くなっている．

昼間における純放射量$_iS$は，ハウス内の水平面全短波放射量 $_iR_s$ の約半分に近い値となっている．これは使用した断熱材が白色であり，第3．11図右に示されているように大きい反射率（0.55～0.65）をもっているためである．

このように比較的小さい純放射フラックスの最大値（0.24 ly/min）に対し，内部最高気温は33℃となっており，内外気温差は約16℃に達している．この気温差は，これまで説明してきた他の例とくらべて大差なく，単位純放射量当りの昇温度は，それらより大きくなっている．ここにえられた大きい昇温度は，与えられた純放射量のかなりの部分が顕熱交換量として消費されることと，ハウス内部に乱れの弱い逆転気層が形成されることによってもたらされたものと思われる．

床面処理による内部気温日変化の特徴は，内部の湿度状態にも影響を与えているが，それは飽差の日変化にもっとも端的にあらわれている．内気層の飽差が外気層の飽差より大きいのは昼間の一部のみで，他はすべて外気層の飽差が大きくなっている．このような現象は，これまで説明してきたどのケースにもないものである．

壁面での総括熱伝達係数 h_t （推定法は第4節で説明される）は1.0～2.7×10^{-4} ly/sec℃の範囲にある．図からわかるようにh_tは屋外の風速条件とはほとんど関係がない．これは総括熱伝達係数h_tの構成要因の一つである内壁面熱伝達係数$_ih$が小さいため，h_tの値は実際上それによって規定されるためである．これらの熱交換パラメータについては，第4節においてさらに検討される．

（6）ビニールフィルム被覆床面上の熱収支

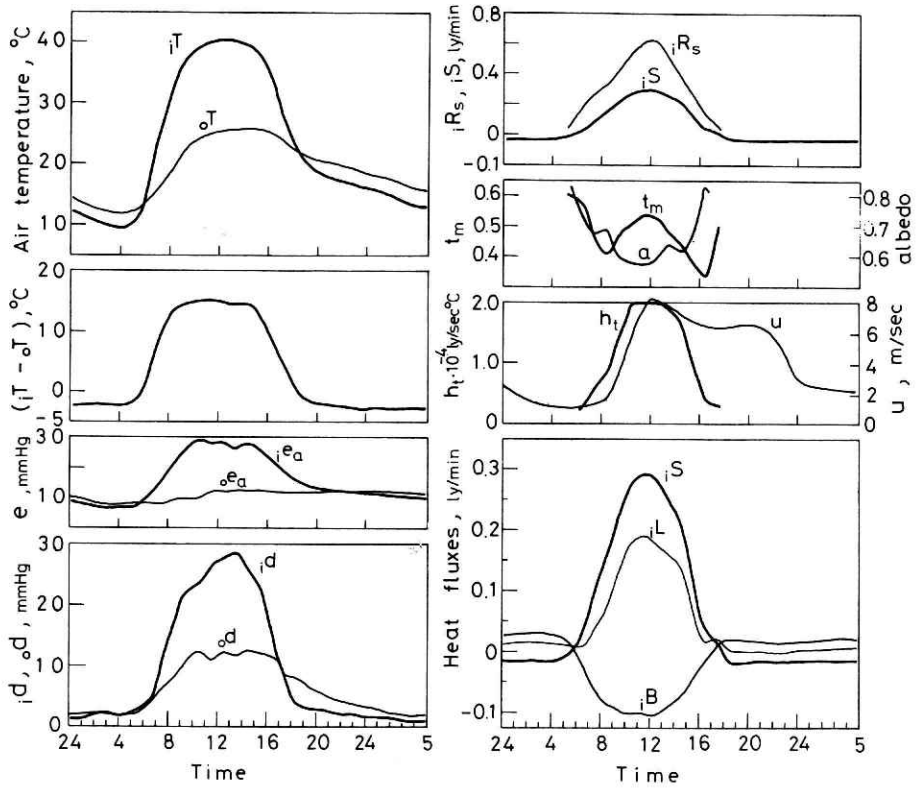

Fig. 3.13　Diurnal change of heat balance components at floor surface covered with vinylfilm and polystyrol plate (May 8, 1969).

前項でのべた断熱材による床面処理は，床面上の純放射量の減少と地中熱交換量の抑制をもたらし，興味ある結果がえられた．つぎにおこなったビニールフィルムによる床面マルチ処理は，断熱材による処理とことなって，潜熱交換を完全に抑制することを主目的としたもので，地中熱交換は自由におこなわれる状態下にある．

第3．12図にマルチ処理期間中の観測例（1969年4月23日）が示されている．

床面からの蒸発が抑制されたためハウス内部は乾燥し，透明度が増したことが観察された．気温の日変化をみると，断熱材処理の場合と同様に，早朝に内外気温の逆転がみられる．その差は小さいものであるが，このようなマルチ処理は夜間の内部気温を低下させる作用をしている．昼間の最高気温は，純放射量の最高フラックス0.6 ly/minに対して約40℃を示し，内外気温差は18℃に達している．

内部の湿度状態は，第2章第4節で説明したガラス室内でのそれに近く，かなり乾燥している．飽差は内部の約21 mmHgに対し，外気の11 mmHgとなっており，10 mmHgの差異が認められる．これは実際栽培において，もし作物の株間の全面マルチをおこなった場合には，内部気層の乾燥比による蒸散量の増加が見込まれることを示している．

ハウス内の水平面全短波放射量 ${}_iR_s$ と純放射量 ${}_iS$ との関係は，床面での反射率が裸地の場合にくらべてやや大きいので，${}_iS/{}_iR_s$ 比はいく分小さくなっている．透過率 t_m には，0.4～0.6の間で太陽高度の変化にともなう明りょうな日変化がみられる．

総括熱伝達係数 h_t は明らかに昼間に大きく，夜間に小さい日変化をしているが，夜間の値はかなり大きな誤差を伴っているものと思われる．前項の例と同様に，h_t は風速条件とはほとんど無関係である．

地中熱交換フラックス ${}_iB$ は最大値0.16 ly/minとなっており，かなり抑制されている．潜熱交換量 ${}_iLE \fallingdotseq 0$ と

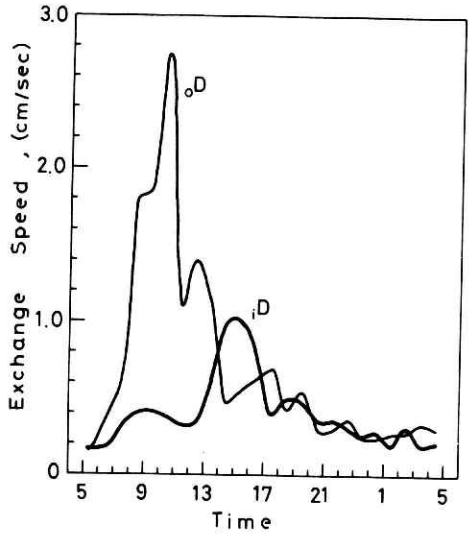

Fig. 3.14 Diurnal change of exchange speed (ten-day mean) inside and outside the vinylhouse.

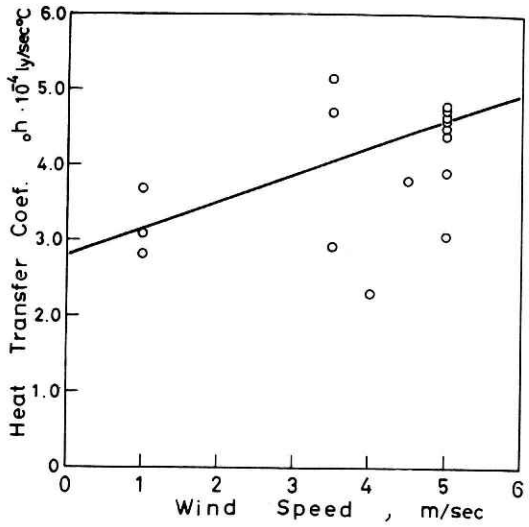

Fig. 3.15 Dependence of sensible heat transfer coefficient at outer surface of the vinylhouse on wind speed.

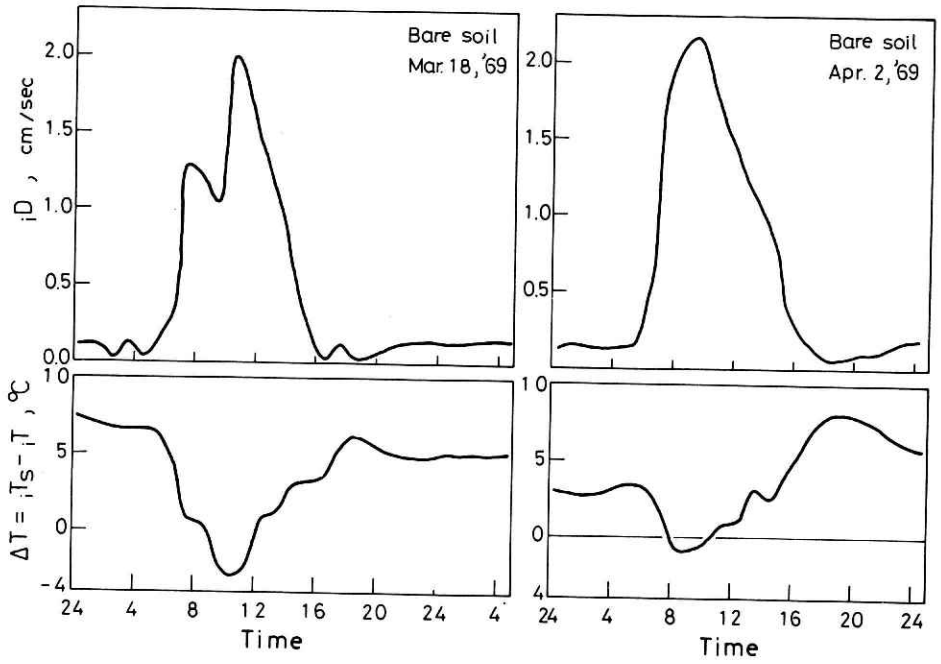

Fig. 3.16 Diurnal change of exchange speed $_iD$ and of temperature difference ΔT.

して（$_iS-_iB$）をすべて顕熱交換量$_iL$だとすると，第３．12図の夜間にみられるように，内気層から床面に向かう熱量があることになるが，これはもしあったとしてもきわめて微弱なものであろう．

貯熱比は$_iB$が抑制されたため予想外に小さく0.23となった．以上の結果を総合して考えると，床面に対するビニールマルチは内気層の乾燥化には役立つが，保温機能を高める効果はないとみてよいだろう．

（7）ビニールフィルムと断熱材被覆床面上の熱収支

これは地中熱交換量をもっとも強く抑制し，また潜熱交換量を抑制する床面処理をした場合の熱収支である．第3.13図に1969年5月8日の観測値が示されている．これによると，外気温の最低値が10℃以上という暖候期の条件にもかかわらず（夜間の有効放射も小さい），夜間には内部気温が外気温より低くなる現象がみられる．その差は2～3℃に達している．

純放射の最高フラックス約0.3 ly/minに対し，内外気温差の最大値は約15℃であり，(4)の例よりわずかに単位純放射量当り昇温度は小さくなっている．内部の湿度状態は(5)の場合とほぼ同様な傾向を示しており，昼間の飽差は非常に大きくなるが，夜間には外気のそれより小さくなっている．

放射環境の特徴は，(4)項において説明したように，断熱材の高い反射特性のためハウス内水平面全短波放射量 $_iR_s$ に対する純放射量 $_iS$ の比率が小さいことである．床面からの反射放射の内壁面での2次反射による，みかけの透過率の増加はない．平均透過率は0.46である．

地中熱交換フラックスは0.1 ly/min以下で小さいが，$_iS$ も小さいため貯熱比は0.39とあまり小さくなっていない．

上記の(3)，(4)，(5)，(6)の各項において説明してきたことを総括的に考察すると，無加温ビニールハウスの気温成立に対して，地中熱交換量がきわめて大きな影響をおよぼしていることが理解できる．外壁面上の長波有効放射が弱い気象条件下においても，床面処理によって簡単に内外気温の逆転状態をつくり出すことができることを，実験によって明らかにした．これは内部気温の予測にあたり，地中熱交換量の測定（評価）精度をさらにあげる必要があることを示しているものと考えられる．このようにとくに夜間気温の成立に対して地中熱交換量のしめる比重が大きいことは，他面からみれば気温制御法の一つに，地中熱交換量の制御による方法があることを示している．

第4節　熱交換パラメータの推定

これまではハウス内気象環境の特徴ならびに，内部床面上の熱収支特性について説明してきた．つぎの段階として，このようにしてえられた多くの情報を総括し，ハウス全体の熱収支の考慮から内部気温の予測法を確立する必要がある．しかしそのためには，前節において一部説明した外壁面顕熱伝達係数 $_oh$，内壁面顕熱伝達係数 $_ih$ などについての知識が必要となる．既往の理論式による数値計算では，これらの熱交換パラメータについては，一応の推定値が使用されているのが実情である．

これらの熱交換パラメータについてふれた報告は非常に少ない．外壁面熱伝達係数についてBusinger (1963) は10 kcal/m²hr℃ $=2.8\times10^{-4}$ ly/sec℃ を平均値としてもちいてよいとし，また内壁面熱伝達係数は0.3～1.1×10^{-4} ly/sec℃の範囲にありその最大値を通常使用してよいとしている．しかし残念ながら，その根拠は十分明らかにされていない．

内島 (1964) は瀬尾 (1962) のデータを使用して，総括顕熱伝達係数 h_t の評価をおこない 2.4×10^{-4} ly/sec℃をえている．しかし上述のことからわかるように，これらの熱交換パラメータのオーダーならびに日変化に関する知識は非常に乏しい．

そこで本節では，第3節の(2)，(3)項の実験観測資料による，ビニールハウスの熱交換パラメータに関する実験的研究結果（内島・岩切，1969）について説明する．

これは微細気象資料の熱収支解析から，能動面（床面，内壁面，外壁面）の熱輸送に関係している交換速度 D (cm/sec) を評価しようとするものである．諸要素の測定精度が D の値の評価の精度を規定するという弱点はあるにしても，これらの熱交換パラメータを実験的に推定しようとする試みは初めてのことである．

能動面と任意の基準高さ間の熱，水蒸気，炭酸ガスならびに運動量の鉛直乱流輸送を特徴づけている交換速度 D は，一般にもちいられている物理量の拡散係数 $K(z)$ をもちいて，つぎのように定義される量である (Budyko, 1956)．

$$D=\frac{1}{\int_0^z \frac{dz}{K(z)}} \quad \text{cm/sec.} \tag{3.5}$$

(3.5)式の形からわかるように，D は一般に高さ方向に大きく変化する拡散係数 $K(z)$ の逆数の積分値の逆

数によって決定される．したがってDの値は，考えている空間内における拡散係数の最小値によって基本的に規定される．この交換速度Dは，これまでもちいてきた顕熱伝達係数hとは，つぎのような関係にある．

$$h=c_p\rho D \qquad (\mathrm{cal/cm^2sec\ ℃})$$

ハウス内床面における熱収支はつぎのようにあらわされる．

$$_iS={}_iL+{}_il\underline{E}+{}_iB \quad \mathrm{ly/sec.} \tag{3.6}$$

ここで　$_iS$：純放射量　ly/sec；$_iL$：顕熱交換量　ly/sec；$_il\underline{E}$：潜熱交換量　ly/sec；$_iB$：地中熱交換量　ly/sec.

顕熱および潜熱交換量は，熱と水蒸気の拡散係数がひとしいと仮定すると，床面と基準高さ（この場合，150 cmにとった）間の温度差をΔTとおくとつぎのようにあらわされる．

$$_iL=c_p\rho\,{}_iD\Delta T,$$

$$_il\underline{E}=l\rho\frac{0.622}{P}\,{}_iD(\varphi\Delta T+d).$$

ここで　l：蒸発潜熱　cal/g；φ：考えている高さ間の気温での飽和水蒸気圧・温度曲線の傾度　mmHg/℃；P：大気圧　mmHg；d：飽差　mmHg.

これらの関係を（3.6）式に代入すると，

$$_iS=c_p\rho\Delta T+l\rho\frac{0.622}{P}\,{}_iD(\varphi\Delta T+d). \tag{3.7}$$

（3.7）式を$_iD$について整理するとつぎの式がえられる．

$$_iD=\frac{{}_iS-{}_iB}{c_p\rho\Delta T+l\rho\dfrac{0.622}{P}(\varphi\Delta T+d)}. \tag{3.8}$$

(3.8)式はハウス内床面と基準高さ間の交換速度$_iD$を，床面での熱収支計算から決定しようとするものである．

ここでハウス内床面と内壁面が完全に湿っているとすると，床面と基準高さ間についてえられた$_iD$と内壁面基準高さ間の$_iD_w$は近似的にひとしいとおくことができるだろう．この仮定が成立つとすれば，床面での熱収支計算から$_iD$を決定することによって，間接的に壁内面での交換速度$_iD_w$を推定することができる．

（1）ハウス内外の湛水面上の交換速度

第３節の第3.7 図中段に，上述の方法によって決定された内・外湛水面上の交換速度（$_iD$，$_oD$）が示されている．$_iD$は９時と14時ごろに2 cm/sec以上の極大値を示し，$_oD$にも９時ごろに同程度の極大値がみられる．$_iD$の午後の値は別として，午前にみられる極大値は水温と気温の差の減少にともなう測定誤差・計算誤差の集積に起因するものと考えた方がよさそうである．

同図からわかるように，$_iD$は夜間0.2～0.7cm/secの間にあり，昼間大きな値をとり約２cm/secにもなっている．屋外の湛水面上の交換速度$_oD$は，風速の日変化とかなりよく対応した変化を示している．しかしこの日の交換速度$_iD$，$_oD$間には本質的な差異は認められないようである．

第3.14図はハウス内・外に設けられた湛水池面上での，熱収支計算からえられた交換速度（$_iD$，$_oD$）の10日間の平均値の時間変化を示したものである．密閉ハウス内の交換速度$_iD$は，あまり日変化せずほぼ一定の値をとると予想したのであるが，第3.14図からわかるように$_iD$は0.2～1.0 cm/sec（$0.58\sim2.88\times10^{-4}$ly/sec℃）の範囲で明らかに日変化する．

屋外水面上の交換速度$_oD$は0.2～2.8cm/sec（$0.58\sim8.06\times10^{-4}$ly/sec℃）の範囲にあり，８時から13時の昼間は1 cm/sec以上となっている．

$_iD$と$_oD$との差異は午前中に大きいが，夜間にはほとんど差異が認められない．$_oD$の昼間における値は，個々の日の風速条件の差異にもかかわらず，数値の大きな変動はみられなかった．$_iD$と$_oD$の日変化における最大値出現時刻は，それぞれの湛水池の最高水温出現時刻に対応している．

ここでえられた$_iD$，$_oD$が，それぞれハウス内壁面と外壁面での交換速度に近似的にひとしいと仮定すると，内・外壁面での熱伝達係数$_ih$，$_oh$はそれぞれ$0.6\sim3\times10^{-4}$ ly/sec℃，$0.6\sim8\times10^{-4}$ly/sec℃ 程度の値をもっ

ているものと推定される．

（2）外壁面熱伝達係数の推定

昼間における熱交換速度，とくに屋外でのそれは　第3.14図で説明したように急激な時間的変化を示す．屋外における水面あるいは裸地面での熱収支解析からえられる交換速度は，ハウス外壁面での交換速度—熱伝達係数についての情報を与えるものである．そこでここでは，熱収支計算が単純化される最高地表温出現時刻（近似的に地中熱交換量を無視できる）について，屋外裸地面上の熱収支計算をおこない，${}_oh$を推定した．

第3.15図はえられた${}_oh$と風速とを対比させたものであり，両者はつぎのように近似できる．

$$ {}_oh = 2.8 + 0.35 u_{15} \qquad (3.9) $$

ここで　${}_oh$：$\times 10^{-4}$ ly/sec；u_{15}：高さ15mの測風塔での10分間平均風速　m/sec.

外壁面熱伝達係数は，壁面付近での拡散係数によって規定されるものであるから，そこでの風速条件と密接な関連をもっている．

${}_oh$と風速との関係については，つぎのような経験式がえられている．

藤川（1947）

$$ {}_oh = 2.3 + 0.8\bar{u} \qquad 10^{-4}\ \text{ly/sec℃}, $$

Morris（1962）

$$ {}_oh = 1.0 + 0.15\bar{u} \qquad 10^{-4}\ \text{ly/sec℃}. $$

ここで　$\bar{u}$：風速　m/sec.

厳密にいえば，${}_oh$はハウスの形状と関連しており，風速計の高さのとり方によって式に含まれる定数は異なってくる．しかし一応上述の2式と比較してみると，われわれがえた（3.9)式は藤川（1947）の近似式により近い結果を与えるものである．

（3）内壁面熱伝達係数の推定

床面上の交換速度が内壁面での交換速度に近似的にひとしいという仮定をおくと，湿潤裸地床面上の熱収支観測から，（1）と同様にして内壁面での交換速度を間接的に推定することができる．

第3.16図には，ビニールハウス内裸地床面上の熱収支解析からえられた${}_tD$の日変化，ならびに床面での顕熱交換に関係している床面温度と内気温の差の日変化が示されている．

温度差は日の出から午前中にかけて最小値をとり，夜間に大きくなる明らかな日変化を示している．昼間における床面温度は真の表面温度より過小評価されていると思われるが，そのことを考慮に入れてもハウス内の温度成層状態は，昼間に安定で夜間に不安定の状態にあるとみてよいであろう．これは湿潤床面をもつ密閉空間内における温度分布の一つの特徴と思われる．

交換速度${}_tD$は，第3.16図に例示されている両日ともに，夜間は小さく約0.1～0.2cm/sec（0.29～0.57$\times 10^{-4}$ ly/sec℃），昼間はかなり大きく2cm/secあるいはそれ以上（${}_th \geqq 5.76\times 10^{-4}$ly/sec℃）の値にまで増加している．${}_tD$の最大値は温度差の最小値の出現時刻に対応しており，午前中の${}_tD$はやや大きすぎるように思われる．(3.8)式と同様な式による${}_tD$の決定法では，温度差の決定がとくに重要な意味をもっている．午前中における温度差は小さいので，このような実験的推定法では，床面温度の測定精度をあげる必要がある．

（4）総括熱伝達係数の推定

総括熱伝達係数h_tはハウス内壁面での熱伝達係数${}_ih$，被覆材の熱伝導率λ，外壁面での熱伝達係数${}_oh$をもちいて，つぎのように定義されるものである．

$$ h_t = \frac{1}{\dfrac{1}{{}_ih} + \dfrac{L}{\lambda} + \dfrac{1}{{}_oh}} \quad \text{ly/sec℃}. \qquad (3.10) $$

ここで　L：被覆材の厚さ　cm.

この総括熱伝達係数の概念は，熱流の方向が同一の場合にのみ適用される．被覆材の外面が放射冷却によって気温よりも低温となり，上層大気から顕熱供給がおこなわれているような状態（晴天夜間）のもとでは，(3.10) 式は適用できなくなってくる．ここでは昼間の熱収支解析からえられた総括熱伝達係数について説

明する．

地中熱交換量が近似的に無視できる昼間の最高地温出現時刻ごろの熱収支式は，総括　伝達係数をもちいるとつぎのように簡単な式であらわされる．

$$ {}_{i}S\cdot A_f = A_w\cdot h_t({}_{i}T - {}_{o}T) + c_\rho\rho V_c\frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t}. \qquad (3.11) $$

ここで　$c_\rho\rho V_c\frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t}$：考えている時間内の内部気温変化に要する熱量（ly/sec）．(3.11) 式からh_tはつぎのようにあらわされる．

$$ h_t = \frac{{}_{i}S\cdot A_f - c_\rho\rho V_c\frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t}}{A_w({}_{i}T - {}_{o}T)}. \qquad (3.12) $$

第３節の（３），（４）項の実験資料をもちい，(3.12) 式によって決定される総括熱伝達係数は，内壁面に凝結がある場合に相当している．内島（1964）によれば，内壁面に凝結がないときの総括熱伝達係数をh_t'とすると，h_t/h_t'比は1.51～3.33（ガラス），1.40～2.92（ビニール）の範囲で，内部気温の上昇とともに増加することが明らかにされている．これは内外気温差が同一のとき，内壁面が湿っている場合には，乾燥しているときの平均約２倍の熱貫流があることを示すものである．

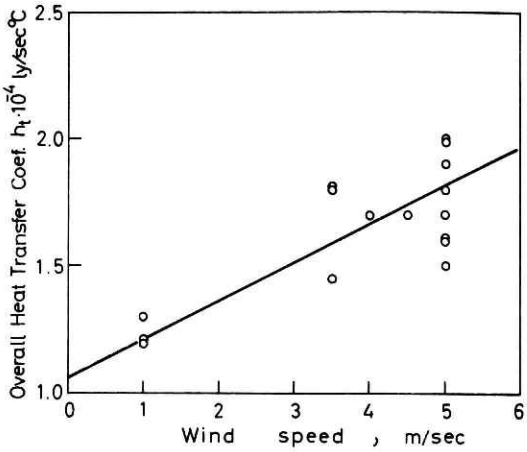

Fig. 3.17　Dependence of total heat transfer coefficient h_t on wind speed.

第3.17図には，昼間の最高地表温時の10分間平均値の熱収支計算によって推定されたh_tと，測風塔の風速（$H=15$m）との関係が示されている．これによるとh_tは1.2～2.0×10^{-4} ly/sec℃の範囲にあり，点のちらばりはやや大きいが風速と弱い相関関係をもっている．両者の関係はつぎのように近似できる．

$$ h_t = 1.06 + 0.15u_{15}. \qquad (3.13) $$

ここで　h_t：10^4 ly/sec℃；u_{15}：15m高さの風速　m/sec.

(3.13) 式からわかるように，風速の増加にともなう総括熱伝達係数の増加は非常にゆるやかである．

（５）内部気温の急変過程を利用した総括熱伝達係数の推定

第３節において説明した地中熱交換量の制御に関する実験時に観測された，夜間における内部気温の急激な変化過程を利用して，総括熱伝達係数h_tの推定をおこなった．

この実験時には床面上にビニールフイルムと３cm厚さの発泡スチロール板（断熱材）がしかれていた．そのため地中から内気層に向かって供給される伝導熱量は非常に小さくなっている．したがってハウス外面においてわずかな有効長波放射があると，内気温が外気温より低下する現象が，夜間にはほぼ常時観測されていた．

しかし第3.18図にみられるように，上空が曇ることによってハウス外面での放射冷却が急激に減少し，内部気温はそれに対応して急速に上昇する．これらの気温の変化過程は，水温の研究（内島，1964）でもちいられた平衡温度への移行過程と全く同じようになり，それはつぎのように表わすことができる．

$$ c_\rho\rho V_c\frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t} = A_w\cdot h_t({}_{i}T_m - {}_{i}T). \qquad (3.14) $$

ここで　V_c：ハウス容積　cm³；${}_{i}T$：ハウス内気温　℃；A_w：壁面積　cm²；${}_{i}T_m$：ハウス内空気の平衡温度（最終温度）℃.

(3.14) 式を気温と時間について整理するとつぎのようになる：

$$ \frac{\mathrm{d}_t T}{{}_{i}T_m - {}_{i}T} = \frac{h_t\cdot A_w}{c_\rho\rho V_c}\mathrm{d}t. $$

つぎに時間 $t=0$ で ${}_iT={}_iT_0$, $t=t$ において ${}_iT$ となる条件のもとに，上式を積分するとつぎの式がえられる．

$$-\ln\frac{({}_iT_m-{}_iT)}{({}_iT_m-{}_iT_0)}=\frac{A_w\cdot h_i}{c_p\rho\cdot V_c}\ t\ .$$

したがって h_t はつぎのようにあらわされる．

$$h_t=\frac{c_p\rho V_c}{A_{wt}}\cdot\left\{-\ln\frac{({}_iT_m-{}_iT)}{({}_iT_m-{}_iT_0)}\right\}\cdot \qquad (3.15)$$

第3.18図に示されているような外壁面上の有効放射の急激な減少（おそらくこれは急に曇った状態に対応しているものと思われる）に伴う，内部気温の上昇過程の（3.15）式による解析から，総括熱伝達係数 h_t が求められる．あるいは逆に有効放射の急激な増加（曇天から晴天）に伴う気温の急激な低下の場合にも，同様に処理することができるがこの場合には外壁面での熱流の向きがちがうという問題がある．

断熱材による床面処理期間中にえられた，4ケースの解析結果はつぎのようである．

Date (1969)	Time	h_t ($\cdot 10^4$ ly/sec°C)
Feb. 2	0400—0500	0.10
Feb. 8	1800—1900	0.05
Feb. 14	0300—0400	0.10～0.11
Feb. 15	0200—0400	0.11～0.14

このようにしてえられた h_t の値はかなり小さく，（4）項で求められた昼間の値にくらべると1けた小さいようである．

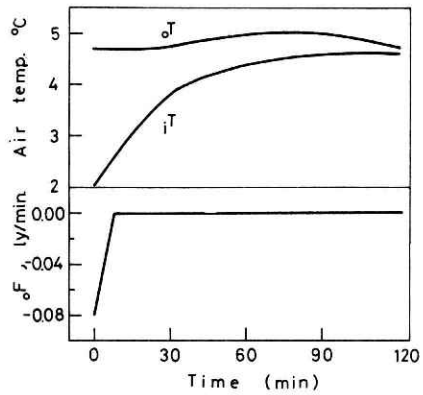

Fig. 3.18　Transient processes of inside air temperature caused by the abrupt change of effective long-wave radiation flux at outer surface of the glass-house.

第3章総括

ガラス室・ビニールハウスなどの熱収支特性は，野外での熱収支との比較の形で研究されることが多いが，それのみでは内部環境の予測に必要な知識を得ることはできない．

本章ではガラス室およびビニールハウスの長期観測によってえられた資料をもちいて熱収支解析をおこなうとともに，とくに熱収支法を利用した熱交換パラメータの推定をおこなった．

第1節では，ハウス内床面の各熱収支項の決定法についてのべている．

第2節では，冬季間におけるガラス室の熱収支解析をおこなった（第3.2，3.3図）．11月27日（1966）の例では純放射の日最高フラックス0.55 ly/minで内外気温差は約18°Cとなっている．ハウスの熱収支特性をあらわす1指標である貯熱比は0.58であり，瀬尾（1962）がえた0.38～0.47にくらべて大きい．12月15日（1966）の例では貯熱比は0.44となっている．昼間における総括熱伝達係数として，$0.5\sim1.5\times10^{-4}$ ly/sec°Cの推定値がえられた．

節3節では，保温比 $R=0.38$ のビニールハウスの微細気象観測結果と熱収支解析結果について説明している．この場合にはとくに床面処理（ビニール被覆，断熱材被覆）もおこなわれ，床面処理によってハウス上部に高温域，多湿域が形成されるという特徴的な温・湿度分布が観測された．湿潤条件下では，ハウス内蒸発量と屋外での蒸発量との比が0.3となるのに対し，床面処理による内部の乾燥化によって，それは0.7まで増加した．

ハウス内および屋外に設けられた湛水池面上の熱収支の比較によれば，ハウス内湛水面上の顕・潜熱交換量は抑制され，貯熱比は外湛水面の0.67に対し内湛水面の0.92と大きくなっている．ボーエン比は0.6～0.9であり，内部が湿潤なため顕熱交換量の割合がかなり大きくなった．

強風条件下の観測例（第3.8図）では，貯熱比は外濠水面で0.25，内濠水面で0.80となっており，内濠水面上のボーエン比は0.4～1.2の範囲であった．

湿潤裸地床面上の熱収支観測例（第3.9，3.10図）では，貯熱比は0.46と0.36であり瀬尾（1962）の結果に近い．ボーエン比は夜間に大きく，昼間に小さい日変化を示した．

断熱材の床面処理により地中熱交換量を抑制すると，夜間の内外気温の逆転現象を容易につくり出せることがわかった．ビニール被覆処理によって夜間における内外気温差は減少し，早朝に逆転現象がみられた．床面に対するビニールマルチは内気層の乾燥化には役立つが，夜間の保温機能を高める効果はない．

ビニールマルチと断熱材被覆を併用した場合，地中熱交換量は強く抑制されるため，暖候期の5月でさえ内気温は外気温より2～3℃低い逆転現象がみられた．

裸水面上の熱収支解析から交換速度Dは（3.8）式によって推定することができる．ハウス内濠水面上の交換速度${}_{i}D$は0.2～1.0cm/sec（0.58～2.88×10^{-4} ly/sec°C），外濠水面上の${}_{o}D$は0.2～2.8 cm/sec（0.58～8.06×10^{-4} ly/sec°C）の間で日変化している．ここでえられた${}_{i}D$の値は，内壁面での熱伝達係数として利用できるだろう．

屋外での裸地面上の熱収支解析から顕熱伝達係数を求め，これを外壁面上の値と仮定して風速との関係式（3.9）を求めた．これによれば，風速5 m/secでの外壁面熱伝達係数${}_{o}h$は4.5×10^{-4} ly/sec°Cとなった．

内壁面熱伝達係数の推定のために，ハウス内裸地床面上の熱収支解析をおこない，夜間の${}_{i}h$＝0.29～0.57×10^{-4} ly/sec°Cから，昼間の最大値5.76×10^{-4} ly/sec°Cの範囲の日変化をえた．この最大値はやや大きすぎるようである．

総括熱伝達係数h_tを（3.12）式によって求めた．昼間のh_tは大体1.2～2.0×10^{-4} ly/sec°C程度の値を示し，（3.13）式に示されるようにh_tと風速との相関関係は非常に小さい．

夜間における外壁面上の有効長波放射の急減・急増現象にともなう内気温の変化過程の解析から，h_tを推定することを試みた（3.15式）．しかしこれによってえられた夜間のh_tは0.05～0.11×10^{-4} ly/sec°Cの大きさであり，やや小さすぎるように思われる．

第4章　ハウス温度環境の予測に関する研究

ハウス内温度環境をハウスの構造条件（保温比，透過率，換気率など）と気象条件（外気温，全短波放射，風速など）から予測することは，ハウスの微細気象研究の主要な目的の一つである．これはさらに内部環境制御の基礎となるものである．

第1章4項において列挙したように内部気温の予測については，熱収支を基礎とした計算式が数例報告されている．これら予測式の特徴点はつぎのようである．

Businger（1963）はハウスの熱収支を考えるにあたって，（a）放射は床面積に比例する，（b）ハウス内外気層から壁面への対流熱伝達は壁面積と内外気温差に比例する，（c）ハウス内の純放射は床面に完全に吸収される，（d）水平方向の放射伝達は無視できる，という4条件の仮定をしている（他の予測式においても，ほぼ同様な仮定がなされているものが多い）．そしてハウス外壁面と床面での熱収支式を基礎にして，つぎの式を導いている．

$$ {}_iT={}_oT+\frac{1}{C}\frac{A_f}{A_w}\left\{{}_oh\cdot{}_iS+{}_ih\cdot{}_oS-({}_ih+{}_oh)\ ({}_iB+{}_ilE)\right\}. \tag{4.1} $$

ここで　${}_oT$：外気温　℃；C：$={}_ih\cdot{}_oh+{}_ih\cdot h_{ad}+{}_oh\cdot h_{ad}$；$A_f$：床面積 cm²；$A_w$：壁面積 cm²；${}_oh$：外壁面熱伝達係数　ly/sec℃；${}_ih$：内壁面熱伝達係数　ly/sec℃；$h_{ad}$：換気熱伝達係数　ly/sec℃；${}_iS$：ハウス内純放射量　ly/sec；${}_oS$：ハウス外壁面上純放射量　ly/sec；${}_iB$：地中熱交換量　ly/sec；${}_ilE$：床面での潜熱交換量　ly/sec；${}_iT$：ハウス内気温　℃．この式の導出にあたっては，内壁面での熱伝達係数と換気熱伝達係数がひとしいという仮定がなされている．上式中には評価の困難な外壁面での純放射${}_oS$が含まれているが，非常に簡略な式であり，基本的パラメータのみで構成されている特徴をもっている．

内島（1964）では，Businger（1963）と同様にハウス外壁面と床面での熱収支の差を基礎とし，ハウス床面でのボーエン比がとり入れられている．内島（1965）では，潜熱伝達係数をもちいた潜熱交換量評価の項が組み入れられている．これにはさきに指摘した外壁面上の純放射量${}_oS$は含まれていない．

杉・高倉（1965）では外壁面上の純放射量${}_oS$が式中に含まれている．北村（1967）では，床面での顕熱伝達係数がとり入れられており，内気温が外気温とハウス内床面温度の簡単な関数としてあらわされているが，放射交換については全く考慮されていない．高倉ら（1968）では${}_oS$が式中に含まれている．

三原（1969）では夜間気温を対象とし，外面での純放射と顕熱交換量の和は，ハウス内での純放射と内面での顕熱交換量の和にひとしいという，壁面での簡単な熱収支式を基礎として予測式が導出されている．

上記の理論式においては，外壁面の純放射${}_oS$を含むものが多いが，この${}_oS$とハウス内部での純放射量${}_iS$とが，どのような量的関係にあるかについては全く論及されていない．前にものべたように，${}_oS$は測定評価の困難な要素であるから，予測式にはこれを含まない形のものが望ましいといえる．

ここで説明しようとするのは，いずれも熱収支法に基礎をおくものであるが，内部気温の成立についてそれぞれ全く異なる手法による解析がおこなわれている．

第1節においては，水温の研究（内島ら，1959）でもちいられたのとほぼ同様な手法による，ハウス内気温の解析的研究について述べられている．

第2節では，定常モデルによる密閉ハウス内気温のねらいうち法（shooting method）による決定について説明され，同時に気温成立におよぼす各気象パラメータの役割について定量的評価がおこなわれている．

第3節では，前節と同様に定常モデルであるが，換気を考慮した場合のねらいうち法による内部気温決定について説明されている．

第4節においては，大型ハウスを想定した4層モデルによる，内部気温の非定常解析について説明する．ここでは通常の差分法をもちいた場合についてのべられているが，これには手法上種々の難点があることがわかったため，少数の解析結果についてのみ示されている．

第5節では，前節の解析手法上の難点をさけるため，マトリックスをもちいた場合の結果について説明される．第2，3，4，5節において述べられる内容は，いずれも電子計算機の機能を大幅に利用している．

第1節　温度環境の解析的研究

ハウス内気温成立の熱収支法によるとり扱いには種々の方法が提案されているが（高倉ら，1968），ここではつぎのような仮定のもとでの熱収支式を考える．

ハウス全体の熱収支を考慮し，ハウスの純放射は床面積に，壁面での熱フラックスは壁面積に比例すると仮定する．これからつぎのような熱収支式がえられる．

$$A_f({}_iS-{}_iB)=c_p\rho V_c\frac{\mathrm{d}_iT}{\mathrm{d}t}+A_w({}_oL_w+{}_oL_{ad}+{}_olE_{ad}). \tag{4.2}$$

ここで　A_f：床面積　cm²；${}_iS$：純放射量　ly/sec；${}_iB$：地中熱交換量　ly/sec；$c_p\rho$：空気の熱容量　cal/cm³℃；V_c：ハウス容積　cm³；${}_iT$：ハウス内気温　℃；A_w：壁面積　cm²；${}_oL_w$：壁面を貫流する熱量　ly/sec；${}_oL_{ad}$：換気による顕熱交換量　ly/sec；${}_olE_{ad}$：換気による潜熱交換量　ly/sec.

（4.2）式において，左辺は床面からハウス内気層へ伝達される熱量を示し，右辺第1項は内気層の気温変化による熱量をあらわしている．

無栽植で比較的乾燥した条件のハウスを考え，潜熱交換に関する項を無視する．また${}_oL_w$，${}_oL_{ad}$をつぎのようにおきかえる．

$${}_oL_w=h_t({}_iT-{}_oT),$$
$${}_oL_{ad}=h_{ad}({}_iT-{}_oT).$$

ここで　h_t：総括熱伝達係数　ly/sec℃；h_{ad}：換気熱伝達係数　ly/sec℃．これらを（4.2）式に代入し，内部気温${}_iT$について整理するとつぎのようになる．

$$\frac{\mathrm{d}_iT}{\mathrm{d}t}+B_iT=A\ . \tag{4.3}$$

ただし，

$$A=\frac{A_f({}_iS-{}_iB)+A_w\cdot{}_oT(h_{ad}+h_t)}{c_p\rho V_c},$$

$$B=\frac{A_w(h_{ad}+h_t)}{c_p\rho V_c}\ .$$

（4.3）式に対し，つぎのような境界条件ならびに初期条件を入れる．

$$A=b_0+\sum_{i=1}^{N}[b_i\cos i\omega t+c_i\sin i\omega t],$$
$$B=k=\mathrm{const}>0,$$
$$t=0\ \text{において}\ {}_iT=T_0\ .$$

（4.3）式の一般解はつぎのように与えられる．

$${}_iT=\exp(-\int B\,\mathrm{d}t)\left\{\int\exp(\int B\,\mathrm{d}t)\cdot A\,\mathrm{d}t+C\right\}.$$

境界条件を入れると，

$${}_iT=\frac{b_0}{k}+e^{-kt}\left[\sum_{i=1}^{N}\frac{e^{kt}}{k^2+(i\omega)^2}\sum_{i=1}^{N}\left\{b_i\left(k\cos i\omega t+i\omega\sin i\omega t\right)+c_i\left(k\sin i\omega t-i\omega\cos i\omega t\right)\right\}+C\right].$$

初期条件$t=0$で${}_iT=T_0$を入れると，

$$C=T_0-\frac{b_0}{k}-\left\{\sum_{i=1}^{N}\frac{1}{k^2+(i\omega)^2}(b_ik-c_ii\omega)\right\}.$$

したがって${}_iT$の一般形はつぎのようにあらわされる．

$${}_iT=\frac{b_0}{k}+\sum_{i=1}^{N}\frac{1}{k^2+(i\omega)^2}\sum_{i=1}^{N}\left\{b_i\left(k\cos i\omega t+i\omega\sin i\omega t\right)+c_i\left(k\sin i\omega t-i\omega\cos i\omega t\right)\right\}$$

$$+\left\{ T_0 - \frac{b_0}{k} - \left\{ \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{k^2+(i\omega)^2} \left(b_i k - c_i i\omega \right) \right\} \right\} \cdot e^{-kt} \cdot \qquad (4.4)$$

上式において b_0, b_i, c_i は（4.3）式右辺の項 A の日変化の調和分析からえられる値であり，k は一定である．また（4.4）式右辺第 3 項は指数減少項であり，$t \to \infty$ の条件では急速に減少する．したがって ${}_iT$ の日変化を考える場合には周期変動項のみをとればよい．

したがって最終的にはつぎのようにおくことができる．

$${}_iT = \frac{b_0}{k} + \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{k^2+(i\omega)^2} \sum_{i=1}^{N} \left\{ b_i \left(k\cos i\omega t + i\omega \sin i\omega t \right) + c_i \left(k\sin i\omega t - i\omega \cos i\omega t \right) \right\}$$

ここでおきかえると，

$${}_iT = \frac{c_p \rho V_c b}{A_w (h_t + h_{ad})} + \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{k^2+(i\omega)^2} \sum_{i=1}^{N} \left\{ b_i \times \left(k\cos i\omega t + i\omega \sin i\omega t \right) + c_i \left(k\sin i\omega t - i\omega \cos i\omega t \right) \right\} \cdot \qquad (4.5)$$

（4.5）式は床面での純放射量，地中熱交換量，外気温に関する資料から，内気温の日変化の予測をしよう

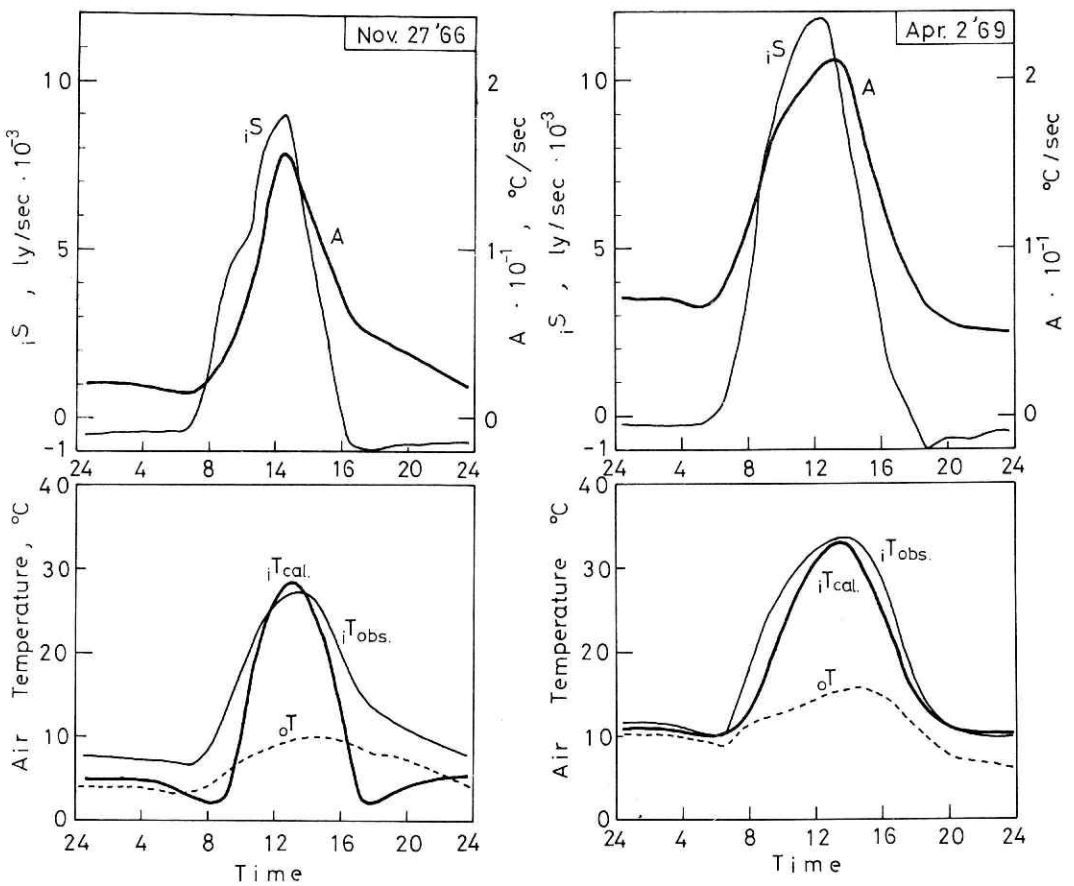

Fig. 4.1　Comparison of air temperature inside the house calculated from Eq. (4.5)($_iT_{cal}$) with the measl red one ($_iT_{obs}$). $_iS$: net radiation inside the house; A : right side term of Eq. (4.3); $_oT$: air temperature outside the house.
Left: glasshouse. Right: vinylhouse.

とするものである．熱交換パラメータ（h_t+h_{ad})については，個々のハウスについて妥当な値を仮定する必要がある．

第4.1図には，(4.5）式によって計算された密閉ガラス室内気温（左）と密閉ビニールハウス内気温(右)と実測値との比較が示されている．同図にはまた（4.3）式右辺の項Aとそれに大きな影響を与えている純放射量$_iS$の日変化も示されている．項Aの日変化は，図からわかるように，内部床面での純放射量の日変化にほぼ対応している．

項Aの日変化曲線のフーリエ近似を代入して求められる内部気温 $_iT_{cal}$ は，項Aの日変化曲線の近似度によって実測値 $_iT_{obs}$ との適合度が決定される．$_iT_{cal}$ と $_iT_{obs}$ を比較してみると，第4.1図左のガラス室の場合には，とくに夜間における両者のくいちがいが大きいが，同図右のビニールハウスの場合には，計算値は実測値にかなりよく一致している．

計算値と実測値とのくいちがいの原因の主なものとして，つぎのような事項が考えられる．

a）熱収支式を基礎とする場合，純放射量が大きい昼間には壁面を通しての熱交換の項，地中熱交換の項が最終結果におよぼす影響は相対的に小さい．しかし夜間には地中熱交換量が唯一の熱源であり，また各熱収支構成要素の寄与の割合が同程度となるため，1熱収支構成要素の決定精度が全体に影響してくる．ガラス室の場合，床面の状態がコンクリート平板・砂利となっており，地中熱交換量の決定精度が十分でなかったことが，とくに夜間の $_iT_{cal}$ と $_iT_{obs}$ のくいちがいが大きくなった原因と考えている．

b）(4.2) 式を構成する$B=h$の中に含まれている熱交換パラメータ（h_t+h_{ad})を終日一定（$=2\times10^{-4}$ ly/sec ℃）として計算をおこなったこと．式の解法の上からは$B=$const とおいた形がもっとも簡単となるが，第3章でのべたようにこれらの熱伝達係数は，実際には夜間に小さく昼間に大きいという弱い日変化をしている．したがって厳密にいえば$B=k\neq$ const と考えるのが妥当である．

上述のことから明らかなように，ハウスの熱収支解析から出発し，内部気温日変化の予測にまで理論的拡張をはかるためには，壁内外面での熱交換パラメータに関するより詳細な情報が必要である．また地中熱交換量の決定精度の高いことが必要である．

第2節　定常モデルによる密閉ハウス温度環境の数値実験

第1節では，熱収支式を基礎とした内部気温$_iT$に関する一階線型微分方程式の解として，$_iT$の日変化を求めることを説明した．その方法は多分に数学的手法に依存しているため，ハウス内気温の成立に関与している外部気象条件（外気温，風速，放射量)，内部条件（土壌水分，内壁面熱伝達係数)，構造条件（保温比，透過率）などの相互関係を明らかにするには適していない．

内島・岩切（1970）はハウス内床面，内・外壁面での熱収支解析から床面温度$_iT_s$，内壁面温度$_iT_w$，外壁面温度$_oT_w$ を漸近的に求め，ハウス内気温を床面温度と内壁面温度の平均値として求める方法を明らかにした．これは電子計算機によって行なうものであるが，計算法の概要はつぎのようである．

まず計算を簡単にするために，つぎのような仮定をおく：

a）温度状態はハウス内・外気温，地温ともに定常状態とする．

b）ハウスの壁温は内・外方向にだけちがっていて，それに直角な方向には一様とする．

c）床面と被覆材面の射出率は1.0 とする．

d）ハウス内床面での熱源強度は一定とする．

e）ハウス内の床面と気層間，気層と内壁面間の熱交換は顕・潜熱伝達によるものとする．

f）ハウスは完全に密閉されていて，完全飽和状態または完全乾燥状態にあるものとする．

上述の仮定のもとに，壁面積A_w，床面積A_fのハウスの温度状態を考える．基本式の誘導にあたってもちいられる各記号の説明が，第4.2 図に示されている．

まず床面と内部気層間での顕・潜熱伝達流をつぎのようにあらわす：

$$\left.\begin{aligned} A_f\cdot{}_iL&=A_f\cdot{}_ih_s\,({}_iT_s-{}_iT),\\ A_f\cdot{}_ilE&=A_f\cdot{}_ik_s\,\{e({}_iT_s)-e({}_iT)\}. \end{aligned}\right\} \qquad (4.6)$$

ここで　$_iL$：床面での顕熱フラックス　ly/sec；$_ilE$：床面での潜熱フラックス　ly/sec；$_ih_s$：床面での顕熱

伝達係数　ly/sec℃；$_ik_s$：床面での潜熱伝達係数 ly/sec mmHg；$_iT_s$：床面温度 ℃；$_iT$：内部気温 ℃；$e(_iT_s)$：$_iT_s$での飽和水蒸気圧 mmHg；$e(_iT)$：$_iT$での飽和水蒸気圧　mmHg．

(4.6)式に示されるようにこの計算モデルの特徴は，床面での顕・潜熱流の評価に床面での顕・潜熱交換パラメータと床面温度がもちいられていることにある．

熱拡散と水蒸気拡散についての拡散速度がひとしいと仮定すると，$_ih_s$と$_ik_s$の間につぎの関係が成立つ：

$$_ik_s=2_ih_s\,.$$

また床面と内気層の間の水蒸気圧の差をつぎのようにあらわす：

$$|e(_iT_s)-e(_iT)|\simeq\varphi(_iT_s-_iT).$$

ここで φ：飽和水蒸気圧ー温度曲線の気温での傾度　mmHg/℃

上述の関係をもちいて (4.6)式をかきかえると，顕・潜熱フラックスの和$_iQ_s$はつぎのようにあらわされる：

$$A_f\cdot{}_iQ_s=A_f|_ih_s(1+2\varphi)|(_iT_s-_iT). \quad (4.7)$$

同様にして，内壁面での顕・潜熱フラックスの和$_iQ_w$はつぎのようにあらわされる：

$$A_w\cdot{}_iQ_w=A_w|_ih_w(1+2\varphi)|(_iT-_iT_w). \quad (4.8)$$

ここで　$_ih_w$：内壁面での顕熱伝達係数　ly/sec℃；$_iT_w$：内壁面温度　℃．

熱フラックスの連続を仮定し，

$$Q=A_f\cdot{}_iQ_s=A_f\cdot{}_iQ_w$$

とおき，また熱交換パラメータについてつぎのように仮定する．

$$_ih=_ih_s\simeq{}_ih_w$$

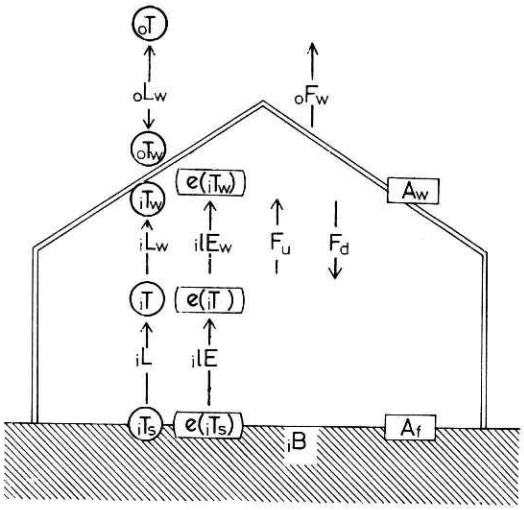

Fig. 4.2　Schematic representation of heat transfer inside and outside a glasshouse, during night time.
$_iT_s$: soil surface temperature (℃); $_iT$: air temperature (℃); T_w: wall temperature (℃); A_f: floor area inside glasshouse (cm^2); A_w: wall area of glasshouse (cm^2); $_iB$: heat flux density from the soil (1y/sec); $e(T)$: saturation water vapor pressure at temperature T (mmHg); L: sensible heat flux (1y/sec); lE: latent heat flux (1y/sec); F_u: upward long-wave radiation (1y/sec); F_d: downward long-wave radiation (1y/sec); $_oF_w$: effective long-wave radiation at wall surface (1y/sec). Suffixes i and o denote respectively quantities related to inside and outside glasshouse.

これらの仮定のもとに (4.7)，(4.8)式から内気温$_iT$を消去するとつぎの関係がえられる：

$$Q=A_f\cdot{}_iQ_s=A_w\cdot{}_iQ_w=\frac{A_f\cdot{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)}(_iT_s-_iT_w). \quad (4.9)$$

ここで　R：保温比 $(=A_f/A_w)$

(4.9)式から，床面と内壁面での単位面積あたりの顕・潜熱フラックスの和はつぎのようにあらわされる：

$$\left.\begin{aligned}\text{床面},\ &\frac{Q}{A_f}=\frac{_ih(1+2\varphi)}{(1+R)}(_iT_s-_iT_w),\\ \text{内壁面},\ &\frac{Q}{A_w}=\frac{R\cdot{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)}(_iT_s-_iT_w).\end{aligned}\right\} \quad (4.10)$$

つぎに床面と内壁面の間の長波放射交換について考える．仮定条件から，壁面相互間の放射熱交換は0とおくことができる．単位床面および単位内壁面が相手面からうける長波放射量は，近似的につぎのようにおくことができる：

$$\left.\begin{aligned}F_d&=\sigma T_w^4\\ F_u&=\sigma T_s^4\cdot\frac{A_f}{A_w}.\end{aligned}\right\} \quad (4.11)$$

ここで　σ：ステファンボルツマン定数；T_w：壁温　°K；T_s：床面温度　°K；F_d：床面からうける長波放射フラックス　ly/sec；F_u：内壁面がうける長波放射フラックス　ly/sec.

床面，内壁面での全長波放射量はつぎのようにあらわされる：

$$\left.\begin{aligned} A_f \cdot F_d &= A_f \cdot \sigma T_w^4 , \\ A_w \cdot F_u &= A_f \cdot \sigma T_s^4 . \end{aligned}\right\} \tag{4.12}$$

したがって床面と内壁面との間の全長波放射熱交換量Fはつぎのようにあらわされる：

$$F = {}_ih_r \cdot A_f \cdot ({}_iT_s - {}_iT_w). \tag{4.13}$$

ここで　${}_ih_r$：放射熱伝達係数$=4\sigma T^3$ ly/sec°K³；T：$(T_s+T_w)/2$　°K；T_s：$={}_iT_s+273$　℃；T_w $={}_iT_w+273$　℃.

(4.13) 式から，それぞれの単位面積あたりの放射熱交換量はつぎのようになる：

$$\left.\begin{aligned} &\text{床面,} && {}_iF_s = \frac{F}{A_f} = {}_ih_r ({}_iT_s - {}_iT_w), \\ &\text{内壁面,} && {}_iF_w = \frac{F}{A_w} = R \cdot {}_ih_r ({}_iT_s - {}_iT_w). \end{aligned}\right\} \tag{4.14}$$

(4.10)，(4.14) 式であらわされる単位床面あたり熱フラックスをもちいた床面での熱収支式はつぎのようにあらわされる：

$${}_iB = \frac{{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)} ({}_iT_s - {}_iT_w) + {}_ih_r ({}_iT_s - {}_iT_w) . \tag{4.15}$$

ここで　${}_iB$：床面の熱交換量　ly/sec.

(4.15) 式は夜間の場合の熱収支式である．短波放射の透入する昼間における床面での熱収支は，つぎのようにあらわされる：

$${}_iS = {}_iB + \frac{{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)} ({}_iT_s - {}_iT_w) . \tag{4.16}$$

ここで床面での純放射量${}_iS$は，つぎのようにして決定される（第2章参照）.

$${}_iS = {}_oR_s \cdot t_m (1-a) - 4\sigma T^3 ({}_iT_s - {}_iT_w).$$

(4.15) 式から夜間における内壁温${}_iT_w$ は，つぎのようにあらわされる：

$${}_iT_w = {}_iT_s - \frac{{}_iB}{{}_ih \cdot Z + {}_ih_r} . \tag{4.17}$$

ここで　$Z=(1+2\ )/(1+R)$.

同様に (4.16) 式から，昼間の${}_iT_w$ はつぎのようにあらわされる：

$${}_iT_w = {}_iT_s - \frac{{}_iS - {}_iB}{{}_ih \cdot Z} . \tag{4.18}$$

ここで　$Z=(1+2\varphi)/(1+R)$.

内壁面での熱収支式は，つぎのようにあらわされる：

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{L}({}_iT_w - {}_oT_w) = {} & \frac{R \cdot {}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)} ({}_iT_s - {}_iT_w) \\ & + R \cdot {}_ih_r ({}_iT_s - {}_iT_w). \end{aligned} \tag{4.19}$$

ここで　λ：被覆材の熱伝導率　cal/cmsec℃；L：被覆材の厚さ　cm．上式を整理すると，外壁面温度 ${}_oT_w$ はつぎのようにあらわされる：

$${}_oT_w = {}_iT_w - \frac{L}{\lambda} R ({}_iT_s - {}_iT_w) \left\{ \frac{{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)} + {}_ih_r \right\} . \tag{4.20}$$

外気温，内壁面温度，外壁面温度ならびに外壁面での顕熱伝達係数${}_oh$をもちいると，外壁面での熱収支はつぎのようにあらわすことができる：

$$\frac{\lambda}{L}({}_iT_w - {}_oT_w) = \gamma \{ {}_oF + {}_oh_r ({}_oT_w - {}_oT) \}$$

$$+ {}_oh({}_oT_w - {}_oT). \qquad (4.21)$$

ここで　${}_oF$：屋外水平面長波有効放射量　ly/sec；${}_oh_r$：外壁面での放射熱伝達係数；f：ハウスの外部形態係数で保温比との間につぎのような関係が提出されている（内島，1967）．$f=0.45+0.55R$．${}_oh$：外壁面での熱伝達係数　ly/sec℃．

(4.17) あるいは (4.18) 式と (4.20) 式をもちいて${}_iT_w$，${}_oT_w$ を決定し，これらの値が (4.21) 式を満足するような${}_iT_s$ の値を求めることによって，ある条件下で定常状態にあるハウスの温度状態をしることができる．

内部気温${}_iT$はつぎの仮定により求められる：

$${}_iT = \frac{({}_iT_s + {}_iT_w)}{2} .$$

この関係は，ハウス内の熱交換強度がことなっても，非常によい精度で成立つことが非定常モデルの解析結果からえられている（岩切・井上，1970）．

上述の計算を容易にするために，ねらいうち法（shooting method）をもちいた電子計算機（TOSBAC 3400）による計算をおこなった．計算手順を示す流れ図（flow chart）が第4.3図に示されている．

1．夜間における密閉ハウスの温度予測

さきに説明した(4.17)，(4.20)，(4.21) 式による内部気温の数値計算にあたって，その温度状態を広範囲な気象条件下で予測するために，つぎのように夜間に予想される気象条件を広く採用した．ここでの数値計算はガラス室を対象としておこなったものであるが，これは被覆材の熱伝導率と厚さをおきかえるだけで，ビニールハウスにも同様に適用される．簡単のために以下ハウスとよぶことにする．

ハウスの熱伝達を特徴づけている構造要因である保温比（$R=A_f/A_w$）として，つぎの6個の値をもちいた．

$R=0.1,\ 0.2,\ 0.4,\ 0.6,\ 0.8,\ 0.9.$

通常のハウスは0.6に近い保温比をもっている．夜間におけるハウスの温度状態を決定している主要な熱流束であるハウス内床面の地中熱交換量（${}_iB$），およびハウス外の水平面有効長波放射量（${}_oF$）としてつぎのような範囲の値を採用した．

${}_iB=0.01,\ 0.02,\ 0.04,\ 0.06,\ 0.08,\ 0.1$ ly/min;

${}_oF=0.01,\ 0.02,\ 0.04,\ 0.06,\ 0.08,\ 0.1$ ly/min.

ハウス内外での顕・潜熱交換の強さを規定する熱交換パラメータとしての顕熱伝達係数（${}_ih$, ${}_oh$）については，つぎのような値をもちいた：

${}_ih=0.5,\ 1.0,\ 2.0,\ 3.0 \quad \times 10^{-4}$ ly/sec℃;

${}_oh=1.0,\ 2.0,\ 4.0,\ 6.0 \quad \times 10^{-4}$ ly/sec℃.

上記のほかに，${}_ih$，${}_oh$についてはつぎのような値も極限条件としてもちいた：

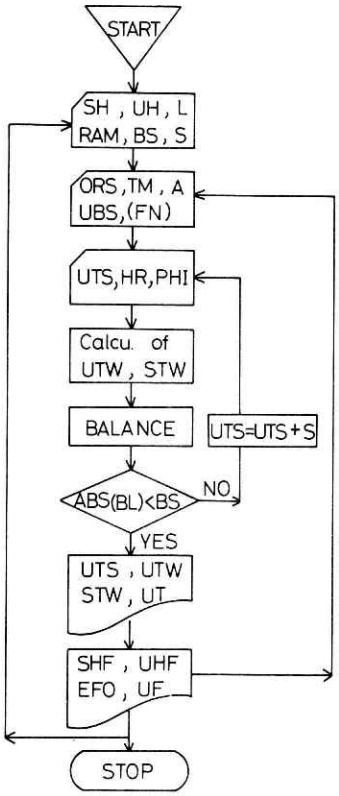

Fig. 4.3　Flow chart for estimating temperatures and heat fluxes inside and outside the glasshouse. SH=${}_ih$; UH=${}_ih$; L: thickness of glass; RAM=λ: heat conductivity of glass; BS: critical value for heat balance at outer surface of the glasshouse; S: pitch of soil surface temperature (UTS); ORS: solar radiation outside the glasshouse; TM: tranmissivity of glasshouse; A: albedo of floor surface; UBS: soil heat flux; (FN): ventilation rate; HR: radiative heat transfer coefficient; PHI: slope of saturation water vapor vs. temperature curve at temperature (UTS); UTW: temperature at inner surface of glass; STW: temperature at outer surface of glass; UT: air temperature inside the glasshouse; SHF, UHF: fluxes of sensible heat transfer at outer and inner surfaces of the glass wall; EFO: effective long-wave radiation flux at outer surface of the glasshouse; UF: effective long-wave radiation received at inner surface of the glass wall.

${}_{i}h=0.1,\ 0.25\times10^{-4}$ ly/sec℃;

${}_{o}h=8.0,\ 10.0\times10^{-4}$ ly/sec℃.

被覆材（ガラス）の熱特性値として，つぎのような値をもちいた：

$\lambda=17.0\times10^{-4}$ cal/cm sec℃;

$L=0.3$ cm

ハウス内の床面と内壁面との間の，放射熱交換強度を特徴づけている放射熱伝達係数（${}_{i}h_r$）の値は，温度の関数としてプログラムの中で自動的に決定されるようにした．また，ハウス内の完全飽和条件と完全乾燥条件とを判別するプログラムにして（潜熱交換の項を含むか否かによって区別される），両条件下での計算ができるようにした．

（1）ハウス内外の温度状態

上述のような種々の条件の組合せによる，数値計算からえられたハウス内外の温度状態について，以下順に説明していくことにする．

（a）ハウス内外の温度分布

ハウス内の床面と内壁面，および外壁面と外気との間には若干の温度差があり，それらは内部条件（${}_{i}B$, ${}_{i}h$）および外部条件（${}_{o}h$, ${}_{o}F$）によって影響をうけることが，実験および理論の両面から，報告されている（岩切，1969；三原，1969；卜蔵，1969）．

数値計算の結果を利用して，典型的な条件下におけるハウス内外の温度分布を示すと第4.4図のようである．実際の温度分布は，ハウス内外気層における拡散係数の鉛直分布（$K(z)$）に応じて，種々な曲線を示すものと推定される（これについては第4，5節において説明される）が，ここでは直線で近似されている．

第4.4図によれば，${}_{i}B<{}_{o}F$つまり夜間における主要な熱源である地中熱交換量よりも，外壁面から放射冷却によって失なわれる熱量が多い場合には，ハウス壁温（${}_{i}T_w$, ${}_{o}T_w$）はともに床面温度${}_{i}T_s$ および外気温${}_{o}T$より低い．その差はガラス室の構造要因である保温比によってかなり変化している．このような温度分布では，熱はガラス壁の内外気層から壁面へ向かって流れており，それは外壁面から大気中へ射出される放射熱損失を補っていると考えられる．

${}_{i}B>{}_{o}F$の条件下（第4.4図下段）では，${}_{i}B$の値が極端に小さい場合を除いて，つぎのような温度分布が成立っている．

$$ {}_{i}T>{}_{i}T_w>{}_{o}T_w>{}_{o}T. $$

この場合には，熱は床面から壁を貫流して外気層へと流れており，全層を通じての完全な放熱型温度分布を示す．これらの温度差は保温比によって変化するが，変化の幅は${}_{i}B<{}_{o}F$の条件下のそれにくらべて小さくなっている．

ハウス内の乾湿度は（${}_{i}T_s-{}_{i}T_w$）に影響を与えるが，（${}_{o}T_w-{}_{o}T$）には影響を与えない．

乾燥条件下では（${}_{i}T_s-{}_{i}T_w$）は大きくなるが，これは潜熱伝達の回路が全く閉ざされているためである．

上記の気層—能動面間の温度関係をさらに詳細に検討することにする．夜間における密閉無換気ハウスにおいては，外壁面での熱収支をつぎのようにあらわすことができる：

$$ A_f\cdot{}_{i}B=A_w\{f\cdot{}_{o}F+({}_{o}T_w-{}_{o}T)(f\cdot{}_{o}h_r+{}_{o}h)\}. $$

ここで，$f\cdot{}_{o}h_r({}_{o}T_w-{}_{o}T)$は外気温と外壁面温度との差に起因する，有効長波放射の誤差修正項である．上の関係から，外壁温と外気温との差はつぎのようにあらわされる．

$$ ({}_{o}T_w-{}_{o}T)=\frac{R\cdot{}_{i}B-f\cdot{}_{o}F}{f\cdot{}_{o}h_r+{}_{o}h}. \tag{4.22} $$

上式から，外壁面温度と外気温との差（${}_{o}T_w-{}_{o}T$）は，保温比Rと床面熱交換量${}_{i}B$の増加に比例して大きくなり，${}_{o}h$, ${}_{o}h_r$, ${}_{o}F$の増加につれて減少することがわかる．

（4.22）式を変形すると，ハウス外壁面での平均的な顕熱伝達係数（${}_{o}h$）はつぎのように表わされる：

$$ {}_{o}h=\frac{R\cdot{}_{i}B}{({}_{o}T_w-{}_{o}T)}\left\{1-\frac{f}{R}\frac{{}_{o}F}{{}_{i}B}\right\}-f\cdot{}_{o}h_r. \tag{4.23} $$

上式に含まれている${}_{i}B$, ${}_{o}F$, （${}_{o}T_w-{}_{o}T$）などは，すべて測定できる量である．したがって（4.23）式は${}_{o}h$の

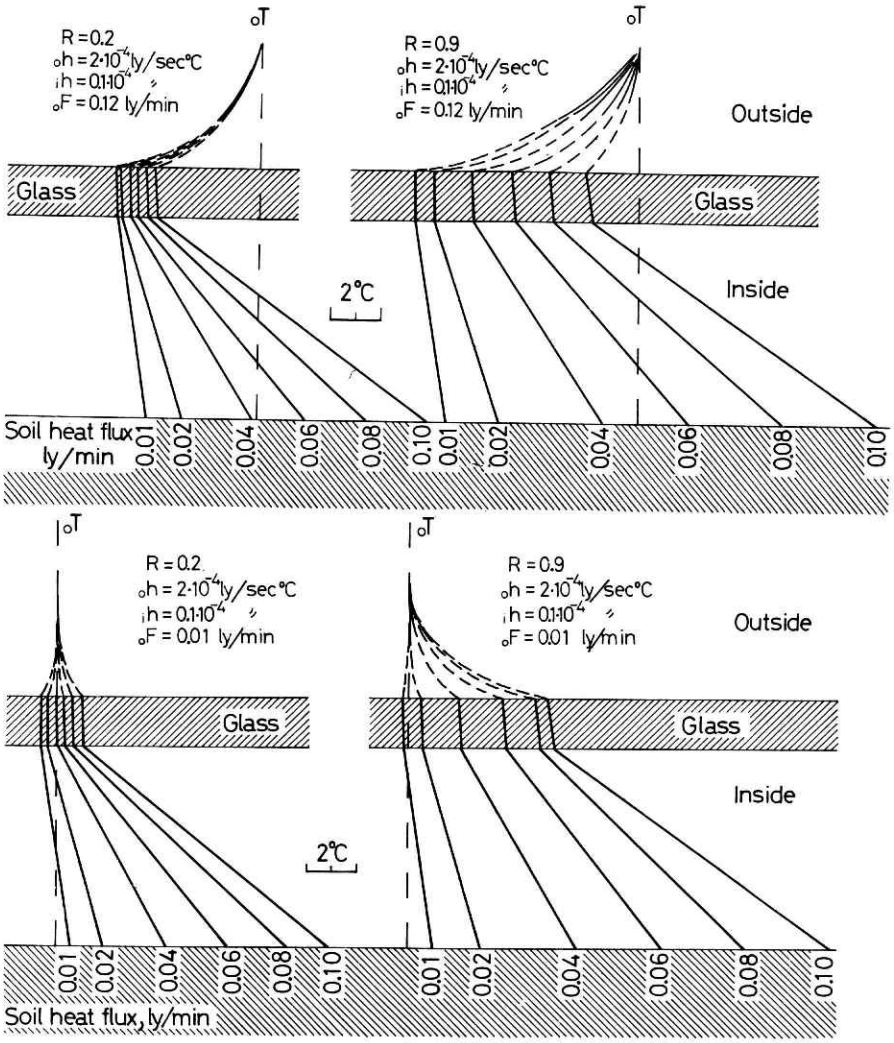

Fig. 4.4　Diagrammatic representation of temperature profiles inside and outside the glasshouse in relation to net radiation flux, soil heat flux, dryness and area ratio ($R=A_r/A_w$).

実験的決定に利用できる．

(4.22) 式に関連諸量の値を代入してえた関係が，第4.5図に示されている．${}_iB>{}_oF$ の条件下での $({}_oT_w-{}_oT)$ の値は，風速条件に関係をもつ${}_oh$につれて変化している．とくに保温比が大きいときは変化が著しい．たとえば保温比$R=0.9$，${}_iB=0.1$ ly/min，${}_oF=0.01$ ly/min の条件下において，外部風速が弱く${}_oh$が小さい (0.5×10^{-4} ly/sec℃) ときは温度差 $({}_oT_w-{}_oT)$ は約 9 ℃であるが，${}_oh=6.0\times10^{-4}$ ly/sec℃の場合には温度差は約 2 ℃へと急減している．

同様に$R=0.9$とし，${}_iB=0.01$ ly/min，${}_oF=0.1$ ly/min (${}_iB<{}_oF$) の条件下では，温度差 $({}_oT_w-{}_oT)$ は約 −10℃から−2 ℃へと減少している．前述の約 9 ℃の温度差は，寒冷な夜に保温したガラス室でみられるだろう．外壁面温度が外気温より約10℃も低下する現象は，特別な場合（たとえば，晴天夜間に床面を断熱材で被覆し${}_iB$を抑制）を除いてはみられないと思われる．

三原 (1969) は若干ちがった方法で，内気温と壁温がひとしい条件のときの温度差$({}_oT_w-{}_oT)$を推定して

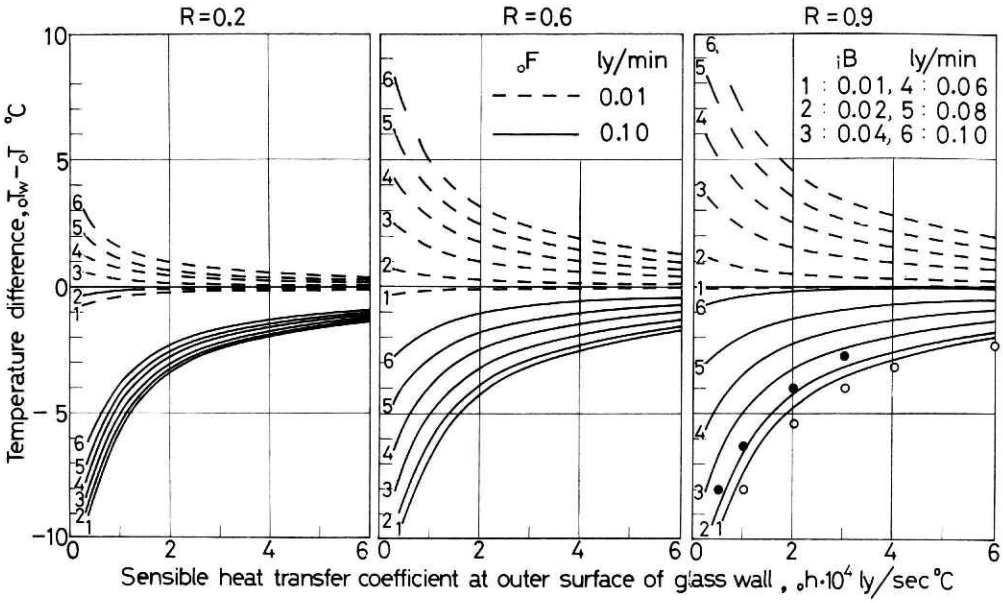

Fig. 4.5 Dependence of temperature difference ($_oT_w - {}_oT$) on relevant quantities such as $_oF$, $_iB$, $_oh$ and R_o.

いる．$_iT = T_w$という条件は，熱フラックスの連続を仮定した (4.7),(4.8),(4.9)式からわかるように,(4.22)式では$_iB = 0.0$ に相当している．

$R = 1.0$, $_oF = 0.1$ ly/min, $_iB = 0.0$ ly/minとした場合の (4.22) 式による計算値が，三原の計算値とともに第4.5図右に示されている．

(4.22) 式による値は，三原の計算値より壁温を若干低く見積もっているが，外壁面熱伝達係数$_oh$への依存傾向はよく一致している．

(4.22) 式において，外壁面温度と外気温の差がない（$_oT_w - {}_oT = 0$ ℃） とすると，内部から貫流してきた熱が，外壁面での有効長波放射のみによって伝達される臨界条件 (C_i) を明らかにすることができる．C_iはつぎのように表わされる：

$$C_i = \frac{{}_oF}{{}_iB} = \frac{R}{0.45 + 0.55R} \quad . \tag{4.24}$$

臨界条件C_iは，上式からわかるようにハウスの構造条件 ($R = A_r/A_w$) だけできまり，気象条件には関係しない．(4.24) 式によれば，C_iとRはつぎのような量的関係にある．

R	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9	1.0
C_i	0.198	0.357	0.597	0.769	0.898	0.952	1.0

保温比が大きくなるにつれてC_iははじめ急激に増加するが，あとはゆるやかに1.0 に接近する．$_oF / {}_iB$が上記のC_iより大きくなると温度差は負，つまり$_oT_w < {}_oT$となる．

$_oT_w = {}_oT$の条件下での内外気温差 ($_iT - {}_oT)_c$は，$_iT \simeq {}_oT_w + 0.5({}_iT_s - {}_iT_w)$ とおくと，つぎのように近似できる：

$$({}_iT - {}_oT)_c \simeq \tfrac{1}{2}({}_iT_s - {}_iT_w).$$

いま，$R = 1.0$, $_oF = 0.096$ ly/min, $_oh = 1\times10^{-4}$ ly/sec℃, $_oh_r = 1\times10^{-4}$ ly/sec℃とすると，$({}_iT - {}_oT)_c$はつぎのようになる．

$_ih\cdot10^{-4}$ ly/sec℃	0.5	1.0	2.0	3.0
$({}_iT - {}_oT)_c$, ℃	6.4	5.3	4.0	3.2

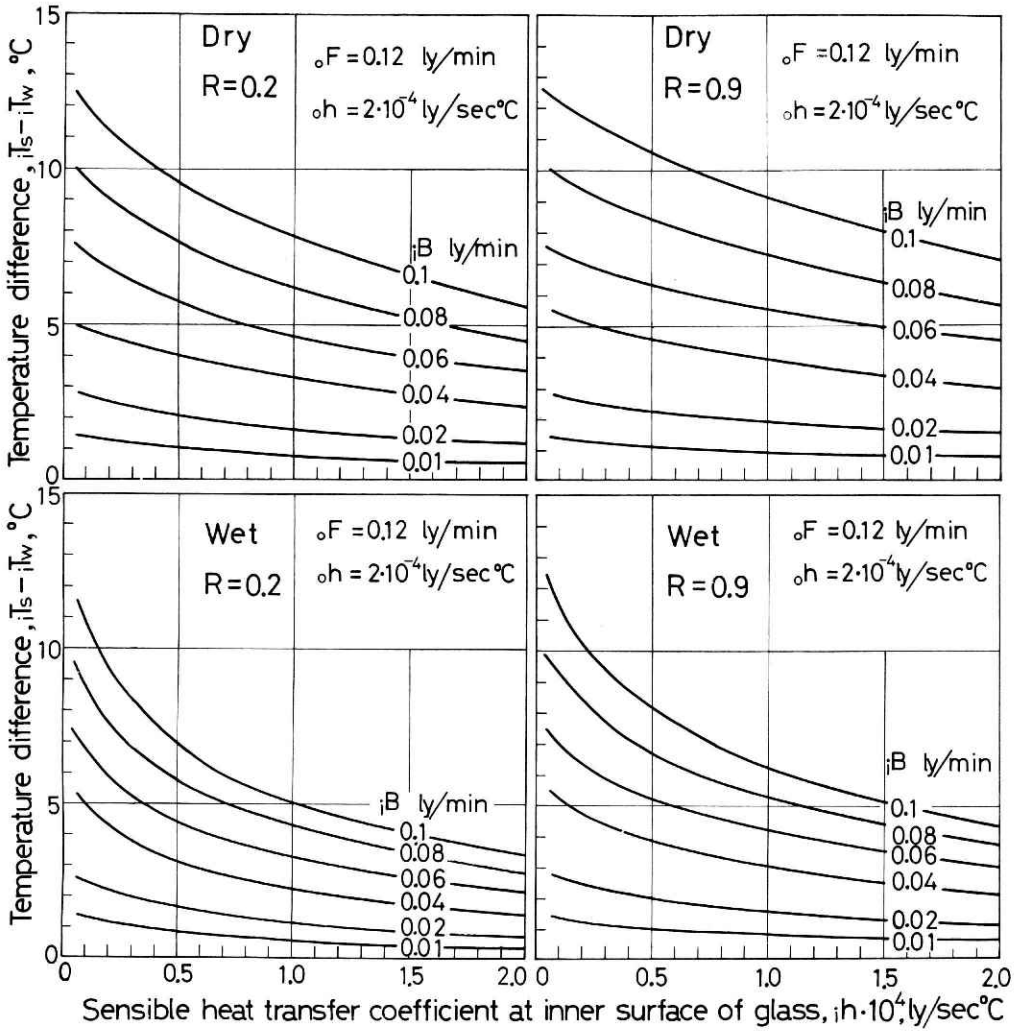

Fig. 4.6　Dependence of temperature difference $({}_{i}T_s - {}_{i}T_w)$ on sensible heat transfer coeffcient $({}_{i}h)$, soil heat flux $({}_{i}B)$, area ratio (R) and wetness inside the glasshouse.

これらの値は三原（1969）の値よりかなり小さい．

つぎに床面温度${}_{i}T_s$と内壁面温度${}_{i}T_w$の差について説明する．第2章で説明したように岩切（1969）はガラス室内（$R=0.53$）での観測資料を放射収支で整理して，晴夜におけるガラス室の床面と内壁面との温度差は6～7 ℃になることを明らかにした．卜蔵（1969）は実測から床面温度は内気温より4～7 ℃高いことを報告している．

(4.15) 式の変形からつぎの関係がえられる：

$$({}_{i}T_s - {}_{i}T_w) = \frac{{}_{i}B}{\left\{ {}_{i}h_r + \dfrac{{}_{i}h(1+2\varphi)}{1+R} \right\}} \quad . \tag{4.25}$$

$({}_{i}T_s - {}_{i}T_w)$は床面での熱交換量の増加に比例して大きくなり，内部顕熱伝達係数の増加につれて減少する．また保温比の増加とともに温度差は大きくなる．第4.6図にこれらの関係が示されている．

${}_{i}h$が小さい時は温度差$({}_{i}T_s - {}_{i}T_w)$は10℃以上に達するが，${}_{i}h$の増加にともなって急激に減少する．${}_{i}h =$

2.0×10^{-4} ly/sec℃とすると，地中熱交換量をかなり大きくとった場合（${}_iB=0.1$ ly/min）に温度差は7℃となる．${}_iB$の減少にともなって温度差は減少している．

保温比の影響は比較的小さいが，内部の乾湿度は温度差にかなりの影響を与える．完全飽和で潜熱伝達の回路のあるときは，温度差は完全乾燥時のそれの約60～70%に低下している．(4.25) 式によれば，床面での熱流が上向き（正値）のときは，${}_iT_s>{}_iT_w$となることがわかる．

(4.25) 式の変形から，つぎの関係がえられる：

$$ {}_ih=\frac{1+R}{1+2\varphi}\left\{\frac{{}_iB}{({}_iT_s-{}_iT_w)}-{}_ih_r\right\}. \quad (4.26) $$

ハウス内での気象観測資料を上式で処理すると，内部での熱伝達を特徴づけている顕熱伝達係数を推定することができる．三原（1969）は，$({}_oT_w-{}_oT)=0$℃のときの資料から${}_ih$を求める関係を提出している．

（b）ハウス内外の温度差

ハウス内外の温度差は，ハウスによる環境制御度の重要な指標である．それゆえ，多くの理論的，実験的研究がおこなわれている．それらの報告を総括すると，内外気温差はハウス内床面の地中熱交換量，外壁面での有効長波放射，内外壁面での顕熱伝達係数，被覆材の長波放射透過率などに依存して変化することがあきらかにされている．

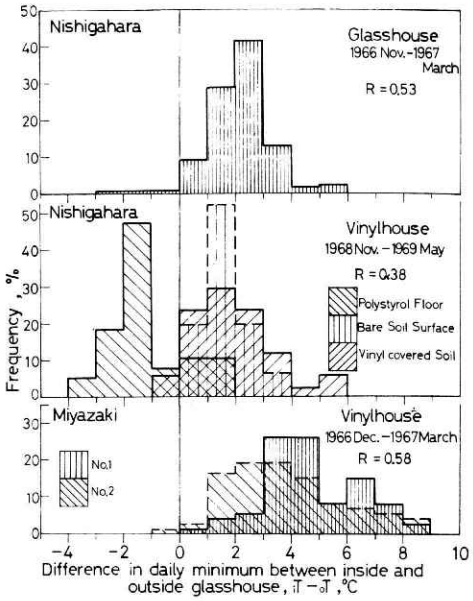

Fig. 4.7 Frequency distribution curves of difference in daily minimum between inside and outside the glasshouse. Results at Miyazaki were quoted from data presented by the Miyazaki Agric. Experiment Station.

数値計算でえられた夜間における内外気温差についてのべる前に，ガラス室とビニールハウスの長期観測からえられた実際の内外気温差について説明する．第2章で説明した農業技術研究所構内のガラス室および第3章で説明したビニールハウスの観測結果と宮崎県総合農試の観測結果から，内外気温差（${}_iT-{}_oT$）の出現頻度図が作成され，第4.7図に示されている．われわれのもちいたガラス室，ビニールハウスはいずれも無栽植・無換気であり，宮崎農試の観測資料は栽植（キュウリ）・無換気のビニールハウスによるものである（宮崎県，1968）．

第4.7図からわかるように，断熱材で床面を被覆して地中からの熱流を抑制した場合を除いて，内部気温${}_iT$は外部気温${}_oT$より高いのが普通であり，${}_iT<{}_oT$となる例はきわめて少ない．数量的には全観測例の2～3%以下である．

一方，地中熱交換量を抑制すると，ほとんどの場合において${}_iT<{}_oT$となり，最大頻度は－1～－2℃の間にみられた．5月という暖かい時期においても，${}_iT<{}_oT$となる現象が普通に観測された．これは第3章で説明したように，普通の栽培用ハウスの夜間における温度状態が，地中熱交換量と屋外の有効長波放射に著しく影響されることを示している．

つぎに数値計算によってえられたハウス内外気温差と内外壁面での顕熱伝達係数（${}_ih$, ${}_oh$）の関係について説明する．第4.8図には${}_oh$の差異による内外気温差の変化が示されている．第4.8図において重要なことは，地中熱交換量と外壁面上の有効長波放射量の量的関係（${}_iB\gtrless{}_oF$）によって，${}_oh$に対する内外気温差の依存関係が全く異なってくることである．

${}_iB>{}_oF$の条件下では，風速の増加に関連をもつ${}_oh$の増加につれて，内外気温差ははじめ急激に，あとはゆるやかに減少している．この減少の度合は，保温比の大きいほど著しい．完全乾燥時（Dry）の内外気温差は完全湿潤時（Wet）にくらべて大きく，とくに保温比が大きいときに差は大きくなる．

${}_iB<{}_oF$の条件下，つまり外壁面での有効長波放射を補うために，外気層から壁面に向かって顕熱伝達がお

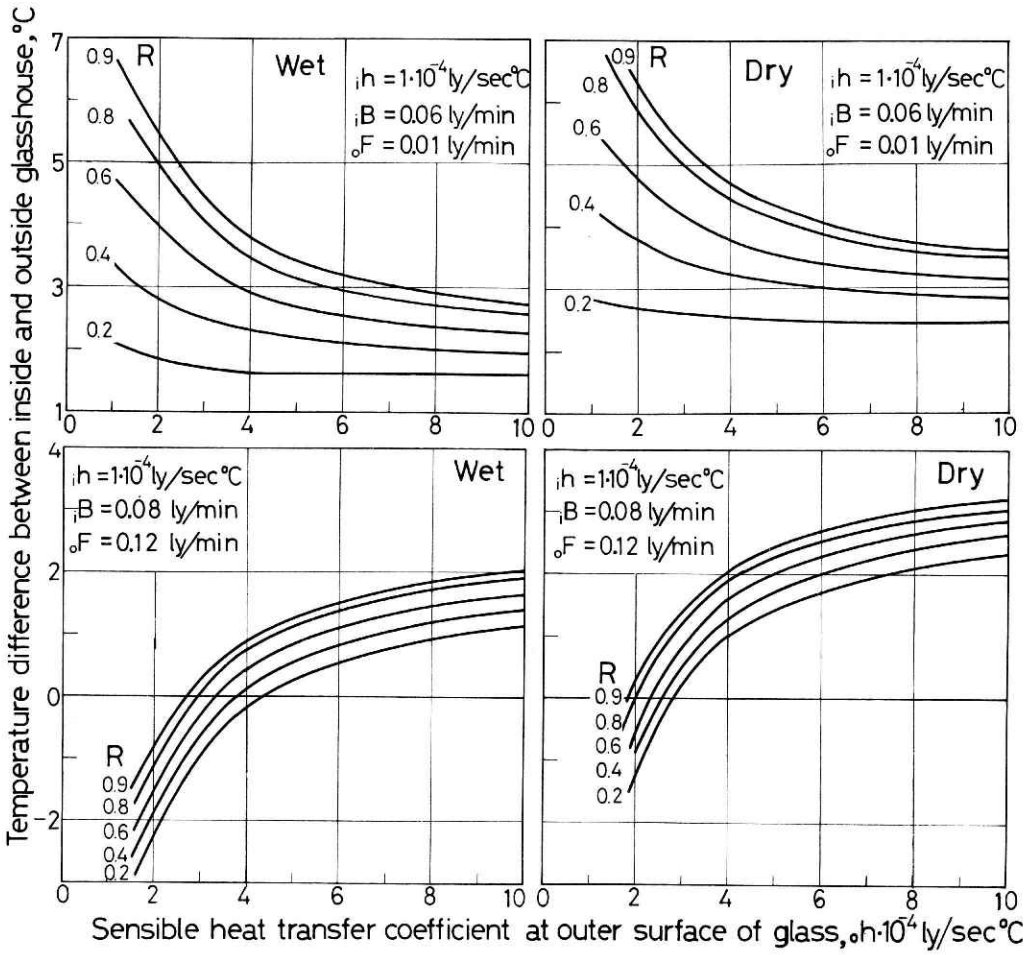

Fig. 4.8　Temperature difference ($_iT - _oT$) as a function of sensible heat transfer coefficient ($_oh$), soil heat flux, effective long-wave radiation, wetness and area ratio (R).

こなわれている条件下では，弱風条件に対応する小さい$_oh$の場合に気温の逆転（$_iT < _oT$）がみられる．風速の増加（$_oh$の増加）にともなって，負の温度差（$_iT - _oT$）は減少してゆき，$_oh$がある程度以上に増すと内外気温差は正の値となる．$_iB < _oF$の条件下でも，完全乾燥時の温度差が大きくなっている．正の温度差の$_oh$にともなう増加は次第に緩やかとなってくる．依存曲線の形の保温比による差異はほとんどみられない．

つぎに，ハウス内の顕熱伝達係数$_ih$の内外気温差（$_iT - _oT$）に対する影響について説明する．数値計算によってえられた関係が，第4.9図に示されている．

$_iB > _oF$の条件下では，（$_iT - _oT$）は正であり，たとえば$R = 0.9$では約6℃から$_ih$の増加につれて最初若干急に，あとはゆるやかに減少し，$_ih = 2.0 \times 10^{-4}$ly/secで約5℃となっている．完全乾燥時においては，内外気温差のレベルは湿潤時にくらべて約1℃高く，また$_ih$にともなう変化もゆるやかである．

$_iB < _oF$の条件下では，$_ih$が小さい時は内外気温差は正（$_iT > _oT$）であるが，$_ih$が増加するにつれて温度差は減少し，$_ih$のある値以上では負（$_iT < _oT$）になる．ハウス内の乾燥化は，内外気温差の正の範囲を広げている．これらの結果を総括すると，ハウス内の熱伝達係数は内外気温差に影響を与えるが，その度合は$_iB < _oF$の条件下ではとくに著しくなることを示している．

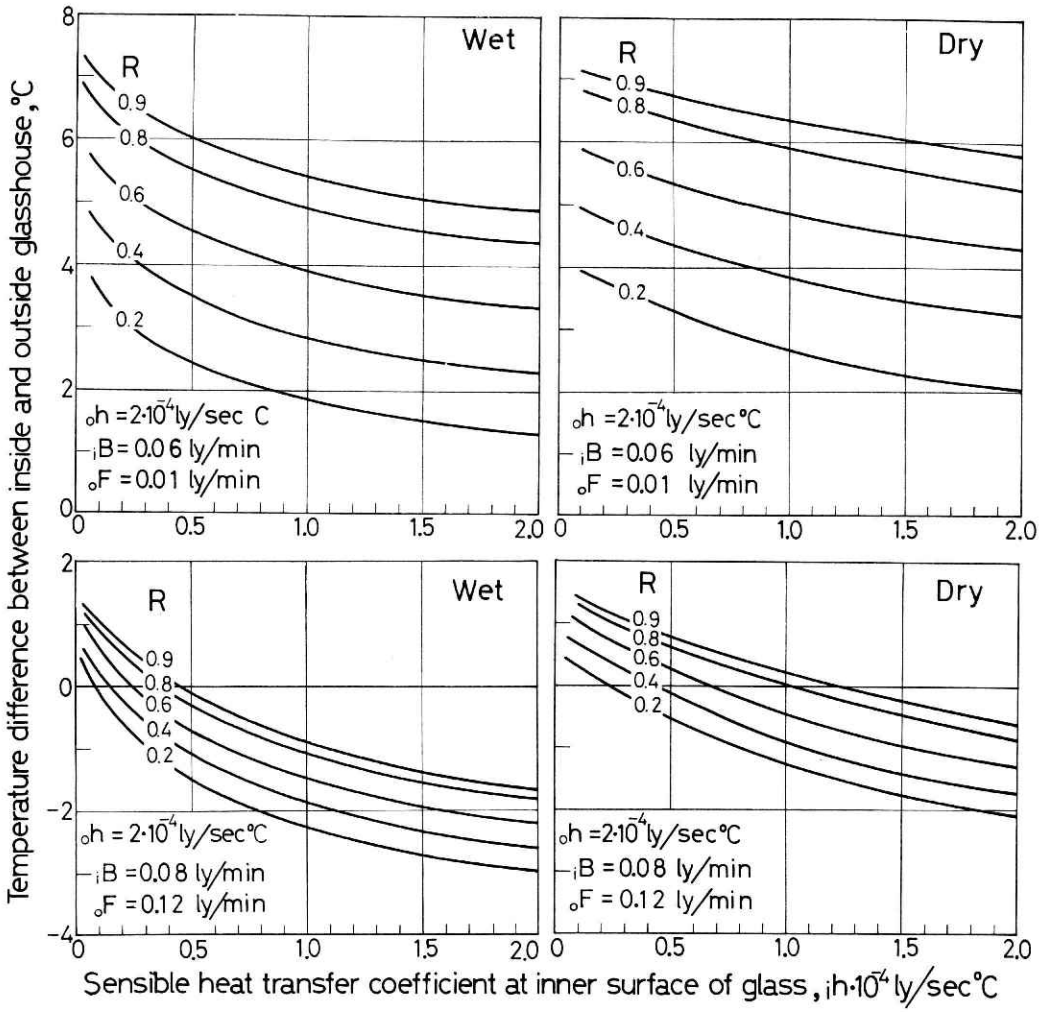

Fig. 4.9 Temperature difference $({}_iT-{}_oT)$ as a function of sensible heat transfer coefficient $({}_ih)$ and area ratio (R).

(c) 内外気温差の逆転

第4.8図，第4.9図に示されているように，${}_iB<{}_oF$つまり地中からの熱流が抑制された条件下では，内外気温差は${}_oh$または${}_ih$の増加につれて減少しある値からは負となる．内気温と外気温がひとしくなる（${}_iT-{}_oT=0$℃）ときの${}_oh$，${}_ih$の値は，乾湿条件・保温比などによってかなり大幅に変化している．

(4.17)，(4.22) 式を利用すると $({}_iT-{}_oT)=0$℃となる臨界条件C_2を求めることができる．まずつぎの関係を仮定する．

$${}_iT={}_iT_w+\tfrac{1}{2}({}_iT_s-{}_iT_w),$$

$${}_iT_w\simeq{}_oT_w\ .$$

無換気ハウスの内外気温差はつぎのようにあらわされる：

$$({}_iT-{}_oT)\simeq\frac{R\cdot{}_iB-f\cdot{}_oF}{{}_oh+f\cdot{}_oh_r}+\frac{0.5{}_iB}{\left\{{}_ih_r+\dfrac{{}_ih(1+2\varphi)}{1+R}\right\}}\ . \qquad (4.27)$$

(4.27) 式において $({}_iT-{}_oT)=0$℃とおくと，臨界条件C_2はつぎのようにあらわされる：

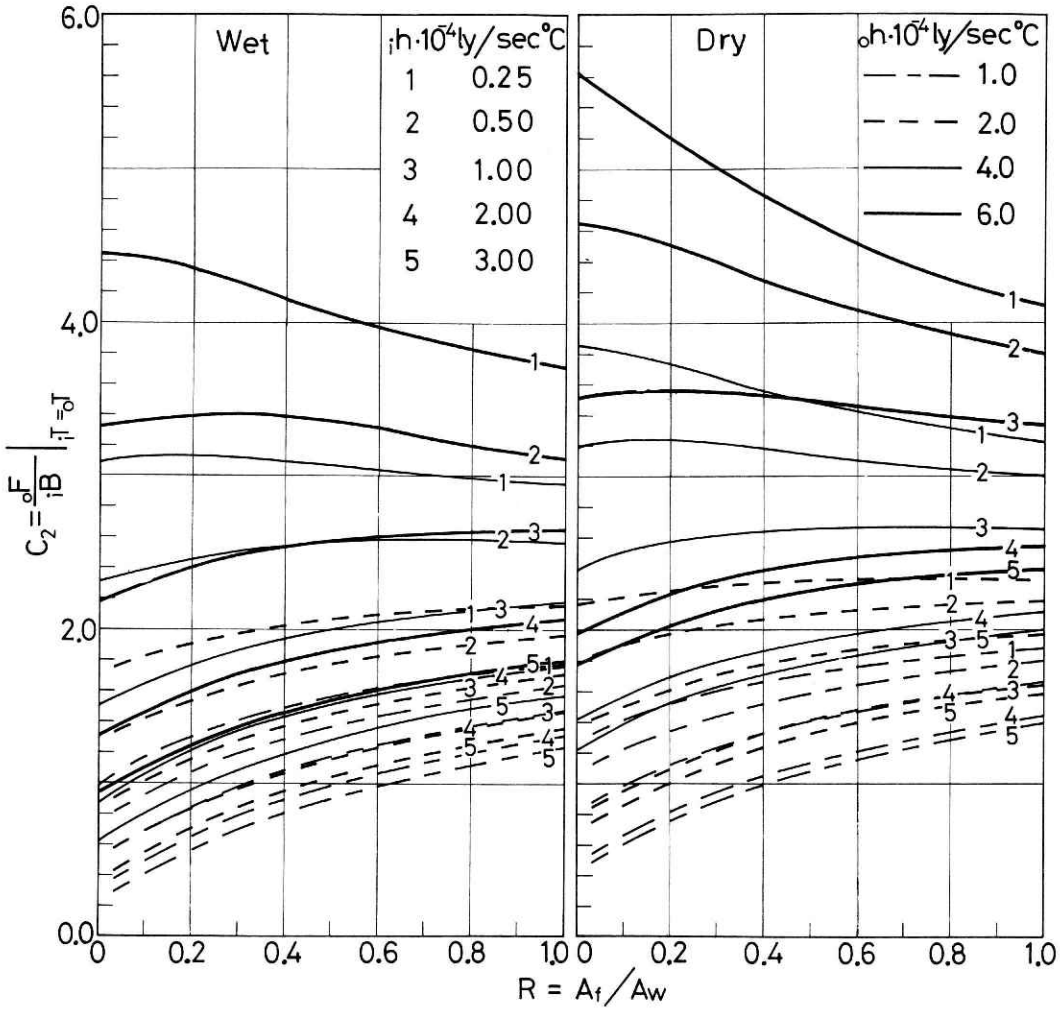

Fig. 4.10　Critical condition ($C_2={}_oF/{}_iB$) for disappearance of temperature difference (${}_iT-{}_oT$) between inside and outside the glasshouse as a function of area ratio (R).

$$C_2=\frac{{}_oF}{{}_iB}\Big|_{\Delta T=0}=\frac{1}{f}\left\{R+\frac{(1+R)({}_oh+f\cdot{}_oh_r)}{2\{{}_ih_r(1+R)+{}_ih(1+2\varphi)\}}\right\}. \tag{4.28}$$

臨界条件C_2はC_1の場合とことなり，構造条件である保温比のほかに外壁面上の顕熱伝達係数，放射熱伝達係数ならびに内部での顕熱伝達係数，放射熱伝達係数が関係している．

$C_2<({}_oF/{}_iB)$の条件下では，${}_iT<{}_oT$となりハウス内の平均気温は外気温より低くなる．上式からわかるように${}_oh$, ${}_oh_r$が小さいときには，C_2は保温比の増加につれて最初急に，あとは緩やかに増加する．またハウス内が完全乾燥（$\varphi=0$）のときは，C_2は大きくなることが予想される．(4.28) 式から求めたC_2と他の要因との関係が第4.9図に示されている．

図からわかるように，完全湿潤条件下での臨界値C_2は乾燥時のそれより小さい．両条件下でのC_2の値の差は，外壁面での熱伝達係数が大きくなるほど大きい．さきに説明したように，${}_oh$が小さいときはC_2は増加関数であるが，${}_oh$が大きく${}_ih$が小さいときは，逆に減少関数になる．

外壁面の熱伝達係数が大で，冷却面であるガラス面に外気層から熱の輸送されやすい条件下では，C_2はか

Table 4.1 Comparison of critical values (C_2) calculated from three formulae, respectively.

		$R=A_f/A_w$											
		0.2			0.4			0.6			0.8		
${}_oh\cdot10^4$	${}_ih\cdot10^4$	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
1.0	0.5	1.33	0.99	1.03	1.51	1.65	1.79	1.63	2.13	2.30	1.73	2.49	2.67
	1.0	1.11	0.73	0.71	1.32	1.22	1.19	1.47	1.57	1.54	1.57	1.83	1.78
	2.0	0.81	0.54	0.53	1.04	0.90	0.89	1.21	1.17	1.15	1.33	1.36	1.35
2.0	0.5	1.97	1.79	1.78	2.06	2.99	2.99	2.12	3.85	3.85	2.17	4.49	4.48
	1.0	1.60	1.08	1.06	1.76	1.81	1.79	1.86	2.33	2.30	1.92	2.72	2.69
	2.0	1.00	0.73	0.71	1.23	1.22	1.19	1.39	1.86	1.54	1.50	1.83	1.80
4.0	0.5	3.22	3.25	3.19	3.17	5.43	5.35	3.10	6.90	6.85	3.04	8.16	8.06
	1.0	2.57	1.81	1.78	2.64	3.02	2.99	2.66	3.89	3.85	2.66	4.55	4.48
	2.0	1.68	1.10	1.06	1.86	1.84	1.79	1.96	2.37	2.30	2.05	2.76	2.69

Note: A, B, and C denote critical values calculated from the present author's, Uchijima's (1967) and Mihara's (1969) formulae, respectively. ${}_oh$, ${}_ih$: ly/sec ℃.

なり大きくなる．すなわち，${}_ih\simeq0.25\sim0.50\times10^{-4}$ ly/sec℃では，地中からの熱流（${}_iB$）の3～4倍の値をもつ有効長波放射条件下で${}_tT={}_oT$となる．しかし夜間における熱交換パラメータの値は，${}_ih\simeq1.0\times10^{-4}$ ly/sec℃，${}_oh\simeq2.0\times10^{-4}$ly/sec℃程度と考えられるので，一般には臨界条件$C_2<2.0$となると予想される．保温比が小さいときには，C_2は1.0以下となり温度の逆転現象がおきやすいことがわかる．三原（1969）も内外気温差逆転の臨界条件について検討をおこなっている．

第4.1表には三原（1969），内島（1967）および（4.28）式によって求められた臨界条件C_2の値が示されている．内島（1967）のC_2はつぎのようにして求められたものである．

$$C_2=\frac{R}{f}\frac{{}_oh}{h_t}\quad .$$

ここで $h_t=1\Big/\left(\frac{1}{{}_oh}+\frac{L}{\lambda}+\frac{1}{{}_ih}\right)$，総括熱伝達係数（ly/sec℃）．

第4.1表にみられるように，外壁面顕熱伝達係数${}_oh$が1.0×10^{-4} ly/sec℃の場合には，3方法で求めたC_2の値は，保温比の全域にわたってよく一致している．${}_oh=2.0\times10^{-4}$ly/sec℃では，${}_ih$が小さく保温比が大きいときに，AとB，Cとの差異は若干大きくなる．この傾向は${}_oh=4.0\times10^{-4}$ly/sec℃ではより著しくなってくる．

しかし内島（1967）のモデルと三原（1969）のモデルからの臨界条件の値は，計算に使用されたパラメータの全域について非常によく一致している．そして，${}_oh=4.0\times10^{-4}$ly/sec℃，$R>0.5$では，C_2は3.0～8.0という大きな値になっている．これは（4.28）式による臨界値C_2の約2～2.5倍の大きさである．これらのくいちがいについては，詳細な実験データによる検討が必要である．

（d）ハウス内温度予測法の比較

はじめに説明したように，ガラス室・ビニールハウス内の温度場の予測については，熱収支法に基礎をおく研究がいくつか報告されている．ここでは比較のために内島（1967）と三原（1969）を選んだ．

現方法：

$$\Delta T_1=\frac{R\cdot{}_iB-f\cdot{}_oF}{{}_oh+f\cdot{}_oh_r}+\frac{0.5{}_iB}{\left\{{}_ih_r+\frac{{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)}\right\}}\qquad(4.27)$$

内島（1967）：

$$\Delta T_2=\frac{R\cdot{}_iB-\frac{h_t}{{}_oh}f\cdot{}_oF}{(h_{ad}+h_t)}, \qquad (4.29)$$

三原（1969）：

$$\Delta T_3=\frac{R\cdot{}_iB-(1-\varepsilon\cdot C)f\cdot F_*}{{}_ih\cdot C+h_{ad}}. \qquad (4.30)$$

ここで　$C=(h_r+{}_oh)/({}_oh+{}_ih+h_r)$.

（4.27）式は無換気ハウスを対象としているので，(4.29)，(4.30) 式の換気顕熱伝達係数は $h_{ad}=0$ とおいた．また（4.29），(4.30) 式では顕熱伝達だけが考えられているので，ΔT_1 の計算は乾燥状態（$\varphi=0$）についておこなった．計算は保温比 $R=0.2, 0.6, 0.9$ の3通りについておこなわれた．第4.11図に計算結果が示されている．

図の最上段には ΔT_1 と ΔT_2 との関係が，中段には ΔT_1 と ΔT_3 の関係が，下段には ΔT_2 と ΔT_3 との関係が示されている．保温比が大きいときには，ΔT_2 および ΔT_3 と ΔT_1 とは一致せず，ΔT_2 と ΔT_3 は ΔT_1 に比較してかなり大きい値を示している．内部顕熱伝達係数が小さいときにはとくに差異が大きい．保温比が0.2の場合には ΔT_1 と ΔT_2 とはかなりよく一致しているが，ΔT_1 と ΔT_3 との間にはまだ若干の差異が認められる．

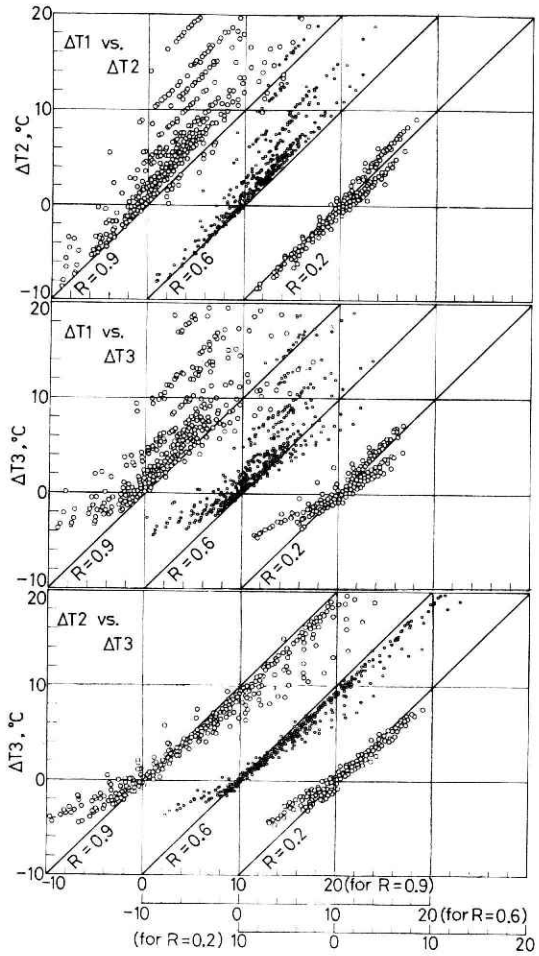

Fig. 4.11　Comparison of differences in air temperature between inside and outside the glasshouse calculated by three methods. ΔT_1, ΔT_2 and ΔT_3 denote the temperature differences calculated from Eqs. (4.27), (4.29) and (4.30), respectively.

（4.29）式と（4.30）式とは，その導出の過程がかなりちがっているにもかかわらず，保温比の広い範囲にわたってよく一致している．しかし，${}_ih=0.5\times10^{-4}$ly/sec℃では，ΔT_2 は ΔT_3 より大きくなる傾向がある．

ΔT_1 と ΔT_2 および ΔT_3 の間の差異の原因として，つぎのようなことが考えられる．(4.29)，(4.30) 式の基礎となっているガラス室の熱収支式では，地中から室内気層への熱放出（${}_iB$）は，室内空気が無限大の伝熱係数をもっているようにとり扱われている．

この点について本研究の（4.27）式の方法では，床面からハウス内空気への伝熱過程が一応近似的ではあるが考慮されている（4.7式参照）．ハウス内の熱収支において，いずれの方法が妥当であるか現段階では明らかでない．これらの差異の原因を明らかにするには，ハウスの温度場に関する詳細な実験的研究が必要である．

（2）ハウス内外の熱伝達の特徴

ハウス内での熱伝達の特徴に関する研究は，瀬尾（1962）による実験的研究と三原（1969）の理論的考察を除いて，比較的に少ない．

そこで上述の数値実験の結果から，ハウス内の熱伝達特性の保温比・地中熱交換量・内部顕熱伝達係数による変化を明らかにすることを試みた．

（a）熱伝達への顕熱伝達係数の影響

ハウス内での顕熱伝達係数の増加にともなう，伝熱各項の絶対値の変化が第4.12図に示されている．それ

によれば，$R=0.2$のハウスの内壁面における熱フラックスは，$R=0.9$のハウスでのそれらに比較してわずかである．また$_ih$の増加に伴う変化も小さい．すなわち，それらの絶対値は0.01 ly/min以下である．これは単位壁面あたりの伝達熱量（$=R\cdot{}_iB$）が，0.016 ly/minとかなり小さいためである．

一方，$R=0.9$のハウスでは，内壁面での熱フラックスは最大で0.03 ly/minとなっている．伝達係数の増加にともなって放射熱伝達は減少するが，拡散熱伝達項は増加してくる．湿潤条件下において，放射伝熱項と拡散伝熱項とがひとしくなるのは，$R=0.2$の場合は$_ih\simeq0.65\times10^{-4}$，$R=0.9$の場合には$_ih\simeq1.0\times10^{-4}$ ly/sec ℃である．

乾燥条件下では，放射伝熱項の寄与が大幅に増してきて，$_ih$の全域についてつぎの条件が成立している．

$$_iF_{w,d}>{}_iQ_{w,d}$$

外壁面における熱フラックス（$_oF_w$, $_oL_w$）は，保温比でかなりちがっている．保温比の増加につれて，外壁面での放射熱損失（$=f\cdot{}_oF$）は約1.7倍になっているが，外壁面での拡散伝達項はわずかながら減少している．これは外壁面と外気の温度差（$_oT_w-{}_oT$）の減少によるものである．なお第4.12図では上向きの熱フラックスを正，下向きのそれを負の符号で示している．

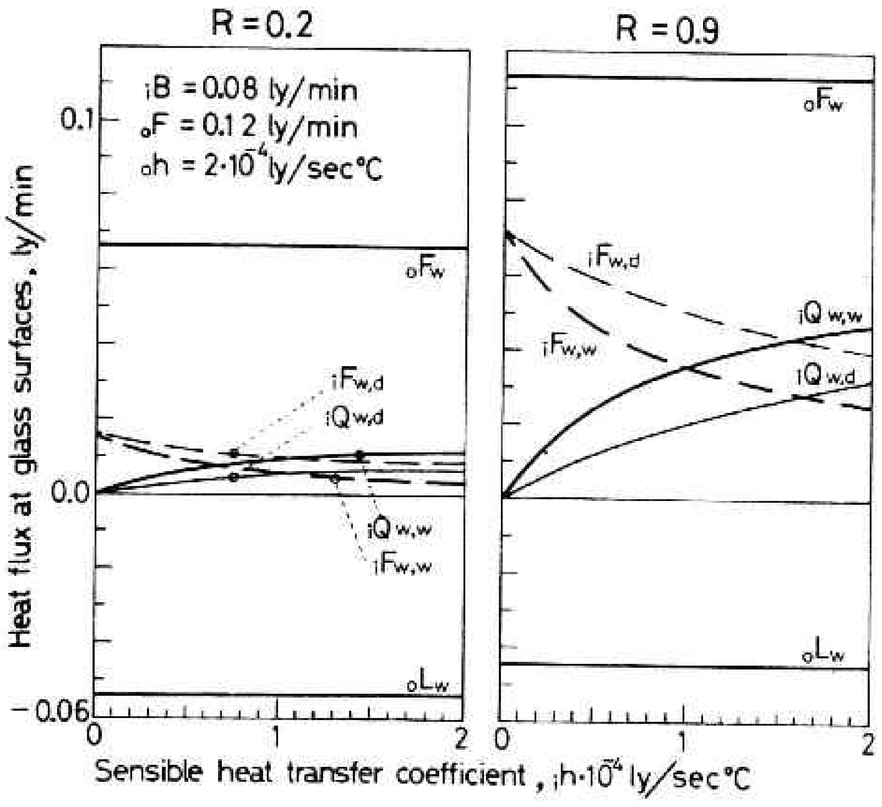

Fig. 4.12 Heat transfer components inside and outside the glasshouse with heat transfer coefficient ($_ih$), $_iF_{w,d}$ and $_iQ_{w,d}$ denote heat fluxes at the inner surface of glass under dry conditions. $_iF_{w,w}$ and $_iQ_{w,w}$ denote those under wet conditions. $_iQ_w=_iL_w+{}_il_iE_w$.

（b）熱伝達への地中熱交換量の影響

これまでにもたびたび指摘したように，ハウスの温度状態に最も大きな影響を与えるのは，床面から内気層へ伝達される熱量である．そこで，数値実験の結果をもちいて，ハウス内外の熱伝達に対する地中熱交換量$_iB$の影響を検討する．第4.13図に示されているフラックスの符号のとり方は第4.12図と同様であるが，便

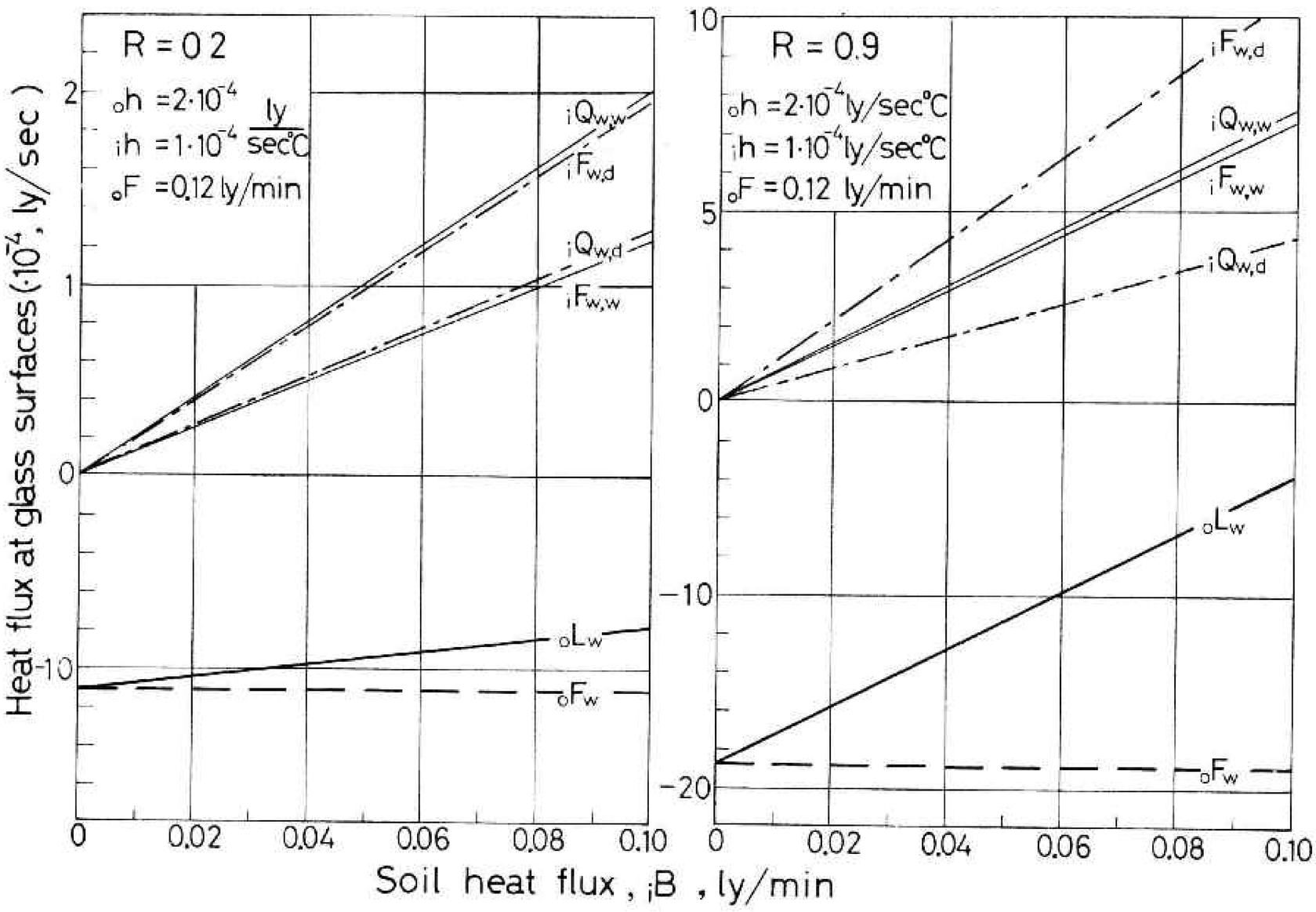

Fig. 4.13 Heat transfer components inside and outside glasshouse with soil heat flux ($_iB$).

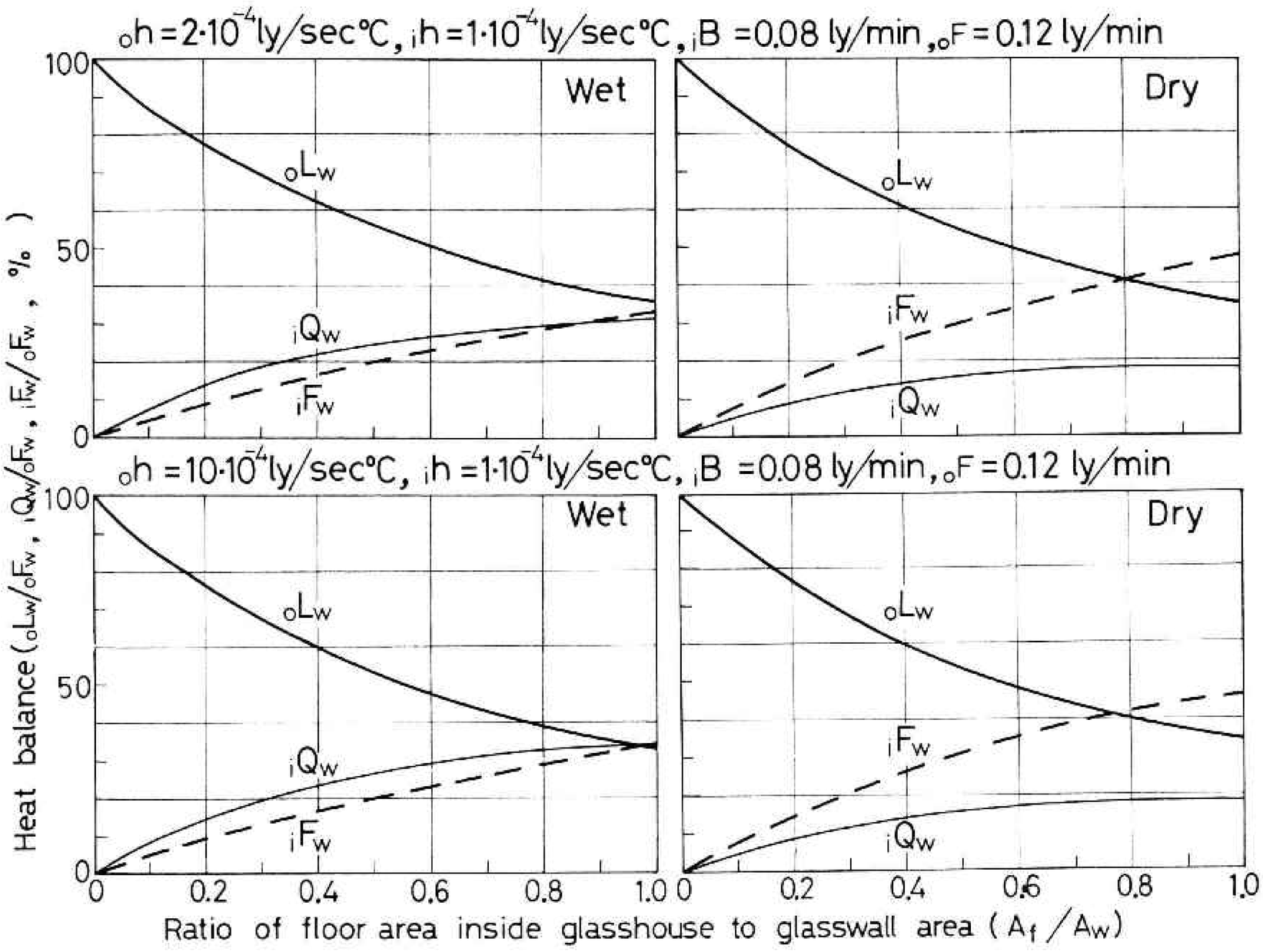

Fig. 4.14　Composition of heat transfer at outer glass surface in relation to area ratio (R) and wetness.

宜上負域に示されている．

${}_iB$=0.0 ly/minの場合には，外壁面での放射熱損失（${}_oF_w$）は，外気から壁面への顕熱伝達（${}_oL_w$）によって補給されている．${}_iB$の増加につれて，${}_oL_w$ は直線的に増加する．増加の度合は保温比の増加につれて著しく大きくなっている．これは壁温の上昇に対応している．

一方，内壁面への熱の伝達（${}_iQ_w$, ${}_iF_w$）は${}_iB$に比例して直線的に増加し，ハウス全体の熱損失のなかで，大きな割合をしめるようになってくる．これを数量的に説明すると，R=0.2 のハウスでは，${}_iB$=0.02 ly/minで（${}_oL_w/{}_oF_w$）=0.95であるが，${}_iB$=0.10 ly/minでは（${}_oL_w/{}_oF_w$）=0.71に減少している．これに反して，R=0.9 のハウスでは${}_iB$=0.02 ly/minでの0.84から，${}_iB$=0.10 ly/minでの0.21へと1/4に減少している．上述の特徴は，${}_iB<{}_oF$の条件下のものであり，${}_iB>{}_oF$の条件下では，上記と異なった特徴となることが予想される．

（c）保温比と熱伝達特性

ハウスの熱損失を補っている各伝達項の役割は，第4.13図で説明したように，保温比とハウス内の乾湿条件によってかなり大幅に変化している．この特徴をさらに明らかにしたのが第4.14図である．上段には${}_oh$=2×10⁻⁴ ly/sec℃，下段には${}_oh$=10×10⁻⁴ ly/sec℃としたときの，乾・湿両条件下における熱伝達の内容が示されている．

図からわかるように，保温比の増加につれて外壁面への外気からの顕熱伝達は，はじめ急にあとはゆるやかに減少している．この傾向は図に示したすべての条件下でみられ，つぎのような指数関数で近似することができる：

$$\left.\begin{aligned}\frac{{}_oL_w}{{}_oF_w}&=100\cdot\exp(-1.08R),\\ \frac{{}_iQ_w+{}_iF_w}{{}_oF_w}&=100\cdot\{1-\exp(-1.08R)\}.\end{aligned}\right\}\qquad(4.31)$$

一方，保温比の増加にともなって内壁面からの熱補給の役割が次第に増してくる．熱伝達の内容は，${}_oh$によってほとんど影響をうけないことがわかる．興味あることは，$R=1.0$ でハウス内が完全湿潤という条件下においては，外気からの熱，内壁での放射熱と伝達熱との割合がほとんどひとしくなることである．

乾燥条件下では$R=0.8$で３伝熱項がひとしくなり，$R=1.0$では${}_iF_w>{}_oL_w>{}_iQ_w$ の順になっている．湿潤条件下では，保温比の全域にわたって，近似的に${}_iQ_w={}_iF_w$ と考えることができるが，乾燥条件下では${}_iF_w>{}_iQ_w$ となり放射伝熱の寄与が大きい．保温比の大きいハウスでは，${}_iQ_w$は${}_iF_w$ の約40%にすぎない．${}_iQ_w$と${}_iF_w$の${}_oF_w$に対する割合の保温比Rに伴う変化も，つぎのような指数関数で近似することができる．

$$\left.\begin{aligned}\frac{{}_iF_w}{{}_oF_w}&=100\{1-\exp(-k_1R)\},\\ \frac{{}_iQ_w}{{}_oF_w}&=100\{1-\exp(-k_2R)\}.\end{aligned}\right\}\qquad(4.32)$$

減衰係数k_1とk_2はハウス内の乾・湿条件に対応して，つぎのような値をとる：

$k_1=0.45$,　$k_2=0.56$,　湿潤条件（Wet condition）;

$k_1=0.65$,　$k_2=0.33$,　乾燥条件（Dry condition）.

以上の特徴は${}_iB$と${}_oF$との量的関係によって著しく変化することが予想される．

2．昼間における密閉ハウスの温度予測

ハウス内気温の成立に関与している主な要因は，これまでの説明から明らかなように，床面での純放射量とそれの顕・潜熱配分比，外壁面での顕熱伝達係数，外壁面での有効放射に関係する保温比などである．以下これらの要素が，昼間における内部気温の成立に与える影響について説明していくことにするが，その前にこの定常モデルでえられた，昼間の気温分布と熱伝達の特徴について簡単に述べる．

（a）温度分布の特徴

夜間の場合についてえられた第4.4図と同様なハウス内外の温度分布が，第4.15図に示されている．床面と内壁面との間の気層内および外気層内の温度分布は複雑な分布形になるものと思われるが，一応直線的に表示することにした．第4.15図によれば，昼間においてもガラス壁内面と外面の温度差は，かなり小さく1.5℃を越えることはない．床面温度はハウス内の湿潤度と密接に関係しており，潜熱交換が全くおこなわれない完全乾燥条件下（下段）では，純放射量が増すにつれて床面温度は大幅に上昇する．すなわち同一放射量条件での床面温度を比較してみると，乾燥条件の場合の床面温度は湿潤条件下のそれより約10℃高い．内壁面温度には顕著な差異が認められないから，乾燥条件下での内部気温は湿潤条件下の内部気温より約５℃高いことがわかる．なおここに示したのは，外壁面熱伝達係数　${}_oh=4\times10^{-4}$，内壁面熱伝達係数${}_ih=2\times10^{-4}$ ly/sec℃としたときの例であり，床面温度は${}_ih$の大小によって変化する．

（b）熱伝達の特徴

床面積A_f，壁面積A_w，保温比Rのハウスに与えられた純放射量${}_iS$から地中熱交換量${}_iB$を差引いた熱量を単位壁面積当りに換算するとつぎのようになる：

$$H_w=R\cdot({}_iS-{}_iB)\ .$$

ここで　H_w：単位壁面積あたりの有効熱エネルギー　ly/sec．この熱フラックスは，昇温した床面からの放射伝達熱量と内気層からの顕・潜熱伝達量から成立っている．それらはつぎのように表わされる．

放射伝達熱量：　${}_iF_w=R\cdot{}_ih_r({}_iT_s-{}_iT_w)$,

顕・潜熱伝達量：　${}_iQ_w={}_ih(1+2\varphi)({}_iT-{}_iT_w)$.

同様にして，外壁面での熱伝達もつぎのように二つに分けられる．

放射伝達熱量：　${}_oF_w=f\cdot{}_oF$ ．

ただし　f：形態係数；${}_oF$：屋外での水平面有効長波放射量　ly/sec.

顕熱伝達量：　${}_oL_w={}_oh({}_oT_w-{}_oT)$ ．

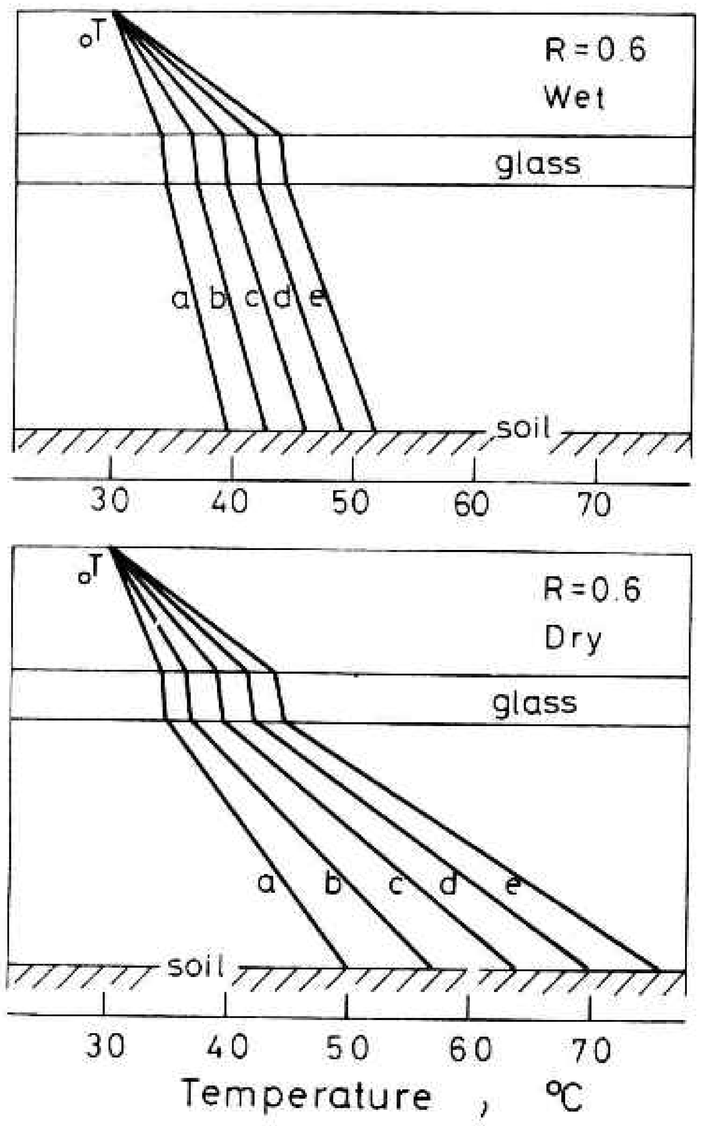

Fig. 4.15 Temperature profiles.
a: ${}_iS=0.36$; b: ${}_iS=0.48$; c: ${}_iS=0.60$; d: ${}_iS=0.72$; e: ${}_iS=0.84$ ly/min. ${}_oT$ denotes air temperature outside the glasshouse.

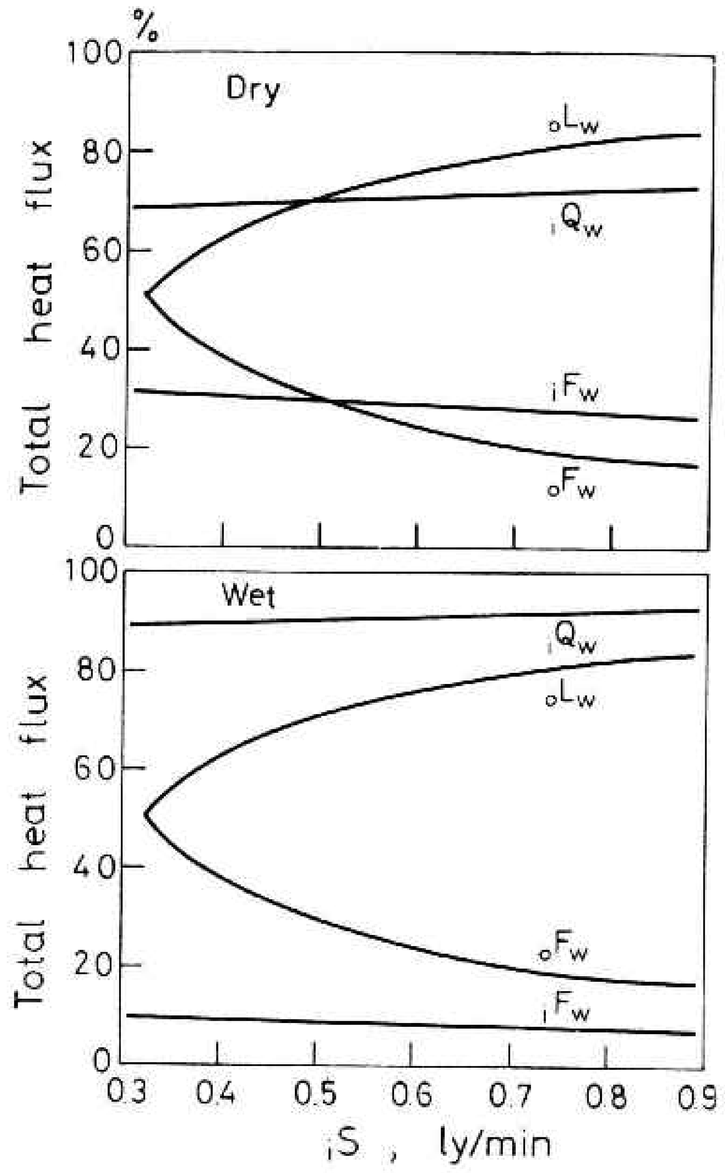

Fig. 4.16 Contribution of radiative heat fluxes (${}_iF_w$, ${}_oF_w$) and convective heat fluxes (${}_iQ_w$, ${}_oL_w$) at inner and outer surfaces of glass wall to total heat flux per unit wall area. $R=0.6$, ${}_oh=4\cdot10^{-4}$ ly/sec ℃, ${}_ih=2\cdot10^{-4}$ ly/sec ℃.

第4.16図には${}_oh=4\times10^{-4}$, ${}_ih=2\times10^{-4}$ ly/sec℃, $R=0.6$のときの，全伝達熱量H_wに対する放射伝達項と顕・潜熱伝達項の割合が示されている．上下図の比較からわかるように，熱伝達の特徴の顕著な差異は内部の湿潤度によってもたらされる．

乾燥条件の場合には，内壁面に対する全伝達熱量のうち，放射伝達項の割合は大体27～32%の間にありかなり大きい．この割合は${}_iS$の減少にともなって，わずかに増加する傾向をみせている．顕・潜熱伝達項はそれと相補関係にある．完全湿潤条件下では，放射伝達項${}_iF_w$のしめる割合が7～10%とかなり小さい．これは夜間の場合にも説明したように，湿潤条件下では潜熱伝達回路が開かれているため，床面温度が過度に上昇しないことによるものである．

なおきわめて当然のことであるが，外壁面上での顕熱伝達量${}_oL_w$と長波有効放射量${}_oF_w$の全伝達熱量に対する比率は，ハウスの乾湿条件とは無関係であり両者は全く一致している．外壁面上での熱配分に大きな影響を与えるのは，風速条件によって決定される外壁面熱伝達係数の大きさである．

（c）ハウス内外気温差と関連要因

第4.15図の温度分布からもわかるように，ガラス壁によって乱流拡散強度の小さい気層が形成されることによって，比較的に弱い純放射条件下においても，ハウス内気温は外気よりかなり高くなる．昼間におけるハウス内気温予測の焦点は，夜間の場合と本質的に変ることはない．夜間の場合の熱源としてとりあつかわれた地中からの伝導熱量${}_iB$を，床面での純放射量${}_iS$と地中熱交換量${}_iB$の差，すなわち有効熱エネルギーでおきかえればよい．ただ${}_iS$は${}_iB$にくらべて大きな値をもっているので，昼間の内部気温変化は夜間の場合にくらべて格段に大きいことが予想される．

第4.17図は，ハウス内外気温差$\Delta T={}_iT-{}_oT$と床面での純放射量${}_iS$との関係を，ハウスの構造要因である保温比Rをパラメータとして表わしたものである．床面が十分湿っていて，ハウス内空気がそれぞれの温度で飽和していると仮定した場合（右）と　床面および内部空気が完全乾燥していると仮定した場合（左）とでは，同一純放射に対応する昇温度にかなりの差異がみられる．たとえば，通常のハウスがもっている保温比

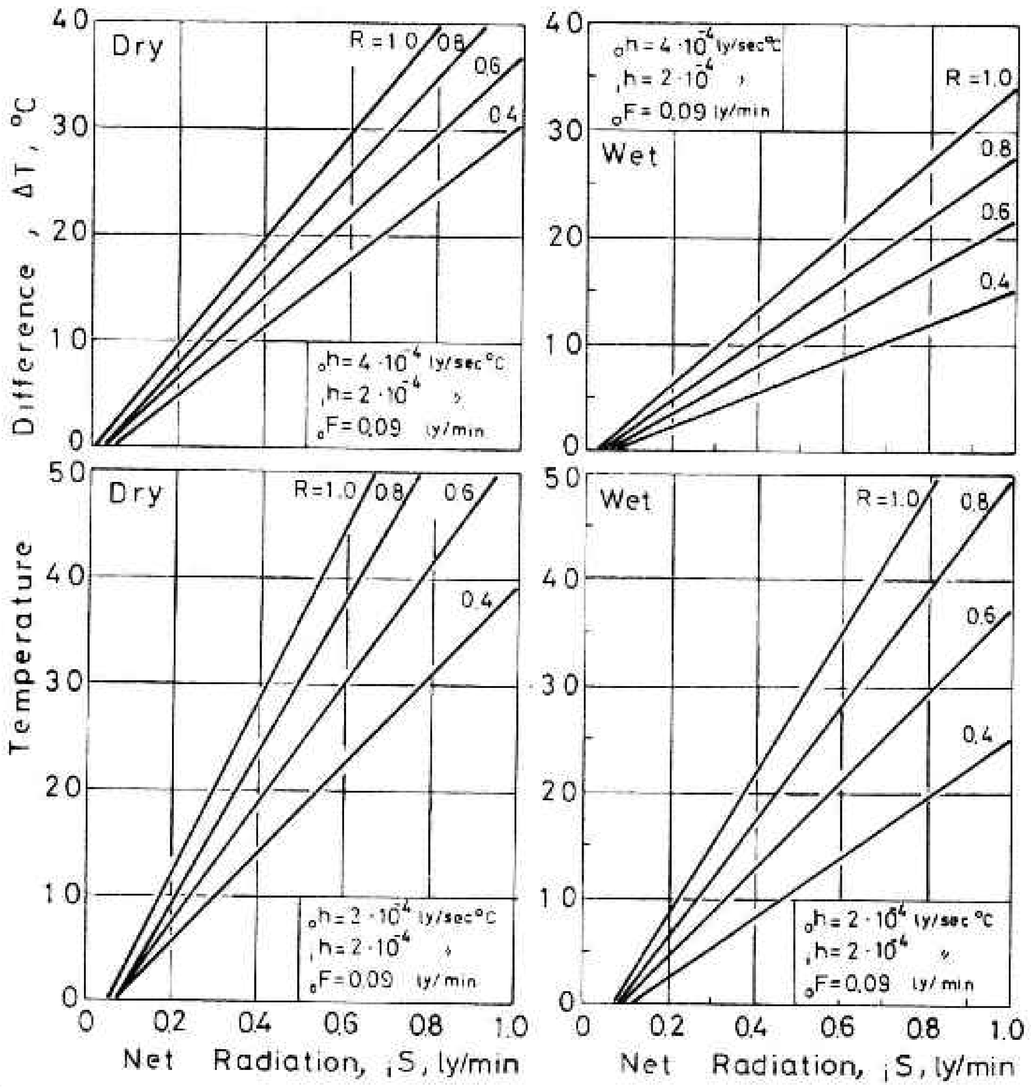

Fig. 4.17 Dependence of temperature difference $({}_{i}T-{}_{o}T)$ on net radiation inside the glasshouse $({}_{i}S)$ and on area ratio $R=A_f/A_w$.

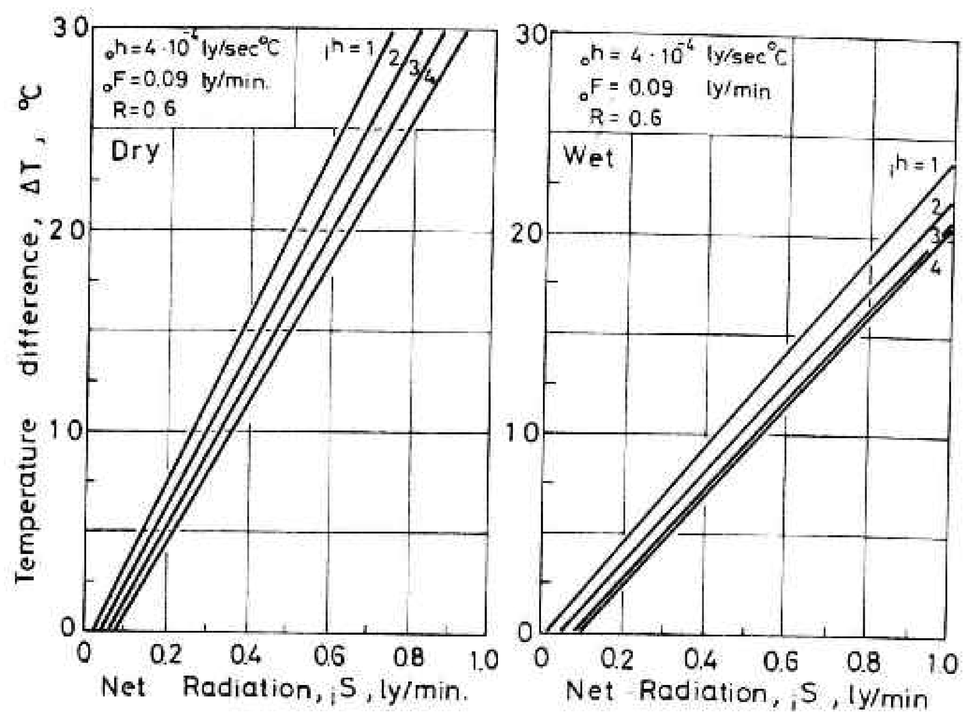

Fig. 4.18 Dependence of temperature difference $({}_{i}T-{}_{o}T)$ on net radiation inside the glasshouse $({}_{i}S)$ and on heat transfer coefficient at inner surface of glass $({}_{i}h)$. ${}_{i}h=\mathrm{n}\cdot10^{4}$ ly/sec ℃.

$R=0.6$ の例について比較すると，ハウス内純放射量${}_{i}S=0.6$ ly/minのときの内外気温差 ΔT は，湿潤条件下で13℃，乾燥条件下で22℃であり，約9℃の差異がみられる（上段）．

外壁面熱伝達係数を弱風条件に対応する，${}_{o}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃としたとき(第4.17図下段）には，外壁面から外気へ向かっての顕熱伝達が抑制されるため，当然昇温度は大きくなる．内外気温差に対する${}_{o}h$の減少の影響は，保温比が大きくなるほど大きいことが，第4.17図上下のグラフの対比からわかる．なお，床面の湿潤度の差異が ΔT におよぼす影響は，${}_{o}h$が 4×10^{-4} ly/sec℃の場合と 2×10^{-4} ly/sec℃の場合ともにほぼ同一で，どの保温比 R においても乾燥条件のときの昇温度が約9℃高い．

第4.18図には内壁面での熱伝達係数${}_{i}h$をパラメータとする ΔT と${}_{i}S$の関係が完全湿潤条件（右）と完全乾燥条件（左）の場合について示されている．左右両図の比較からわかるように，同一放射強度，内壁面顕熱伝達係数に対し，床面の湿潤度の差異によって ΔT に9～10℃の差異がみられる．また床面が湿潤の場合には，${}_{i}h$が3と4（$\times10^{-4}$ ly/sec℃)のときの ΔT が，かなり接近しているのに対し，乾燥条件下の場合には${}_{i}h$の差異による ΔT の差異がはっきりしている．このことは，仮に密閉ハウス内において空気攪拌によって${}_{i}h$を大きくし，内部気温を低下させようとする場合に，内部の湿度条件によって，その効果に差異があることを示している．

たとえば，実際のハウスの最高気温起時の妥当な値と思われる${}_{i}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃を，4×10^{-4} ly/sec℃にまで大きくした場合に低下する気温は，${}_{i}S=0.6$ ly/minのときに約1.4(湿潤条件）と約3.5 ℃（乾燥条件）である．このようにハウス内空気が飽和しているときには，空気攪拌による気温低下量はきわめて小さい．

ここでえられた第4.17図および第4.18図の内外気温差と純放射量との関係は，密閉ハウスの内部気温予測に使用することができる．しかしそれにはまず，${}_{o}h$と${}_{i}h$の値をきめなければならない．

矢吹（1961）は盛夏季の乾燥した密閉ガラス室の環境測定から，内外最高気温差の平均値として，約28℃（${}_{i}S\simeq0.6$ ly/min）をえている．第4.19図は第2章で説明した農業技術研究所ガラス室の，微細気象観測資料からえられた最高気温時の，内外気温差と純放射量との関係である．これによれば，かなり点のちらばりは大きいが，${}_{i}S=0.4$ ly/minで$\Delta T\simeq15$ ℃，${}_{i}S=0.6$ ly/minで$\Delta T\simeq20$ ℃となっている．

矢吹の結果は${}_{i}h={}_{o}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃（Dry）のときのΔTの値に近く，われわれの観測値（$R=0.53$)は${}_{o}h=4\times10^{-4}$，${}_{i}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃ (Dry) の計算値に近い値となっている．これらの比較検討の結果から，最高気温${}_{i}T_{\max}$ の気候学的推定にあたっては${}_{o}h=2\sim4\times10^{-4}$ ly/sec℃，${}_{i}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃ を採用するのが

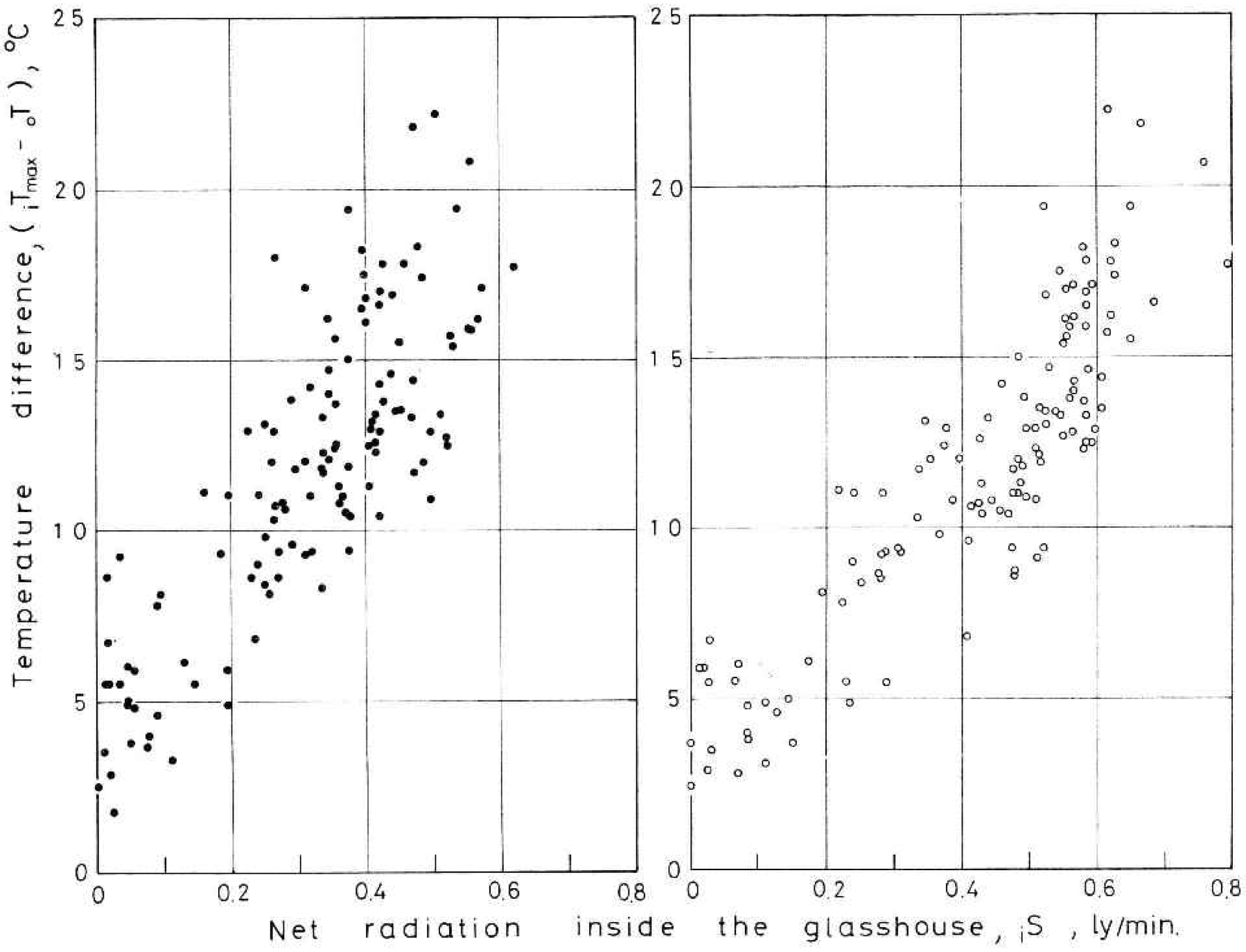

Fig. 4.19　Difference of temperature between inside and outside the glasshouse as a function of net radiation. Temperature difference was calculated with air temperatures at the time when inside air temperature reached the daily maximum.
Left: Abscissa denotes the net radiation intensity at the time when inside air temperature reached the daily maximum;
Right: Abscissa denotes the daily maximum intensity of net radiation.

妥当と考えられる.

$_oh$とΔT　昼間におけるハウス内外での熱伝達は，その方向が内から外へと一定方向をとっており，夜間の場合にくらべて熱伝達機構は単純化されているとみてよい.

第4.20図は，$_ih=2\times10^{-4}$ ly/sec℃，$_iS=0.6$ ly/minのときの内外気温差 ΔT と外壁面熱伝達係数$_oh$の関係を，保温比Rをパラメータとして示したものである．左右の図の比較からわかるように，乾燥条件のときの気温差は湿潤条件下での値より約10℃高い.

完全乾燥の場合も湿潤の場合も，$_oh$が 3×10^{-4} ly/sec℃以下（弱風条件）のときには，気温差は急激に増加している.

これは外壁面から外気層への熱伝達が抑制されることによる当然の結果である．$_oh$が 6×10^{-4} ly/sec℃以上の領域（強風条件）では，$_oh$による内外気温差の差異は小さい.

内外気温差におよぼす$_oh$あるいは外部風速の影響は，保温比によって大きな差異がみられる．たとえば，$_oh=3\times10^{-4}$ ly/sec℃のとき，$R=1.0$と$R=0.2$のハウスでは約20℃近い昇温度の差異がみられる．この差異は乾，湿いずれの場合もほぼ同程度となっている.

第4.21図は内壁面熱伝達係数を小さくとり，$_ih=1\times10^{-4}$ ly/sec℃とおいたときの ΔT と$_oh$の関係を示し

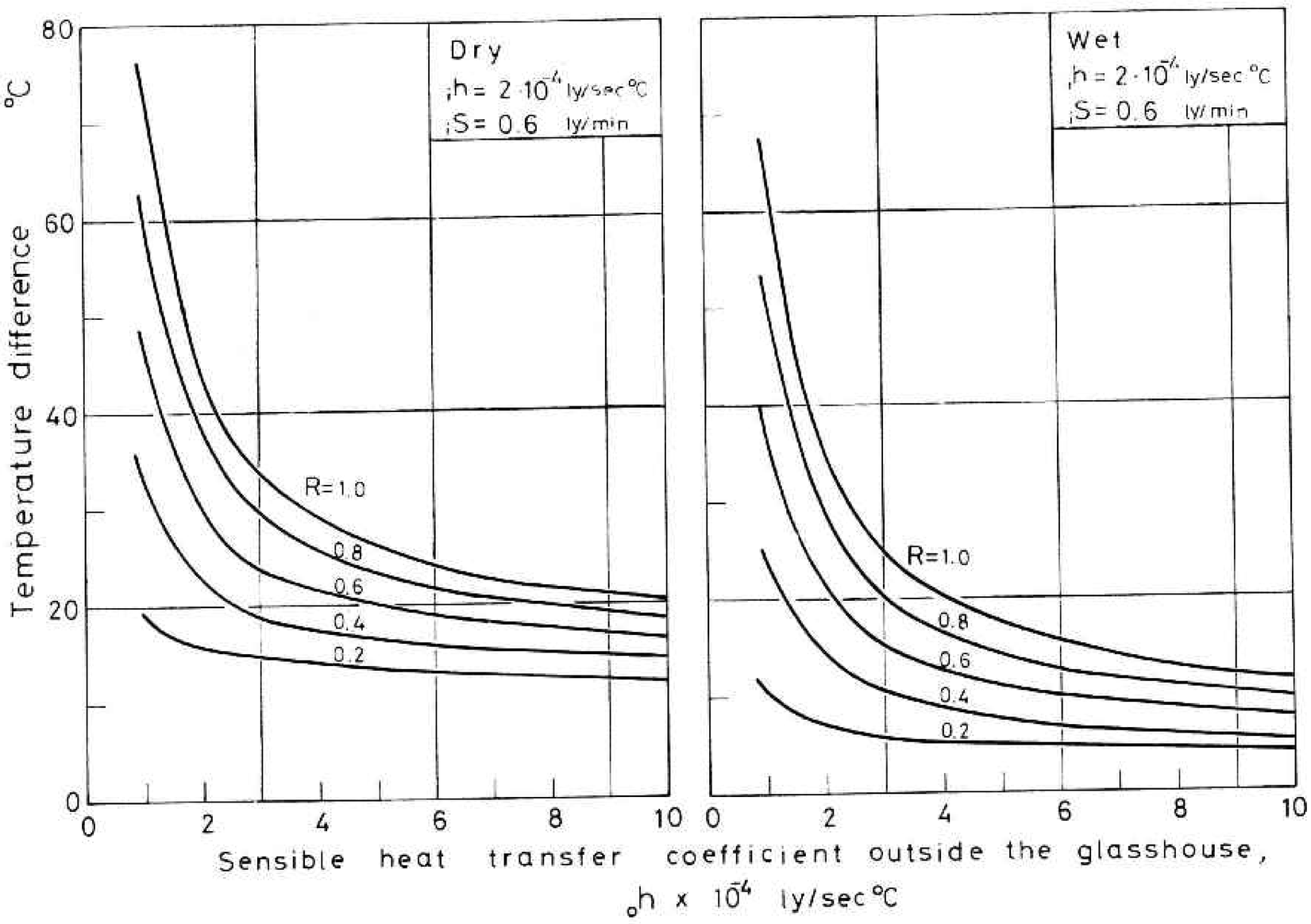

Fig. 4.20 Dependence of temperature difference $({}_iT-{}_oT)$ on sensible heat transfer coefficient at outer surface of the glasshouse ${}_oh$ and on area ratio R. $({}_ih=2\times10^{-4}$ ly/sec ℃).

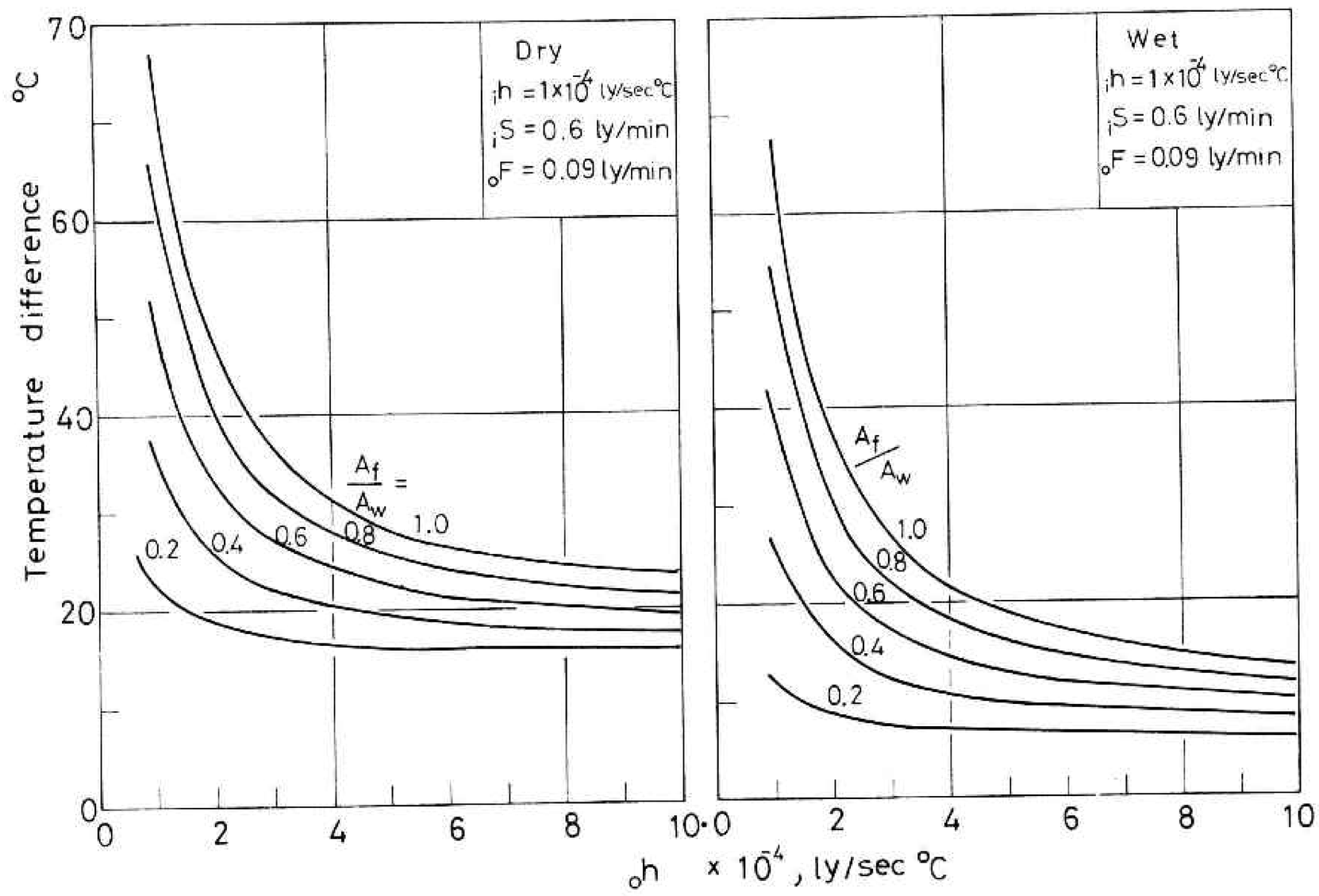

Fig. 4.21 Dependence of temperature difference $({}_iT-{}_oT)$ on sensible heat transfer coefficient at outer surface of the glasshouse ${}_oh$ and on area ratio R. $({}_ih=1\times10^{-4}$ly/sec ℃).

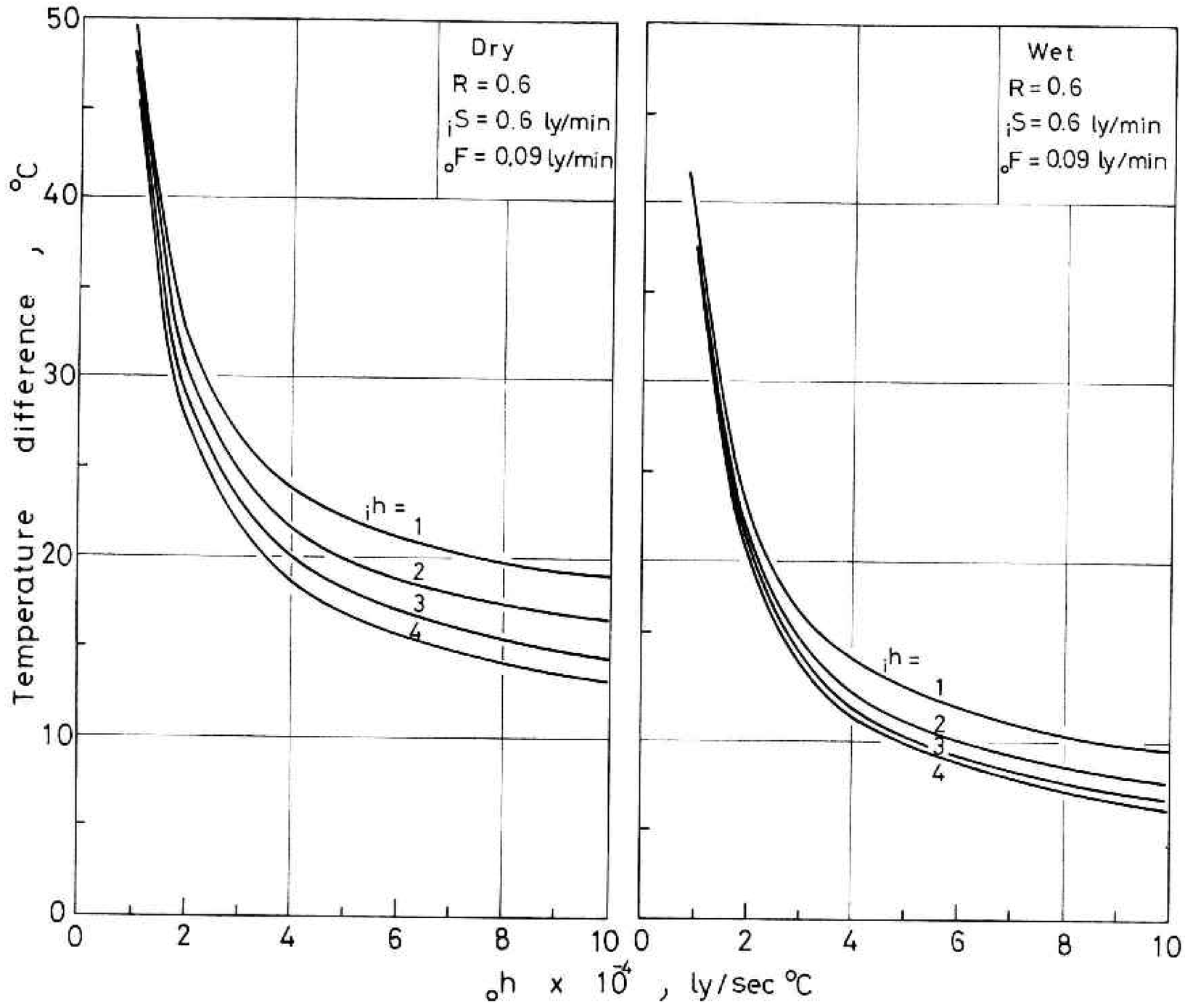

Fig. 4.22　Dependence of temperature difference $({}_{i}T-{}_{o}T)$ on sensible heat transfer coefficient at outer surface of glasshouse ${}_{o}h$ and on sensible heat transfer coefficient at inner surface of the glasshouse ${}_{i}h$.

たものである．内気層から内壁面への熱伝達が抑制されるため，内外気温差は${}_{i}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃とおいた場合にくらべてわずかに増加している．保温比が増すにつれて内外気温差が増す傾向は，前例の場合と全く同様である．

${}_{i}h$とΔT　　第4.22図は保温比$R=0.6$，床面純放射量${}_{i}S=0.6$ ly/minとしたときの昇温度と${}_{o}h$との関係を，内壁面熱伝達係数${}_{i}h$をパラメータとしてあらわしたものである．前にも説明したように，床面が乾燥している場合と湿潤な場合とで，${}_{i}h$の大小が内外気温差におよぼす影響度に差異がみられる．たとえば，${}_{i}h$を1～4×10^{-4} ly/sec℃の範囲に変化させた場合の，その間の昇温度の差は約6℃（乾燥条件）と3.5 ℃（湿潤条件）以下であり，最大約2.5 ℃の差異が認められる．

またこの図は${}_{i}h$と${}_{o}h$が内外気温差におよぼす影響を比較してみるとき，通常の外部風速条件下においては，${}_{o}h$の大小が内外気温差に与える影響が，${}_{i}h$にくらべてはるかに大きいことを示している．

${}_{i}h$と$({}_{i}T_{s}-{}_{i}T_{w})$　　床面温度${}_{i}T_{s}$と内壁面温度${}_{i}T_{w}$は，内気温の決定にもちいられている．これらの能動面温度は，内部での熱伝達係数と密接な関連をもっており，したがってその差$({}_{i}T_{s}-{}_{i}T_{w})$も${}_{i}h$と関係している．${}_{i}h$と温度差の関係が保温比$R$をパラメータとして第4.23図に示されている（${}_{i}S=0.6$ ly/min）．

これまでの説明からも推測されるように，湿潤条件の場合には保温比の差異は床面－内壁面温度差にほとんど影響を与えない．しかし乾燥条件の場合にはあきらかに保温比の差異によって温度差はことなり，温度差は保温比の増加にともなって大きくなっている．

温度差の値は乾燥条件下と湿潤条件下とで極端な差異がみられる．たとえば，${}_{i}h=2\times10^{-4}$ ly/sec℃では約24℃（乾燥）と6℃（湿潤）となっており，両者間には約18℃もの差異がある．このような内部の湿潤度による床面－内壁面温度差のちがいは，温度分布図で示したように（第4.15図），床面温度の上昇度のちがい

によってもたらされるものである．実際の栽培条件下のハウスでの床面—内壁面温度差は，ここに示された完全乾燥と完全湿潤両条件下での値の，中間の値をとるものと推定される．

上述の説明から推測されるように，ハウス内の乾燥化が進むと床面と内壁面間の温度差が大きくなる．したがって予測式に組込まれる純放射量の値に，長波放射修正項の考慮がとくに必要になってくる．

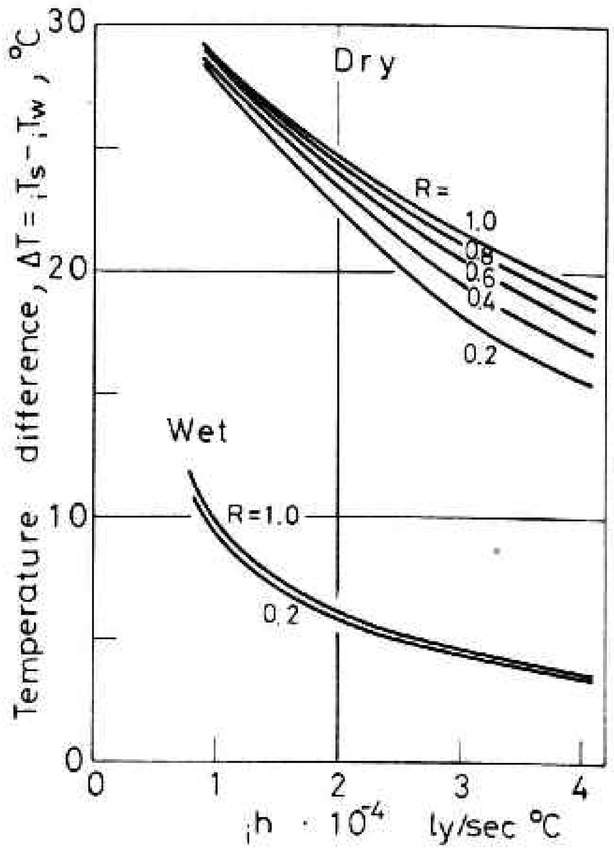

Fig. 4.23 Dependence of temperature difference $({}_iT_s - {}_iT_w)$ on sensible heat transfer coefficient at inner surfece of the glasshouse ${}_ih \cdot {}_iS = 0.6$ ly/min.

第3節　換気を考慮した定常モデルによる温度環境の数値実験

前2節においては，換気による熱交換を完全に無視できる，密閉されたハウスの温度状態ならびに熱伝達について検討してきた．

実際のハウスではわずかな隙間を通しての通気がおこなわれていることが多いのであるが，それとは別に換気は炭酸ガスの補給ならびに温・湿度制御と密接な関連をもっている．したがって，温度予測法をより実際の条件に適合しうる形にするためには，換気にともなう交換熱量を考慮したモデルの設定が必要となってくる．

既往の研究（Businger，1963；内島，1964，1965，1967；高倉ら，1968；三原　1969）においても，換気項の考慮として換気熱伝達係数h_{ad}が導入されている．しかしこれまで研究の主眼が夜間におかれていたため，昼間の気象条件下においてこれらの計算式による結果が，相互にどの程度一致するかの検討すら行なわれていないようである．

ここでは内島・岩切（1970）によって提案された，換気項を考慮した定常モデルとそれによってえられたハウス内気温環境の特徴について述べる．

（1）換気を考慮したモデル

このモデルにおいても前節の無換気モデルとほぼ同様に，つぎのような仮定をおく．

a）ハウス内気温，外気温，地中熱フラックス，純放射フラックスなどはいずれも定常状態にあるものとする．

b）ハウス内床面では顕熱交換のみを考える．

c）床面と被覆材面の射出率は1.0とする．

d）熱源は床面にある．

床面全体からの顕熱伝達量Q_sはつぎのようにあらわすことができる．

$$Q_s = \int_{A_f} {}_iq_s \, d_a = A_f \cdot {}_ih_s({}_iT_s - {}_iT). \tag{4.33}$$

ここで　${}_iq_s$：単位床面積あたり顕熱伝達量　ly/sec，

${}_ih_s$：床面での顕熱伝達係数　ly/sec℃．

内壁面での全顕熱伝達量をQ_w，換気による伝達熱量をQ_{ad}とすると，3者の関係はつぎのようにおくことができる．

$$Q_w = Q_S - Q_{ad},$$

$$Q_w = \int_{A_w} {}_iq_w \, da = A_w \cdot {}_ih_w({}_iT - {}_iT_w), \tag{4.34}$$

$$Q_{ad} = \int_{A_w} q_{ad} \, da = A_w \cdot h_{ad}({}_iT - {}_oT). \tag{4.35}$$

ここで　${}_iq_w$：単位壁面積あたりの内壁面での顕熱伝達量　ly/sec；${}_ih_w$：内壁面での顕熱伝達係数　ly/sec℃；h_{ad}：換気顕熱伝達係数　ly/sec℃；A_f：床面積　cm²；A_w：壁面積　cm²；${}_iT_s$：床面温度　℃；${}_iT_w$：内壁面温度　℃；${}_iT$：ハウス内気温　℃；${}_oT$：外気温　℃．

つぎにハウス内気温${}_iT$をつぎのように近似する：

$$ {}_iT \simeq {}_iT_S - \tfrac{1}{2}\,({}_iT_S - {}_iT_W). $$

これは内部気温を床面温度と内壁面温度の平均値とみなすものである．このように近似した${}_iT$を（4.35）式に代入する．

$$ Q_{ad} = A_W \cdot h_{ad}\{{}_iT_S - \tfrac{1}{2}\,({}_iT_S - {}_iT_W) - {}_oT\} $$

$$ = A_W \cdot h_{ad}({}_iT_S - {}_oT) - \frac{A_W}{2} \cdot h_{ad}({}_iT_S - {}_iT_W). $$

したがって（$Q_W + Q_{ad}$）はつぎのようにあらわされる：

$$ Q_W + Q_{ad} = A_W \cdot {}_ih_W({}_iT - {}_iT_W) + A_W \cdot h_{ad}({}_iT_S - {}_oT) $$

$$ - \frac{A_W}{2} \cdot h_{ad}({}_iT_S - {}_iT_W). \qquad (4.36) $$

熱フラックスの連続を考えると，(4.33) 式と（4.36）式はひとしい．(4.36) 式左辺をQ_Sとおきかえ，${}_iT$消去のため（4.33）式と（4.36）式の和をとり，整理するとつぎのようになる．

$$ Q_S = \frac{A_f \cdot {}_ih}{1+R}\left[({}_iT_S - {}_iT_W)\left(1 - \frac{h_{ad}}{2{}_ih}\right) + \frac{h_{ad}}{{}_ih_W}\,({}_iT_S - {}_oT)\right]. $$

単位床面積あたりの顕熱交換量${}_iq_S$は，つぎのようにあらわされる．

$$ {}_iq_S = \frac{Q_S}{A_f} = \frac{{}_ih}{(1+R)}\left[({}_iT_S - {}_iT_W)\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + \frac{h_{ad}}{{}_ih_W}\,({}_iT_S - {}_oT)\right]. \qquad (4.37) $$

前述のように熱フラックスの連続を考慮すると，単位壁面積あたり顕熱交換量はつぎのようにおくことができる．

$$ {}_iq_W = \frac{Q_S}{A_W} = \frac{R \cdot {}_ih}{(1+R)}\left[({}_iT_S - {}_iT_W)\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + \frac{h_{ad}}{{}_ih_W}\,({}_iT_S - {}_oT)\right]. \qquad (4.38) $$

夜間における床面の熱収支式は，これまで導いてきた${}_iq_S$ ならびに単位床面積あたり有効長波放射フラックス${}_iF_S$をもちいると，つぎのようにあらわれる：

$$ {}_iB = {}_iq_S + {}_iF_S \quad . $$

ここで　${}_iB$：地中熱交換量　ly/sec；${}_iF_S$：単位床面積あたり放射熱交換量　ly/sec．上式に${}_iq_S$と${}_iF_S$ を代入するとつぎのようになる：

$$ {}_iB = \frac{{}_ih}{1+R}\left[({}_iT_S - {}_iT_W)\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + \frac{h_{ad}}{{}_ih}\,({}_iT_S - {}_oT)\right] $$

$$ + {}_ih_r\,({}_iT_S - {}_iT_W) $$

$$ = ({}_iT_S - {}_iT_W)\left\{\frac{{}_ih}{(1+R)}\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + {}_ih_r\right\} + \frac{h_{ad}}{(1+R)}\,({}_iT_S - {}_iT). $$

$$ \therefore {}_iB - \frac{h_{ad}}{(1+R)}\,({}_iT_S - {}_oT) = ({}_iT_S - {}_iT_W)\left\{\frac{{}_ih}{(1+R)}\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + {}_ih_r\right\}. $$

$$ \therefore ({}_iT_S - {}_iT_W) = \left\{{}_iB - \frac{h_{ad}}{(1+R)}\,({}_iT_S - {}_oT)\right\} \Big/ \left\{\frac{{}_ih}{(1+R)}\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + {}_ih_r\right\}. $$

これから内壁面温度${}_iT_W$はつぎのようにあらわされる．

$$ {}_iT_W = {}_iT_S - \left\{{}_iB - \frac{h_{ad}}{(1+R)}\,({}_iT_S - {}_oT)\right\} \Big/ \left\{\frac{{}_ih}{(1+R)}\left(1 - \frac{h_{ad}}{2\,{}_ih}\right) + {}_ih_r\right\}. \qquad (4.39) $$

昼間気温を対象とする場合には，(4.39) 式の${}_iB$をつぎのようにおきかえればよい．

$$ {}_iB = (1-a) \cdot t_m \cdot {}_oR_S - {}_iF_S - {}_iB. $$

ここで　a：床面のアルベド（0～1.0）；t_m：ハウスの全短波放射に対する透過率（0.5～0.7）；${}_oR_S$：屋外の全短波放射量　ly/sec；${}_iF_S = {}_ih_r\,({}_iT_S - {}_iT_W)$ ly/sec；${}_ih_r$：ハウス内での放射熱伝達係数　ly/sec°K；${}_iB$：地中熱交換量　ly/sec.

つぎに内壁面での熱収支を考える．この場合，換気顕熱交換量は，内壁面での熱収支に関係しない．

$$\frac{\lambda}{L}({}_iT_w-{}_oT_w)={}_ih\{{}_iT_S-\tfrac{1}{2}({}_iT_S-{}_iT_w)-{}_iT_w\}$$
$$+R\cdot{}_ih_r({}_iT_S-{}_iT_w);$$
$$\frac{\lambda}{L}({}_iT_w-{}_oT_w)=({}_iT_S-{}_iT_w)(0.5{}_ih+R\cdot{}_ih_r). \qquad (4.40)$$

ここで　λ：被覆材の熱伝導率　cal/cmsec℃；L：被覆材の厚さ　cm.

(4.40) 式において，左辺はハウス内壁面から外壁面へ向かって伝導する熱量を，右辺第1項はハウス内気層から内壁面に伝達される熱量を，第2項は床面から内壁面に向かっての放射伝達熱量を示している．上式を整理すると，外壁面温度 ${}_oT_w$ はつぎのように表わされる．

$${}_oT_w={}_iT_w-\frac{L}{\lambda}({}_iT_S-{}_iT_w)(0.5{}_ih+R\cdot{}_ih_r). \qquad (4.41)$$

上式によれば，外壁温 ${}_oT_w$ は ${}_iT_w>{}_iT_S$ とならないかぎり，内壁温 ${}_iT_w$ より低いことがわかる．

ここで無換気モデルの場合と同様に，外壁面での熱収支を考える．

$$\frac{\lambda}{L}({}_iT_w-{}_oT_w)=R\{{}_oF+{}_oh_r({}_oT_w-{}_oT)\}+{}_oh({}_oT_w-{}_oT). \qquad (4.42)$$

ここで　${}_oh_r$：外壁面上の放射伝熱係数　ly/sec°K.

(4.42) 式において，左辺は被覆材の伝導熱量を，右辺第1項は外壁面上の放射伝達熱量を，第2項は外壁面での顕熱交換量を表わしている．

内壁面温度 ${}_iT_w$ および外壁面温度 ${}_oT_w$ を求める (4.39)，(4.41) 式と，外壁面での熱収支式 (4.42式) をもちいたねらいうち法によって内部気温の予測をおこなう．計算の方法は，無換気モデルの場合と本質的には同じである．このモデルによる，数値計算からえられた結果について順次説明していくことにする．

(2) 温度分布の特徴

換気を考慮したモデルにおいても，各能動面（床面，内壁面ならびに外壁面）の温度がねらいうち法によって決定される．したがってその間の温度分布を，直線によってあらわすとハウス内床面から外気までの温度分布を近似的に示すことができる．

第4.24図は，一定放射強度のもとで換気率を変化させた場合に，各能動面での温度がどのように変化するかを示したものである．図からわかるように，換気率の大小の影響は，床面温度にもっとも強くあらわれる．

密閉状態に相当する $N=0$ のとき，床面温度は約55℃であるが，極端に換気回数を増し $N=120$ としたときには，床面温度は約18℃低下し37℃となっている．これにくらべると，内壁面と外壁面温度の換気率 N による変化は，かなり小さくなっている．すなわち，$N=0$ と $N=120$ のときの内壁面温度の差は，5.5 ℃と床面での差異の約⅓となっている．内壁面温度と外壁面温度の差は非常に小さく，換気率 N が増すにつれてその差はますます減少する．

(3) 熱伝達の特徴

床面に与えられた純放射量 ${}_iS$ から，地中熱交換量 ${}_iB$ を除いたものをすべて顕熱とし，それの単位壁面積あたり伝達熱量を H_w とおく．

H_w はつぎのようにあらわされる：

$$H_w=R\cdot({}_iS-{}_iB).$$

ここで外壁面での熱収支を考える．ガラス内面から外面へ向かって伝導される熱量は，熱フラックスの連続を仮定すると，H_w にひとしい．これがハウス内から外気層へ伝達される全熱量である．外壁面での長波有効放射フラックス ${}_oF_w$ は，ハウス内の昇温度の関数と考えられるが，ここでは一応一定値をとるものと仮定する．

$${}_oF_w=(0.45+0.55R)\cdot{}_oF.$$

ここで　${}_oF$：水平面有効長波放射量　ly/sec.

外壁面と外気層間の単位壁面積あたり顕熱伝達量 ${}_oL_w$ はつぎのようにあらわされる．

$${}_oL_w = {}_oh({}_tT_w - {}_oT).$$

また，換気による単位壁面積あたり伝達熱量q_{ad}はつぎのようにあらわされる．

$$q_{ad} = h_{ad}({}_tT - {}_oT).$$

上述の四つの関係から，換気がおこなわれているときの各熱伝達項の量的割合を明らかにすることができる．第4.25図には，内部気温の予測のための計算と同時に出力（output）させたq_{ad}, ${}_oL_w$ならびに${}_oF_w$の値をもちいて，換気率$N=10$と$N=90$の場合の差異が図示されている．なおこの場合には${}_oF=0.1$ ly/minが仮定されている．

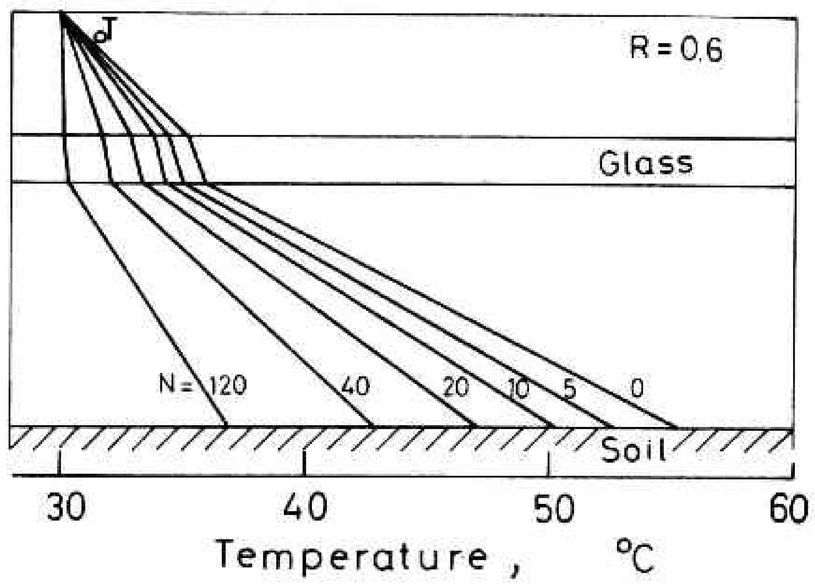

Fig. 4.24　Temperature profiles in relation to ventilation. Numerals in the figure denote ventilation rate $N(hr^{-1})$. ${}_iS=0.464$ ly/min.

換気率が比較的小さい$N=10$の場合，純放射量${}_iS$が大きい（したがって内外気温差が大きい）ときには，q_{ad}のしめる割合は40%近い値であるが，その比率は${}_iS$の減少とともに小さくなっている．${}_oL_w$も同様な傾向を示しているが，比率の絶対値はさらに小さい．放射熱伝達項${}_oF_w$は，${}_iS$が0.3 ly/min以下の弱い放射量条件下で，全伝達熱量中にしめる比率が急激に増加している．

${}_oF$を一定としたので${}_oF_w$の比率は$N=90$の場合（下段）も同一値をとっている．換気率が増すと，当然それに伴う熱伝達量が大きくなる．$N=90$の例ではq_{ad}の比率は40～75%の範囲にあり，${}_iS=0.4$ ly/min以上の強い純放射量条件下では70%以上となっている．

換気率が増すと，第4.24図で示したように内壁面温度と外壁面温度は低下する．外壁面温度の減少にともなって，${}_oL_w$は当然減少する訳で$N=90$の例では，${}_iS=0.4$ ly/min以下の純放射条件下において負の比率，つまり外気層から外壁面への顕熱伝達がみられる．

これは${}_oF$をある程度大きくとり，一定としたことが一つの原因であるが，いずれにしても換気率を大幅に増加させると，外壁面での顕熱伝達項のしめる割合が非常に小さくなることがわかる．

（4）内外気温差と関連要因

換気のおこなわれているハウスでは，無換気の場合の熱伝達項のほかに，換気にともなう熱伝達項が加わる．昼間の場合換気による熱伝達は，ハウスから外気層への放熱となる．

換気率と内外気温差　　第4.26図は，内外気温差と純放射量との関係を，換気率Nをパラメータとして示したものである．$N=0$のときの値は，前節の無換気モデル（Dry）による値と一致している．

換気率Nを増していくと，内外気温差は次第に減少していくが，比較的大きな純放射量条件下ではNを著しく大きくしないと温度差は小さくならない．たとえば，${}_iS=0.6$ ly/minのとき　$N=0$では$\Delta T=20$℃, $N=10$では$\Delta T=16$℃，$N=30$で$\Delta T=11$℃，$N=60$で$\Delta T=7.5$ ℃，$N=200$ で$\Delta T=3$ ℃となっており，ΔTを10℃以下にするには$N>40$とする必要がある．このことは，換気によって内部気温を低下させようとする方法にはかなりの困難があることを示している．

保温比と内外気温差　　無換気モデルの場合にも説明したように，内外気温差にはハウスの構造要因である保温比が密接に関係している．夜間の保温機構の上からは，保温比が大きいことが有利な条件となる．しかし夏季の昼間における冷房を考える場合には，保温比Rが小さい方が有利である．

第4.27図によれば，${}_iS=0.464$　ly/minの条件下において保温比Rの内外気温差に与える影響は，換気率の大小によってそれぞれ異なっている．すなわちRの影響は，Nの小さい領域において大きく，$N=40$で$R=1.0$と$R=0.2$の差は約4℃，$N=1$では約7℃となっている．しかし通常のハウスがもっている保温比に近い$R=0.6$ の場合を基準に考えると，そのRを変更することによってえられる内外気温差のちがいは約3℃以下であり，内部環境の調節法としてあまり多くを期待できないことがわかる．

${}_oh$と$({}_iT - {}_oT)$　　熱伝達の特徴の項でもふれたように，換気のおこなわれるハウスでは，換気率Nの大きい場合に，外壁面から顕熱伝達によって放出される熱量の割合はかなり小さくなる．このことは，強制換気

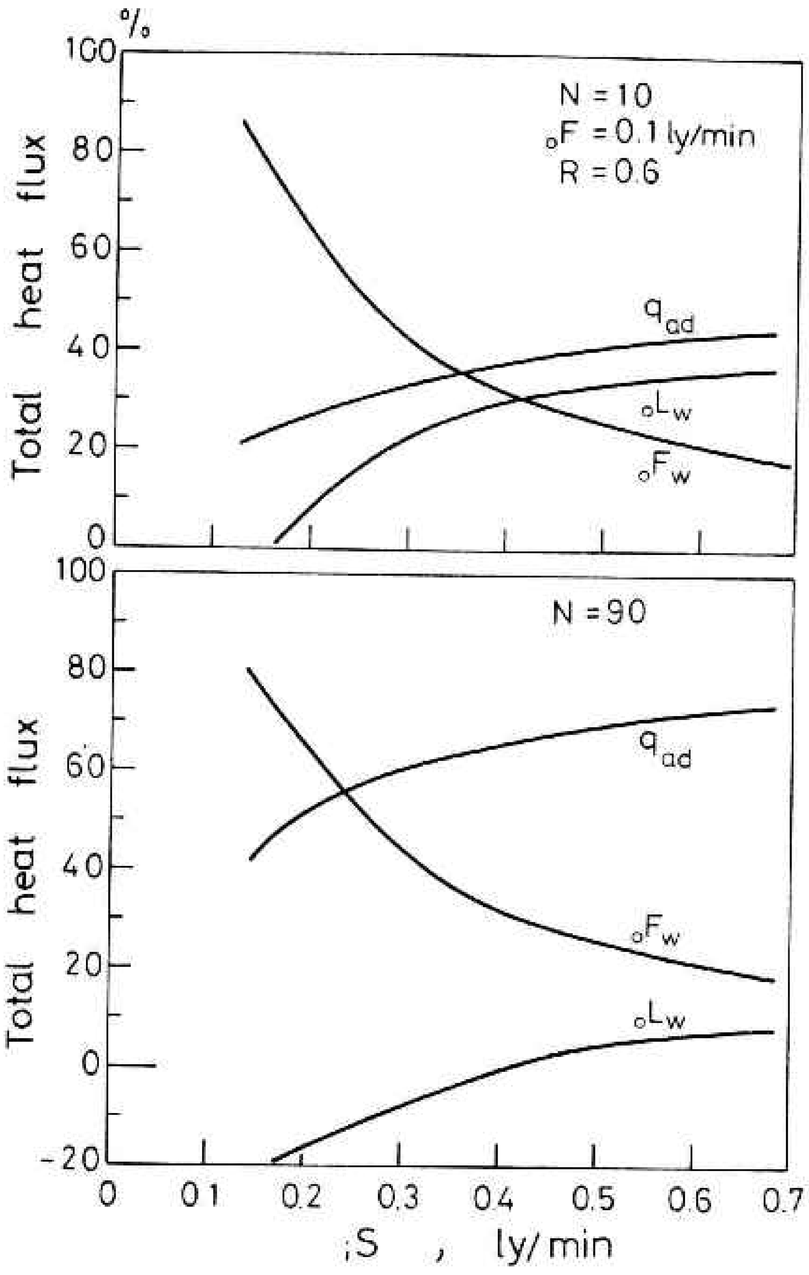

Fig. 4.25 Change in contribution (%) of advective heat flux (q_{ad}) effective long-wave radiation flux ($_oF_w$), and sensible heat flux at outer surface of glasshouse ($_oL_w$) to total heat flux in relation to net radiation flux inside the glasshouse.

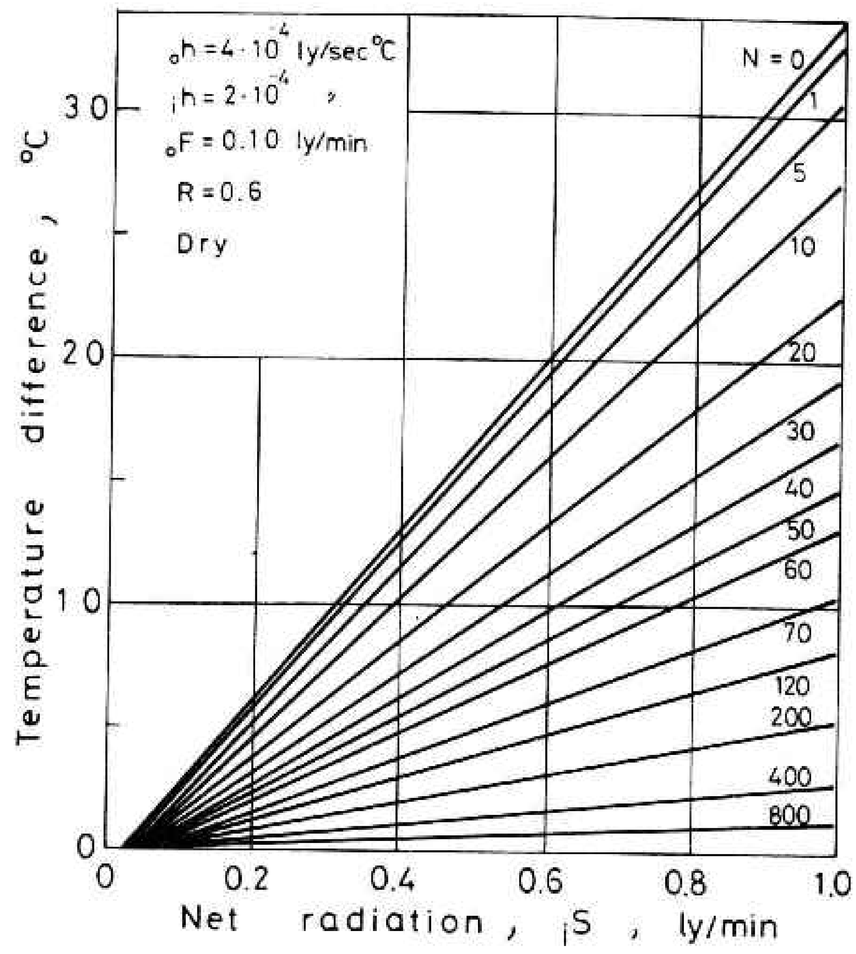

Fig. 4.26 Dependence of temperature difference on ventilation rate N and on net radiation at floor surface $_iS$.

のおこなわれるハウスでは，内外気温差におよぼす$_oh$の影響（外部風速の影響）が換気率の増加とともに減少することを意味している．

純放射量を一定（$_iS$＝0.6 ly/min）とし，$_oh$およびNを変化させた場合に，内外気温差がどのような変化を示すかをあらわしたのが第4.28図である．換気率Nが100 以上では，$_oh$の差異は実際上内外気温差に影響を与えないことがわかる．外壁面熱伝達係数の内外気温差に与える影響度は，換気率が30以下の領域において急激に変化している．自然換気の状態下にあるハウスでは，密閉ハウスとほぼ同様に，外部風速によって決定される顕熱伝達係数$_oh$の影響がかなりあるとみなければならない．

長波放射修正項の考慮　第4.24図で説明したように，床面温度は換気率の増加とともに低下する．これは同時に床面と内壁面間の温度差の減少をもたらす．ここで純放射量の決定要因として含まれている長波有効放射の考慮の有無が，内外気温差に与える影響について検討する．

第4.29図は換気を考慮したモデルの数値計算において，床面での純放射量を一義的に与えた場合の温度差（ΔT）と，純放射量は床面と内壁面間の温度差の関数（床面上の長波有効放射の考慮）として決定されると考えた場合の温度差（$\Delta T'$）の比較を示したものである．この比較は同一純放射強度を基準として，$\Delta T'$とΔTを対応させている．したがって純放射強度が大で，大きな内外気温差がみられる範囲では$\Delta T' > \Delta T$ となっている．

屋外での全短波放射量を固定し，ハウス内での純放射量決定に際して長波放射修正項を含む場合とそうでない場合とを，内外気温差について比較するならば当然$\Delta T > \Delta T'$ の関係図がえられることになる．

第4.29図によれば，$N > 10$の場合には$\Delta T'$とΔTはほぼ一致している．第4.29図の場合，温度差の大きい部分でみられる長波有効放射の影響は，ΔTの値の約７％以下である．なお，このような長波放射の修正項は，つぎに説明するBusinger，内島，高倉ら，三原の予測式では，各能動面の温度が計算されないので組入れることはできない．

（5）他の予測式との比較

ここで比較しようとする４予測式の記号は，混乱をさけるために，これまでにもちいてきた記号にかきか

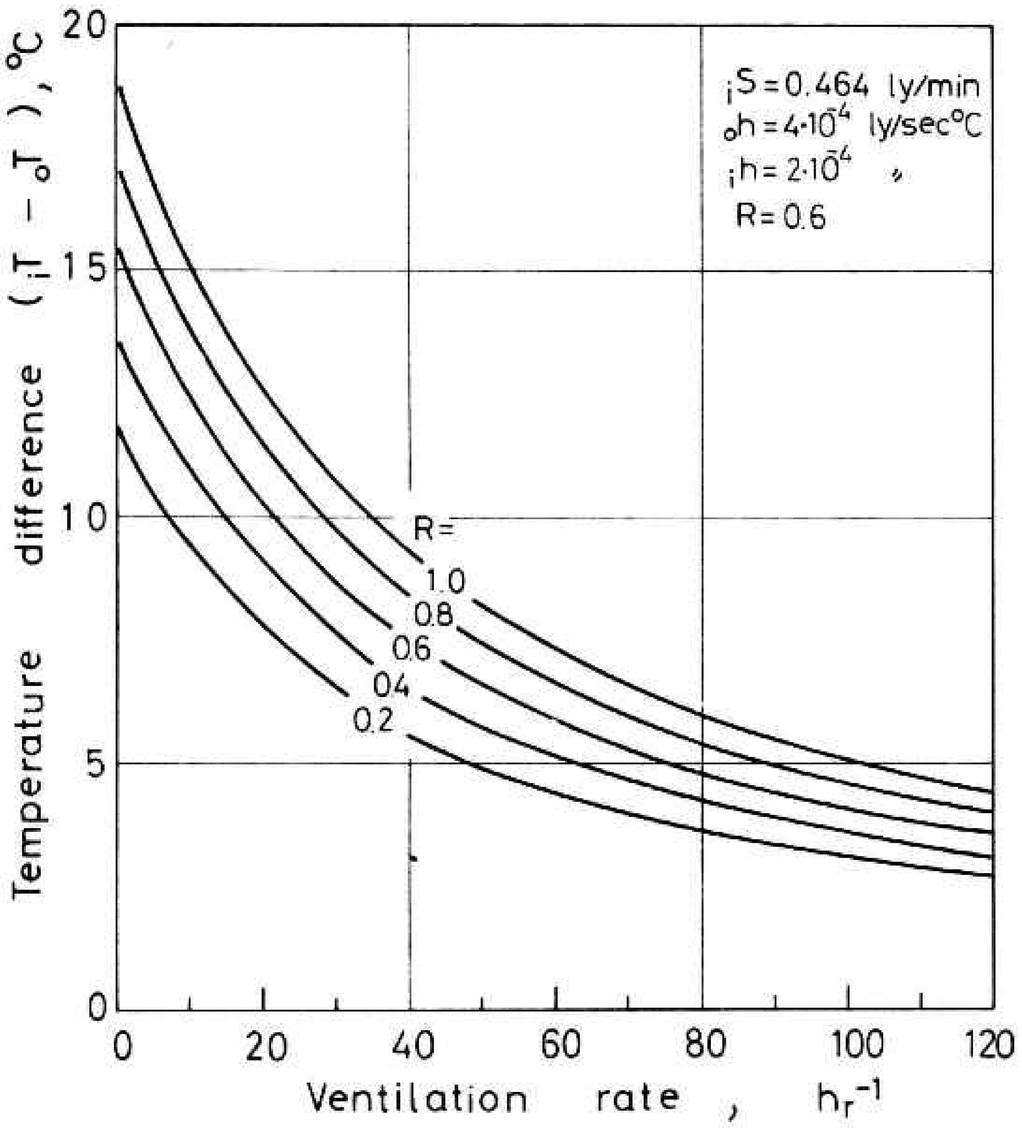

Fig. 4.27　Dependence of temperature difference ($_iT - _oT$) on ventilation rate (N) and on area ratio (R).

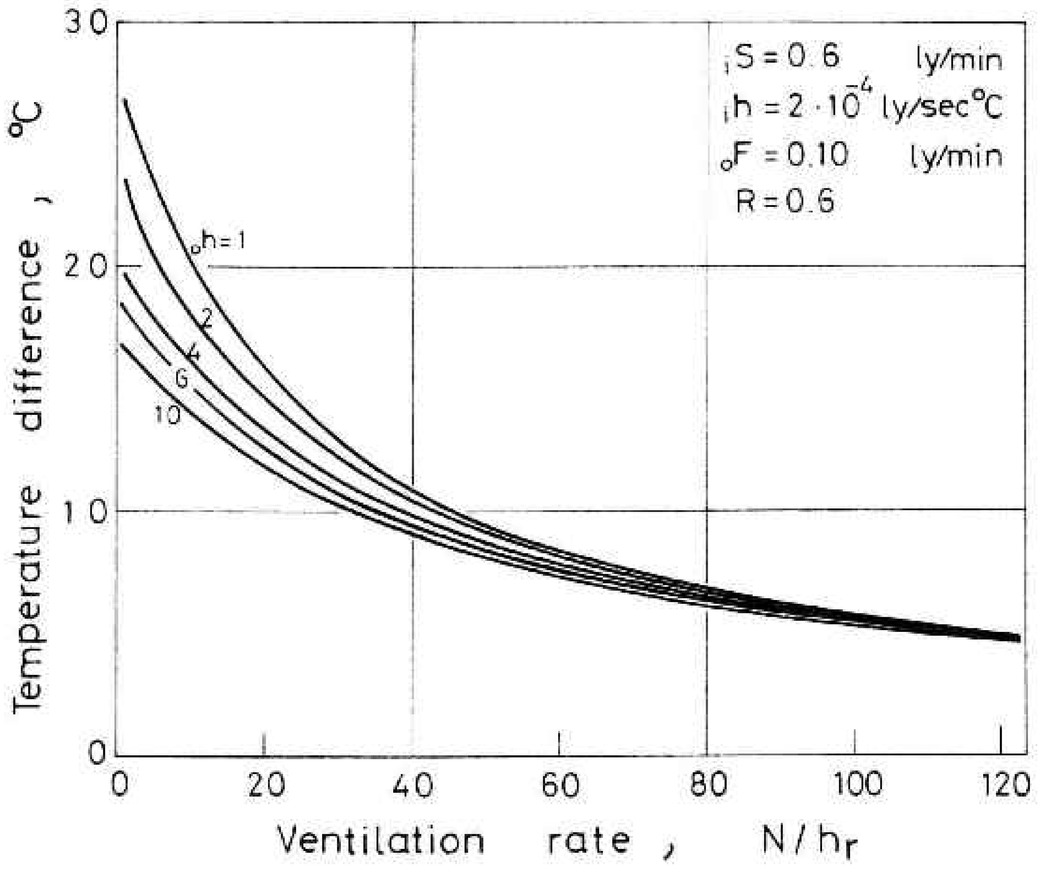

Fig. 4.28　Dependence of temperature difference ($_iT - _oT$) on ventilation rate (N) and on sensible heat transfer coefficient at outer surface of the glasshouse.

えて示すことにする．またこれら4式のほとんどは，夜間気温を対象として提出されている．ここでは昼間気温を主にとりあつかっているので，これらの比較のためには，とくに純放射量と地中熱交換量およびハウス内の乾燥度条件をそろえる必要がある．乾燥度条件としては，われわれの提出したモデルにあわせて完全乾燥状態にあると仮定した．比較のために採用した4式はつぎのようである．

Businger（1963）：

$$\Delta T = \frac{1}{L}\frac{A_f}{A_w}\left\{ {}_oh\cdot {}_iS + {}_ih\cdot {}_oS - ({}_ih + {}_oh)({}_iB + {}_ilE)\right\}. \qquad (4.1)$$

ここで　$C = {}_ih\cdot {}_oh + {}_ih\cdot h_{ad} + {}_oh\cdot h_{ad}$；$_ih$：内壁面熱伝達係数　ly/sec℃；$_oh$：外壁面熱伝達係数　ly/sec℃；$h_{ad}$：換気熱伝達係数　ly/sec℃；$A_f$：床面積　cm²；$A_w$：壁面積　cm²；$_iS$：ハウス内純放射量　ly/sec；$_oS$：ハウス外壁面上純放射量　ly/sec；$_iB$：地中熱交換量　ly/sec；$_ilE$：床面での潜熱交換量　ly/sec；$\Delta T = {}_iT - {}_oT$　℃；$_iT$：ハウス内気温　℃；$_oT$：外気温　℃．

内島（1964）：

$$\Delta T = \frac{R\{({}_oS - {}_iB) - ({}_iS - {}_iB)/(1+\beta)\}}{(h_t + h_{ad})}. \qquad (4.43)$$

ここで　R：保温比（0～1.0）；β：ボーエン比（0～1.0）；h_t：総括熱伝達係数　ly/sec℃［$= 1/(1/{}_ih + L/\lambda + 1/{}_oh)$］．

高倉ら（1968）：

$$\Delta T = \frac{{}_ih({}_oS - {}_iH_{con}) + R\{{}_oh\cdot {}_iS - ({}_ih + {}_oh)({}_iB + {}_ilE)\}}{h_{ad}({}_ih + {}_oh) + {}_ih\cdot {}_oh}. \qquad (4.44)$$

ここで　$_iH_{con}$：内壁面への水分凝結による伝達熱量　ly/sec.

三原（1969）：

$$\Delta T = \frac{R\cdot({}_iS - {}_iB) - (1 - \varepsilon C)\cdot f\cdot {}_oF}{{}_ih\cdot C + h_{ad}}. \qquad (4.45)$$

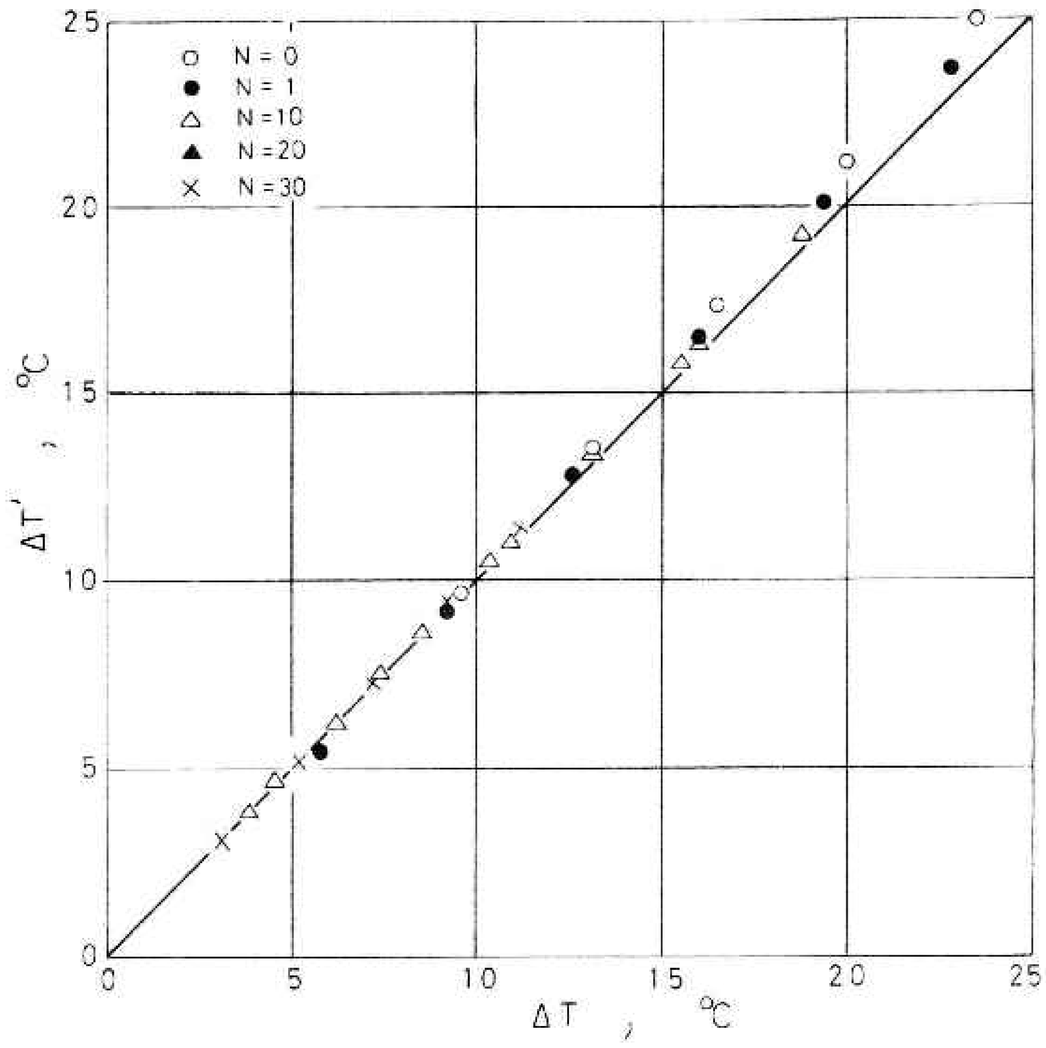

Fig. 4.29 Comparison of temperature differences calculated without consideration of radiative heat transfer and temperatures calculated with consideration of radiative heat transfer. Radiative heat transfer is due to temperature difference between inner wall surface and floor surface.

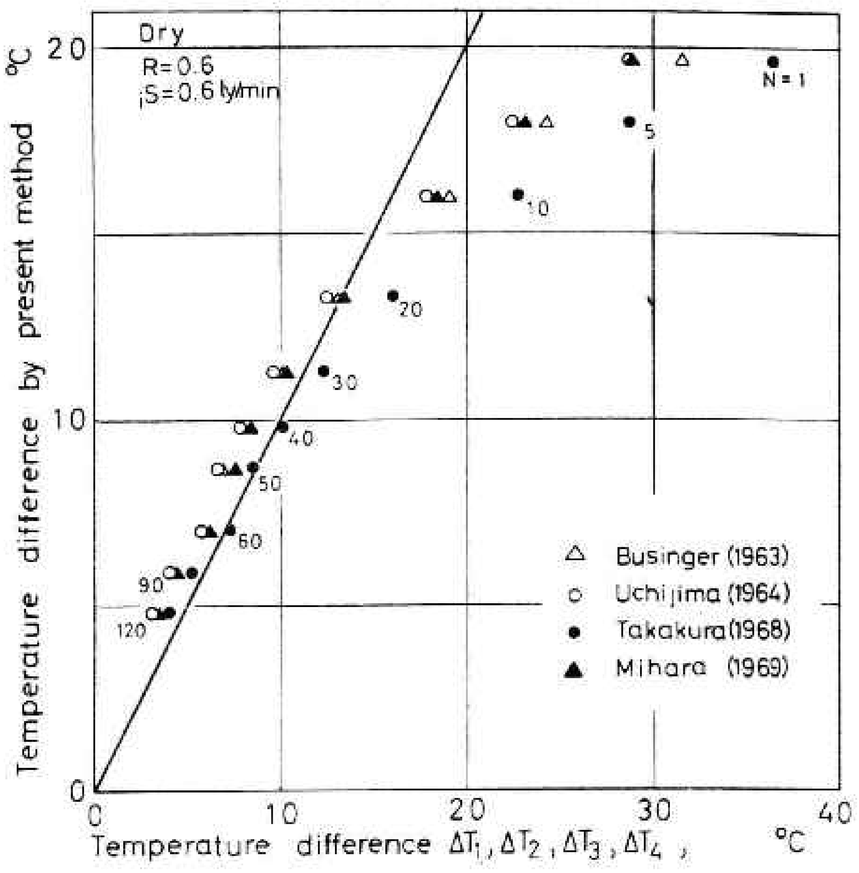

Fig. 4.30 Comparison of temperature difference ($_iT - _oT$) calculated from Eqs. (4.39, 4.41, 4.42) with values calculated from four equations proposed by Businger (1963), Uchijima (1964), Takakura et al. (1968) and Mihara (1969), respectively.

ここで　ε：被覆材の射出率（0～1.0）；$C = \dfrac{(h_r + {}_oh)}{h_*}$；$h_r$：被覆材の放射熱伝達係数　ly/sec℃；$h_* = {}_oh + {}_ih + h_r$；$f$：形態係数；$_oF$：屋根上水平面有効放射　ly/sec.

第4.30図は$_iS = 0.6$ ly/minの純放射強度で完全乾燥のときの内外気温差を，換気率別に比較したもので縦軸にさきに説明した換気モデルによる値がとられている．縦軸は温度スケールが2倍に拡大されており，図中の実線が1：1の対応関係を示している．

第4.30図によれば，換気率Nが20以上の範囲では，5方法によって決定された内外気温差はほぼ一致している．

しかし換気率が20以下の場合には，このモデルによって推定された値は，他の4方法による結果に比較して小さい．その傾向はNが小さいほどはっきりし，$N = 1$の場合には20℃：30℃となっている．

また同図からわかるように，高倉ら（1968）による内外気温差がもっとも大きく，他の3方法による値の間の差異は比較的に小さい．ここで比較のためにもちいた4方法間の差異も，換気率が小さくなるにつれて大きくなっている．

これらのくいちがいの原因は明らかでないが，われわれのモデルでは床面での顕熱フラックス決定にあたって，内部での熱伝達係数$_ih$が考慮されていることが一つの理由と考えられる．これらのくいちがいの原因を明らかにするためには，詳細な実験が必要と考えられる．

第4節　非定常モデルによる温度環境の数値実験（通常差分法を利用した場合）

前節までに説明してきたモデルでは，いずれも定常性の仮定がなされており，気象要素および温度場の時間的変化は無視されている．またそこでは各能動面における熱伝達量の評価に伝熱工学的手法がとり入れられている．すなわち，外壁面と外気層間の熱伝達には外壁面における熱伝達係数$_oh$が，内壁面と内気層間の熱伝達には$_ih'$が，床面と内気層間の熱伝達には$_ih_s \simeq {}_ih$が導入され，伝達熱量はこれら熱伝達係数と温度差の積で求められている．

内部気温成立に関与している各気象パラメータならびに構造要因の役割を明らかにするには，定常モデル

によっても実際上十分である．しかし，これら多要因の複合的作用の結果としてあらわれる内部気温の日変化に定常モデルを適用するには若干の疑問がある．

内部気温成立に関するより総合的な理解をうるためには，非定常性の考慮も必要となってくる．そこでこのような観点からの研究の第１段階として，簡単な構造のハウスモデルを考え，一次元熱拡散方程式を差分法で解き，夜間気温の数値解析をおこなった（岩切・井上，1970)．

（1）数値モデル

第4.31図に示されているような，もっとも単純な境界条件をもつ，保温比が1.0 に近い大規模な水平屋根のハウスを考える．このハウス内での熱交換を土壌層（50 cm)，ハウス内気層（300 cm)，ガラス層（0.2 cm)外気層（5,000 cm）の４層に対する一次元（鉛直方向）の熱伝達の問題と考え，４層に対する一次元熱拡散方程式の連立解として各層における温度分布を求める．

図からわかるように，つぎに説明される基本式の座標原点として床面下50cmの深さの点がとられている．

（2）基本式と境界条件

土壌層：

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = K_1 \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \; ; \tag{4.46}$$

ハウス内気層：

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}\left(K_2(z)\ \frac{\partial T_2}{\partial z}\right) ; \tag{4.47}$$

ガラス層：

$$\frac{\partial T_3}{\partial t} = K_3 \frac{\partial^2 T_3}{\partial z^2} \; ; \tag{4.48}$$

外気層：

$$\frac{\partial T_4}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}\left(K_4(z)\ \frac{\partial T_4}{\partial z}\right) . \tag{4.49}$$

ここで　T_n：各層での温度　℃；K_n：各層での拡散係数　$cm^2/sec.$

床面での境界条件：

$$A_1 \frac{\partial T_1}{\partial z} = A_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} \; ,$$

$$(T_1)_{z=a} = (T_2)_{z\ a} \; ;$$

ガラス内面での境界条件：

$$A_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} = A_3 \frac{\partial T_3}{\partial z} \; ,$$

$$(T_2)_{z=b} = (T_3)_{z=b} \; ;$$

ガラス外面での境界条件：

$$A_3 \frac{\partial T_3}{\partial z} = A_4 \frac{\partial T_4}{\partial z} - {}_oF \; ,$$

$$(T_3)_{z=c} = (T_4)_{z=c} \; ;$$

ここで　A_n：各層での熱伝導率　cal/sec℃cm；${}_oF$：外壁面上の有効長波放射　ly/sec；a, b, c：座標軸を地表面下50cmにとり，それから上方に向かってそれぞれ50，350，350.2 cmの高さ．

（3）差分式

土壌層：

$$\frac{\{T_1(t+\Delta t) - T_1(t)\}}{\Delta t} = K_1 \frac{\{T_1(z+\Delta z) + T_1(z-\Delta z) - 2T_1(z)\}}{\Delta z^2} \; ;$$

ハウス内気層：

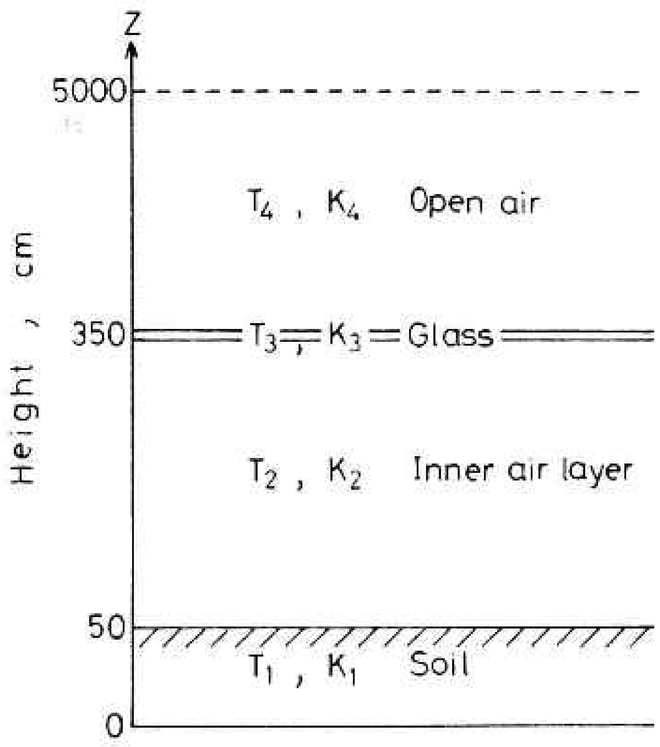

Fig. 4.31 Schematic representation of glasshouse model. T: temperature in each layer; K: thermal diffusivity in each layer.

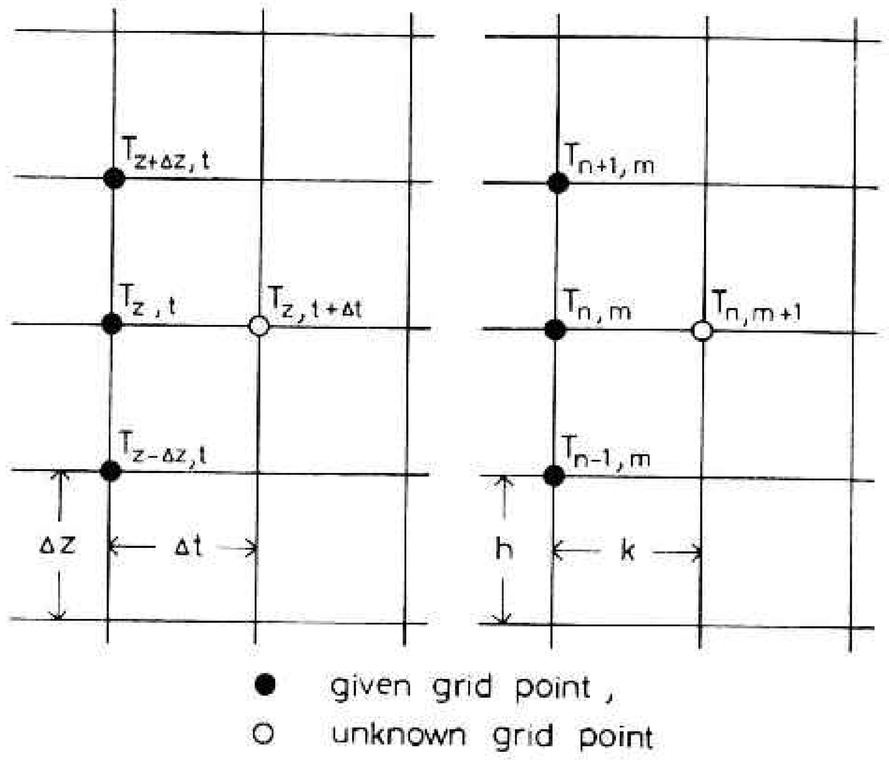

Fig. 4.32 Schematic diagram of grid points for ordinary finite difference equation.

$$\frac{|T_2(t+\Delta t)-T_2(t)|}{\Delta t}=\frac{|K_2(z+\Delta z)-K_2(z-\Delta z)}{2\Delta z}\times\frac{|T_2(z+\Delta z)-T_2(z-\Delta z)|}{2\Delta z}$$

$$+\frac{|K_2(z+\Delta z)+K_2(z-\Delta z)|}{2}\times\frac{|T_2(z+\Delta z)+T_2(z-\Delta z)-2T_2(z)|}{\Delta z^2}\quad;$$

ガラス層：

$$\frac{|T_3(t+\Delta t)-T_3(t)|}{\Delta t}=K_3\frac{|T_3(z+\Delta z)+T_3(z-\Delta z)-2T_3(z)|}{\Delta z^2}\quad;$$

外気層：

$$\frac{|T_4(t+\Delta t)-T_4(t)|}{\Delta t}=\frac{|K_4(z+\Delta z)-K_4(z-\Delta z)|}{2\Delta z}\times\frac{|T_4(z+\Delta z)-T_4(z-\Delta z)|}{2\Delta z}$$

$$+\frac{|K_4(z+\Delta z)+K_4(z-\Delta z)|}{2}\times\frac{|T_4(z+\Delta z)+T_4(z-\Delta z)-2T_4(z)|}{\Delta z^2}\quad;$$

不等格子となる部分：

$$\frac{T_3(t+\Delta t)-T_3(t)}{\Delta t}=\frac{|T_3(z+\Delta z)-T_3(z-\Delta z')|}{\Delta z+\Delta z'}\times\frac{|K_3(z+\Delta z)-K_3(z-\Delta z)|}{\Delta z+\Delta z'}$$

$$+\frac{2K_3(z)}{\Delta z\cdot\Delta z'(\Delta z+\Delta z')}|\Delta z'T_3(z+\Delta z)+\Delta zT_3(z-\Delta z')-T_3(z)(\Delta z'+\Delta z)|.$$

（4）有限差分による解法の打ち切り誤差の評価

ハウス内気層，外気層のように拡散係数が一定でない場合には，非定常拡散方程式はつぎのようにあらわされる（一次元を考慮）：

$$\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial z}\left(K(z)\frac{\partial T}{\partial z}\right)\quad.\tag{4.50}$$

ここで　T：温度　℃；$K(z)$：拡散係数　$cm^2/sec.$

偏微分演算子として$L[T]$をもちいると，(4.50) 式はつぎのようにおくことができる：

$$L[T] \equiv \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial z}\left(K(z)\cdot\frac{\partial T}{\partial z}\right) = f. \qquad (4.51)$$

(4.51) 式を差分法で近似するにあたって，格子 $t=m\cdot k$，$z=n\cdot h$（m,nは整数）を採用することにする．また格子点 $(n\cdot h, m\cdot k)$ における T_h の値を $T_{n,m}$ とかくことにする．

第4.32図に格子ならびに記号のとり方が対照させて示されている．

(4.51) 式の差分による近似式はつぎのようにあらわされる：

$$\frac{(T_{n,m+1}-T_{n,m})}{k} - \frac{(K_{n+1}-K_{n-1})}{2h}\times\frac{(T_{n+1,m}-T_{n-1,m})}{2h}$$

$$-\frac{(K_{n+1}+K_{n-1})}{2}\times\frac{(T_{n+1,m}+T_{n-1,m}-2T_{n,m})}{h^2}$$

$$= l_h[T_h].$$

$l_h[T_h] = f$ とおく．

ここで T の変化が十分滑らかならば，$\sigma = k/h^2$ として，(4.51) 式と (4.52) 式の差はつぎのようにあらわされる．

$$R \equiv L[T] - l_h[T_h] = h^2\left(\frac{1}{12}\frac{\partial^4 T}{\partial z^4} - \frac{\sigma}{2}\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right.$$

$$\left. + \frac{1}{3}\frac{\partial^3 T}{\partial z^3}\right) + h^4\left(\frac{1}{360}\frac{\partial^6 T}{\partial z^6} + \frac{1}{6}\frac{\partial^4 T}{\partial z^4} - \frac{\sigma}{6}\frac{\partial^3 T}{\partial z^3}\right) + R(h^4). \qquad (4.53)$$

ここで　　：誤差項．

ここで $h\to 0$ のときすなわち距離格子を 0 に接近させた場合に $\sigma=$const とおくと，h^4 の積の形の項はすべて 0 となり，h^2 の積の項の第 2 項のみが残る．これから近似度は 2 であり，普通の近似度であることがわかる（数値が多い方が近似度は高い）．R が 0 に接近し $T_h\to T$ となるならば，その差分近似はより精確であるといえる．(4.53) 式右辺の項は偏微分方程式を差分近似する場合の打ち切り誤差とよばれるものである．

差分近似による解法をもちいる場合には，上述の打ち切り誤差のほかにまるめ誤差が入ってくる．われわれの場合，これら二つの誤差を分離することはできないが，格子のとり方を変えた場合の計算結果の比較によって，それらの誤差を近似的に評価することができる．この差分法をもちいた夜間気温の解析の場合，これらの計算誤差は数パーセント以下と評価された．

（5）計算の安定性と格子のとり方

差分近似式 (4.52) を $T_{n,m+1}$ について整理すると，つぎのようにおくことができる：

$$T_{n,m+1} = T_{n,m} + \frac{k}{4h^2}(K_{n+1}-K_{n-1})(T_{n+1,m}-T_{n-1,m})$$

$$+\frac{k}{2h^2}(K_{n+1}+K_{n-1})(T_{n+1,m}+T_{n-1,m}-2T_{n,m}).$$

上式をふたたび T について整理すると，

$$T_{n,m+1} = A_n\cdot T_{n,m} + B_n\cdot T_{n+1,m} + C_n\cdot T_{n-1,m}\ . \qquad (4.54)$$

ここで

$$A_n = 1 - \frac{k}{h^2}(K_{n+1}+K_{n-1})\ ;$$

$$B_n = \frac{(-3K_{n+1}-K_{n-1})k}{4h^2}\ ;$$

$$C_n = \frac{(-K_{n+1}-3K_{n-1})k}{4h^2}\ :$$

(4.54) 式による計算が安定であるための条件は，式に含まれている係数 A_n，B_n，C_n の中の最大値(Mmax)とおく)・が，つぎの条件を満たさなければならない．

$$1.0 \gg \frac{\mathrm{Mmax}\cdot k}{h^2}\ . \qquad (4.55)$$

この条件がみたされれば解の収束性が保証されることは，理論的に明らかにされているので，(4.55) 式の条

件をよりどころとして格子の決定をおこなった.

係数A_n, B_n, C_nと(4.55)式の条件の対比からわかるように, われわれの場合には拡散係数K, 時間格子間隔kならびに距離格子間隔hが安定条件に関係してくる. 考えている距離空間が小さいので一応$h=10$cmとおくと, 安定条件はKとkの相互関係によって決定されることになり, 両者を勝手にとることはできない.

内気層における拡散係数Kの最大値の大きさと時間格子間隔との関係はつぎのようである:

$K=1000\text{cm}^2/\text{sec}$, $\Delta t=k\leqq 0.1$ sec;

$K=500\text{cm}^2/\text{sec}$, $\Delta t=k\leqq 0.2$ sec;

$K=100\text{cm}^2/\text{sec}$, $\Delta t=k\leqq 1.0$ sec.

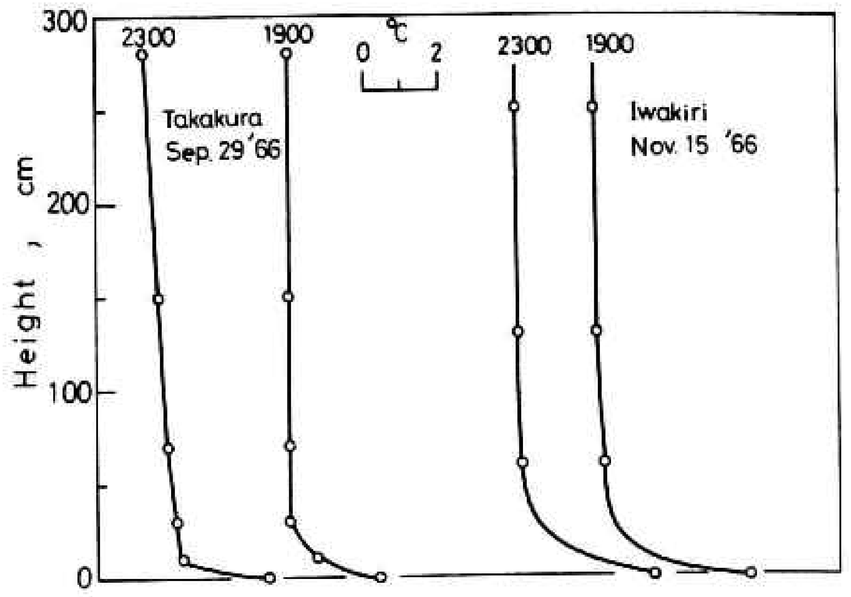

Fig. 4.33 Vertical profiles of air temperature inside the glasshouse during night-time.

上述のように通常差分法による数値解析は, 手法上の制約から内気層における拡散係数の大きさの変化範囲が限定される. また時間のきざみ幅をかなり小さく(この場合, 0.1 sec)とる必要があるため, 演算時間を多く要する欠点(1時間の過程の計算に2時間の演算時間)があることがわかった. そこでこの通常差分法による解析ではごく短時間内の数値計算にとどめ, 各気象パラメータが内気温成立におよぼす影響を定性的に明らかにすることにした.

(6) 拡散パラメータとその鉛直分布

夜間におけるハウス内気温分布は, 第4.33図に示されているように, 等温成層に近く温度傾向が非常に小さいことが特徴的である. したがって差分法によって各層における温度分布を決定しようとする場合には, これらの実測温度分布が計算結果判定についての一つのよりどころとなる.

差分法によって拡散方程式の非定常解を求め, 各層内における温度分布を求めるということは, 逆にみれば各層における熱伝達を特徴づけている, 熱拡散係数推定に関する数値実験をおこなうという意味をもっている. より具体的にいえば, 差分法によって上述の基本式を解くためには, あらかじめ各層の拡散係数分布がわかっていなければならない. しかし一般接地気層とことなり, ハウス内のように静隠な密閉空間内における拡散係数の測定データはえられていないので, その大きさとか分布型についてはこれを数値実験的に決定しなければならない.

計算にもちいられた拡散パラメータの値はつぎのようである:

$K_1=0.005$, 0.008 cm^2/sec:

K_2: 床面と内壁面での値を分子拡散係数とし($0.18\text{cm}^2/\text{sec}$), 中間は種々の数値をとる;

$K_3=0.00381$ cm^2/sec;

$K_4=0.41V_*z$ cm^2/sec.

ただし V_*: 摩擦速度(friction velocity) cm/sec.

第4.34図には初期温度分布が等温条件で, ハウス内気層の拡散係数が漸増型分布(下)と, 一定値分布型(上)とした二通りの場合について1時間後までの計算結果が示されている. ここで$K(z)$の最大値はいずれも400 cm^2/secとされている. なおこの図において, 代入した諸条件に対してバランスする全層の温度分布がえられるのに, 若干の時間が必要であることを考慮すると, 最初の30分以内の数値はやや信頼性の低いものである.

ハウス内気層における拡散係数の分布形には大きな差異があるが, これをハウスの高さ中央で2分する上下各層についての交換速度$_iD$に換算すると, 第4.34図右側に示されているように両者間には大きな差はない. これは$_iD$が拡散係数のもっとも小さい値によって基本的に決定されることによるものである.

計算結果によれば他の条件が全く同一の場合において, 一定値分布型の方が温度の低下量が大きく, 1時間目において約1℃の差異がみられる. また温度傾度も一定値分布型の場合の方が大きい. しかしこれだけの資料では, 拡散係数の分布型についての評価をおこなうことはできない.

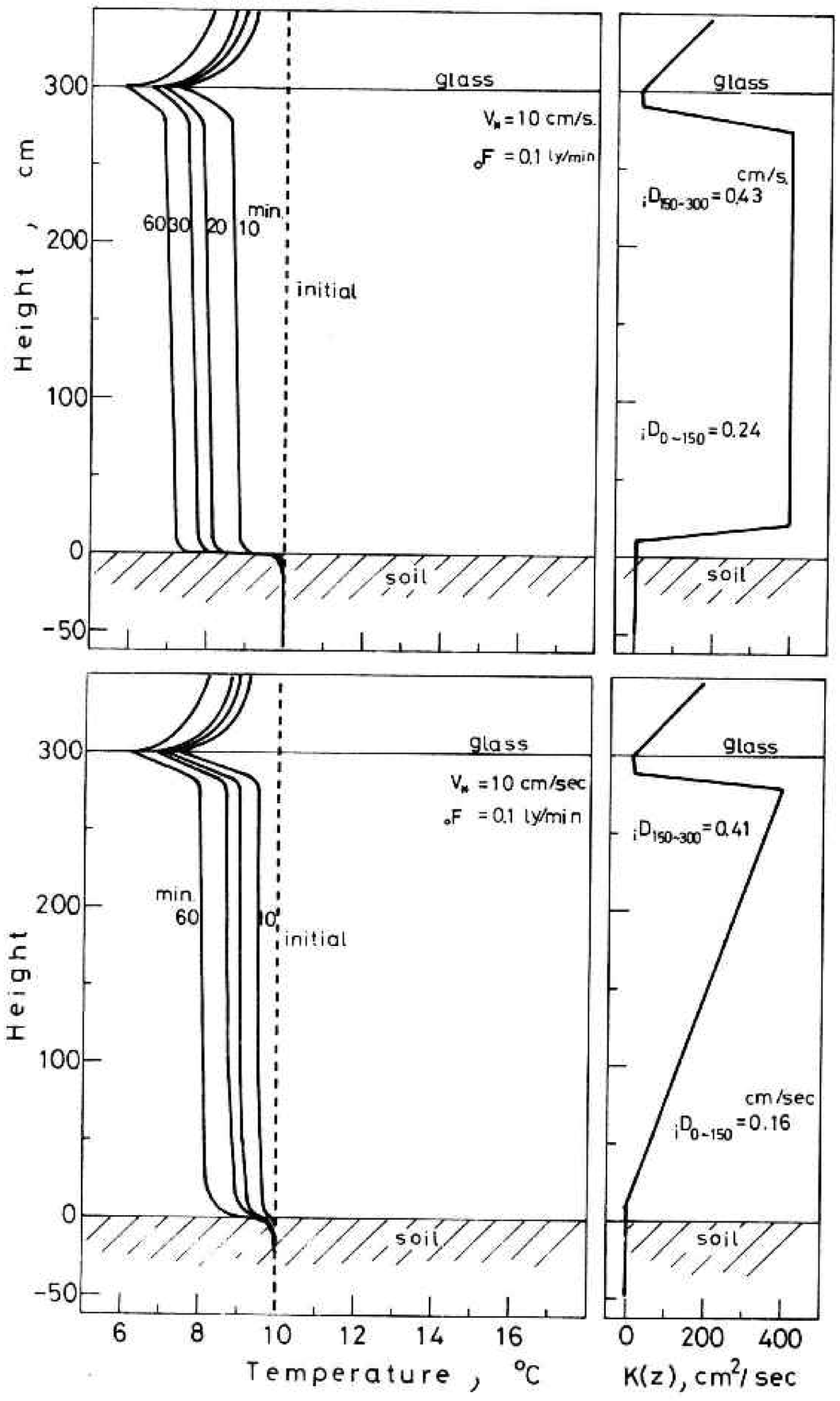

Fig. 4.34　Vertical profiles of air temperature and of thermal diffusivity $K(z)$. Uniform temperature profile is adopted as an initial condition. ${}_iD_{n1-n2}$ denote the mean exchange speed between the heights n_1 and n_2 (cm) within inner air layer.

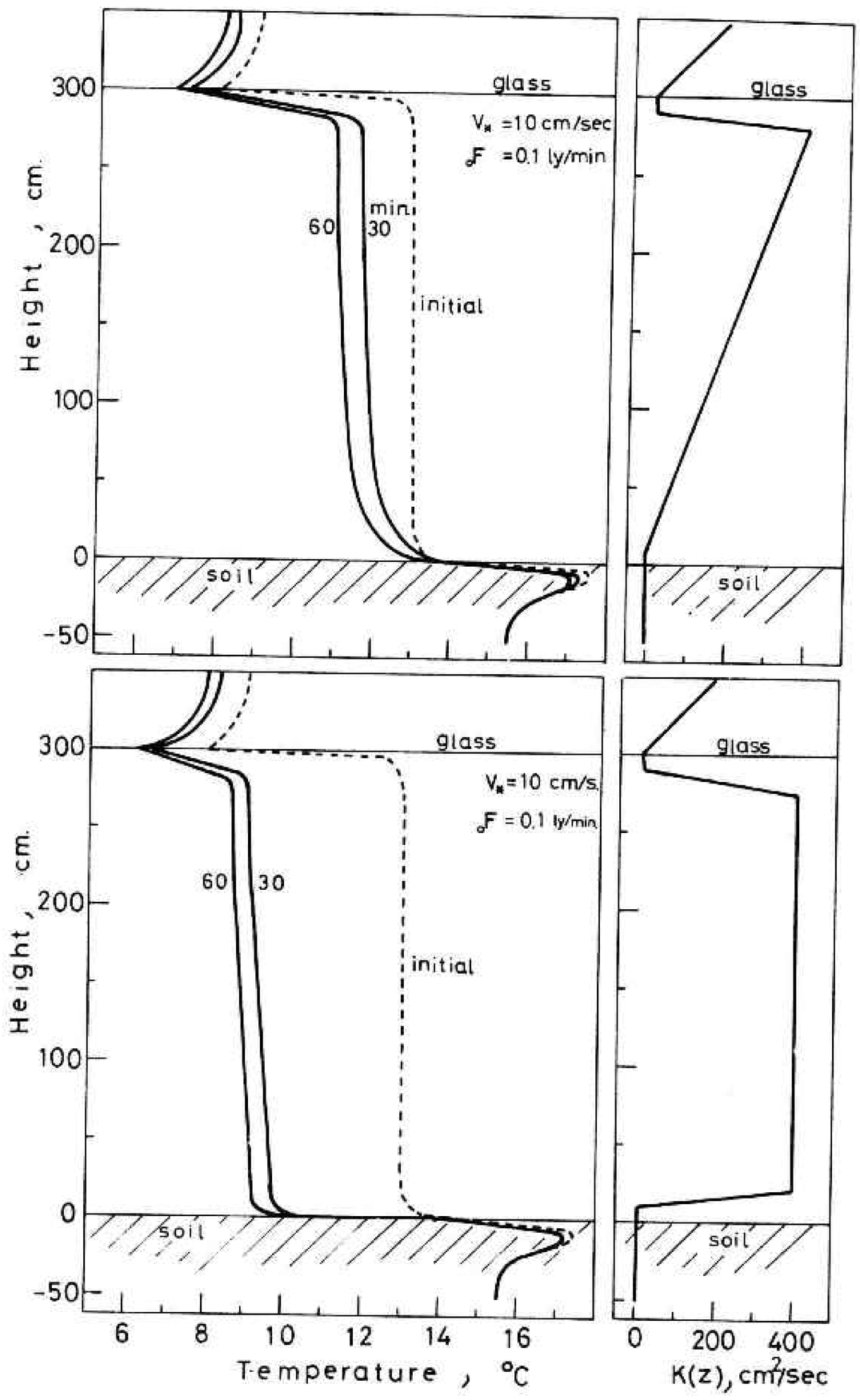

Fig. 4.35　Vertical profile of temperature and of thermal diffusivity. V_*: friction velocity over glass wall; ${}_oF$: effective long-wave radiation flux at outer surface of glass.

そこで観測資料を参考にして18時ごろの温度分布を各層に入れた場合について前と同様な計算をおこなった．この初期値分布の大きな差異は，地温と内気温との大きな温度差，内気温と外気温との温度差（約4℃）にみられる．このことは床面ならびに外壁面での熱交換量が大きくなることを意味している．

第4.35図によれば，このように初期値が実際の温度分布に近い場合には，拡散係数の分布型の差異が内気層の温度の時間的変化に大きな影響を与えていることがわかる．すなわち漸増型分布では最初の１時間における温度低下量は約２℃であり，これは日没後にみられる普通の温度低下量である．

これに対して一定値分布型では，最初の１時間における温度低下量は４℃以上となっており，急速に外気温に接近する傾向がみられる．内気層における温度分布形には両者間に大きな差異はなく，わずかに床面付近の温度分布に差異が認められる．

上述の内気温時間変化量の差異から，拡散係数の分布型は漸増型分布がより実際の場合のそれに近いのではないかと考えられる．

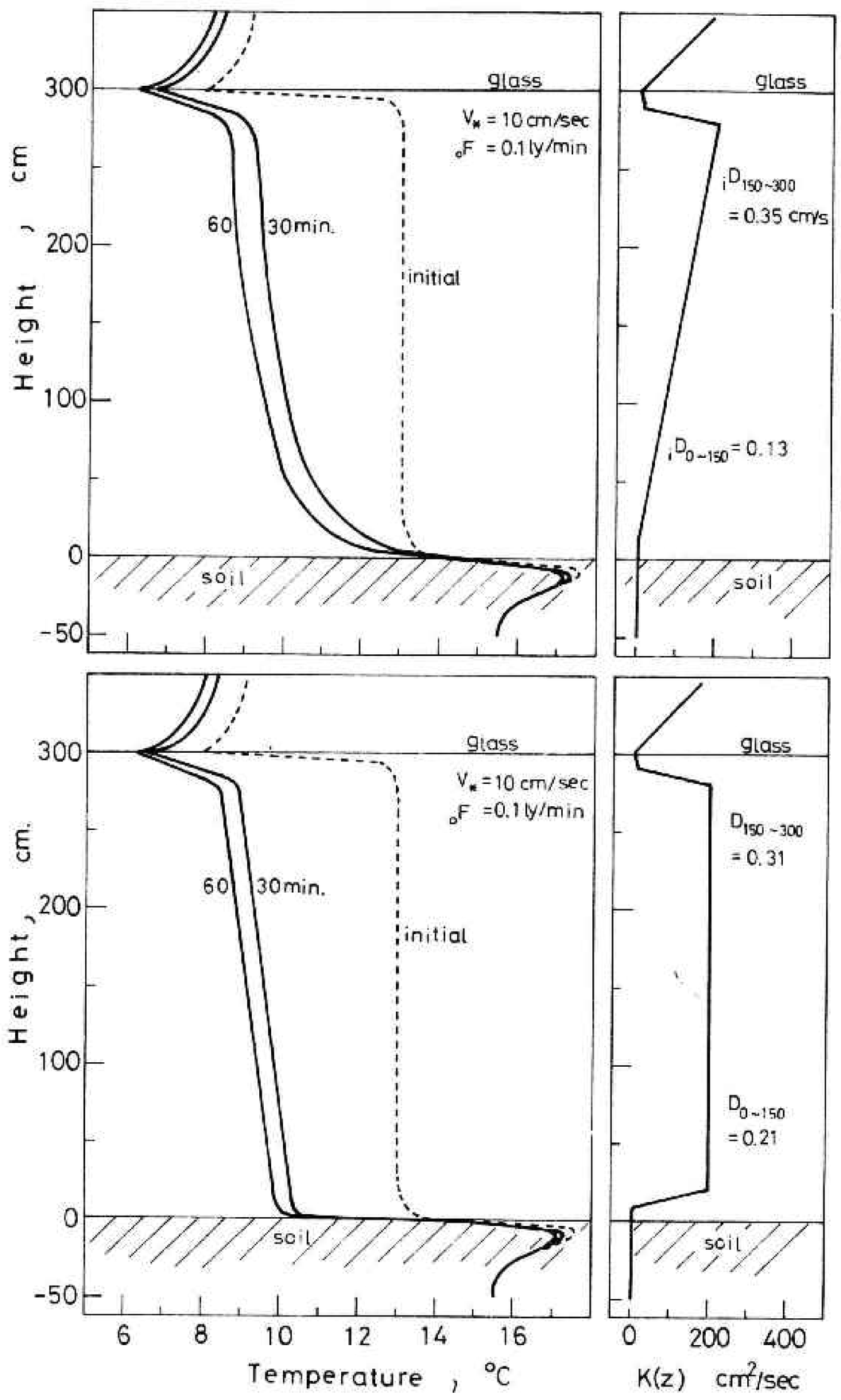

Fig. 4.36 Change in vertical profiles of air temperature inside the glass-house with shape of K-profile.

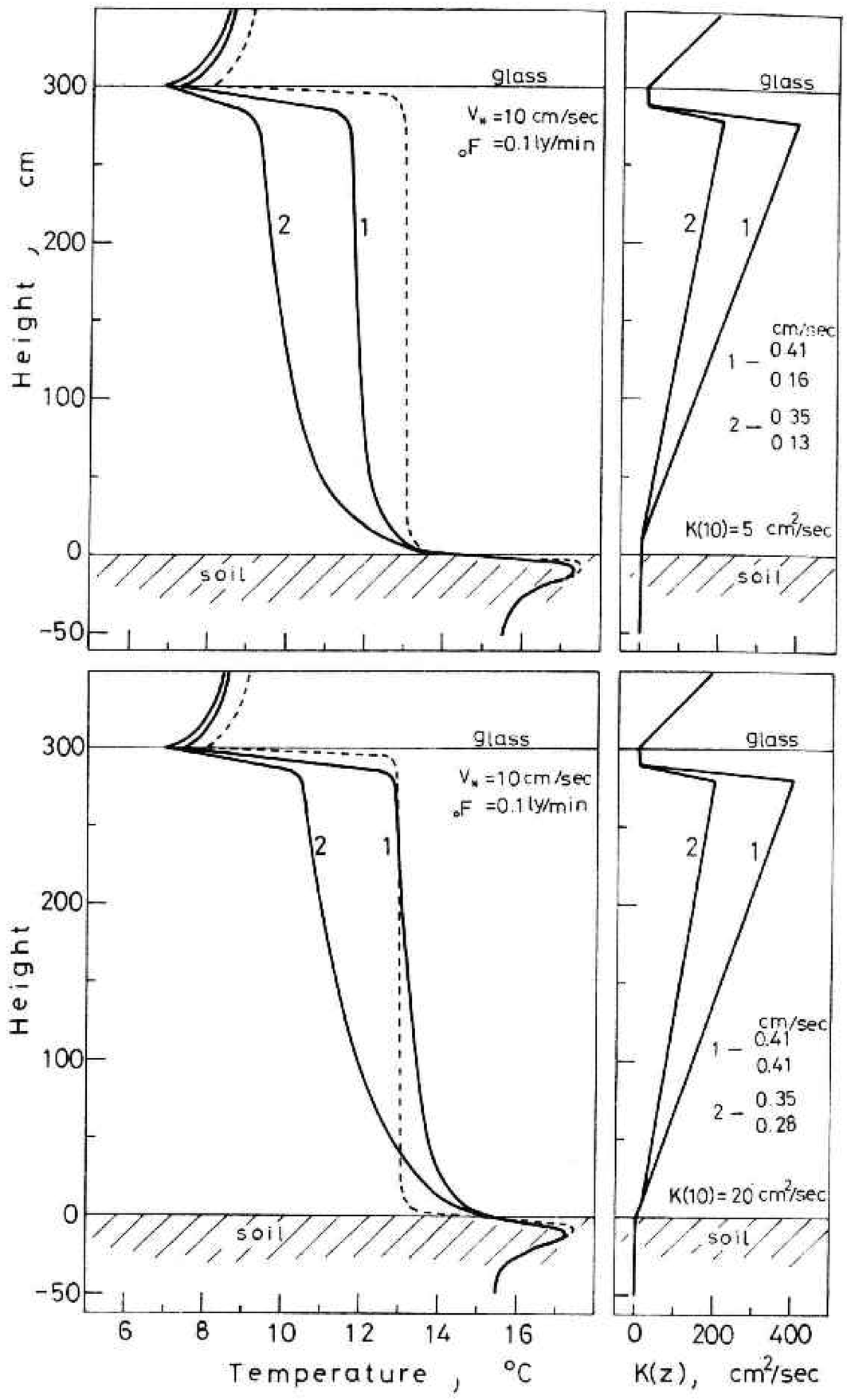

Fig. 4.37 Change in vertical profiles of air temperature inside the glass-house with shape of K-profile.

（7）拡散係数の大きさ

前項では$K(z)$の最大値が400 cm²/secの場合について議論した．ここでは$K(z)$の分布型を変えないで，最大値を200 cm²/secにした場合の温度変化について検討する．

外部風速，放射条件ならびに地中の熱伝導に関する条件が，前項と全く同一の場合の温度変化が第4.36図に示されている．

これによれば，内気層における拡散係数の大きさが小さいときには，$K(z)$の分布形の差異は気温変化に本質的な差異をもたらさないことがわかる．また内気温はいずれの場合にも外気温に急速に接近している．これらから判断すると，内気層における$K(z)$の大きさはこれらの値よりもっと大きいのではないかと考えられる．

これまでは床面直上の格子点での拡散係数$K_z(10)$を5 cm²/secとした場合について議論を進めてきた．夜間における唯一の熱源である地中からの伝導熱量の内部気層への伝達を規定している$K_z(z)$の大きさ，とくに床面付近における値は熱輸送量に対して密接な関係をもっている．

そこでつぎに$K_z(10)$の大きさを4倍（$K_z(10)=20$ cm²/sec）とした場合について計算をおこなった．第4.37図下段右に示されているように，$K_z(10)=20$ cm²/secとすると，ハウス内下半気層における交換速度はかなり大きくなる．

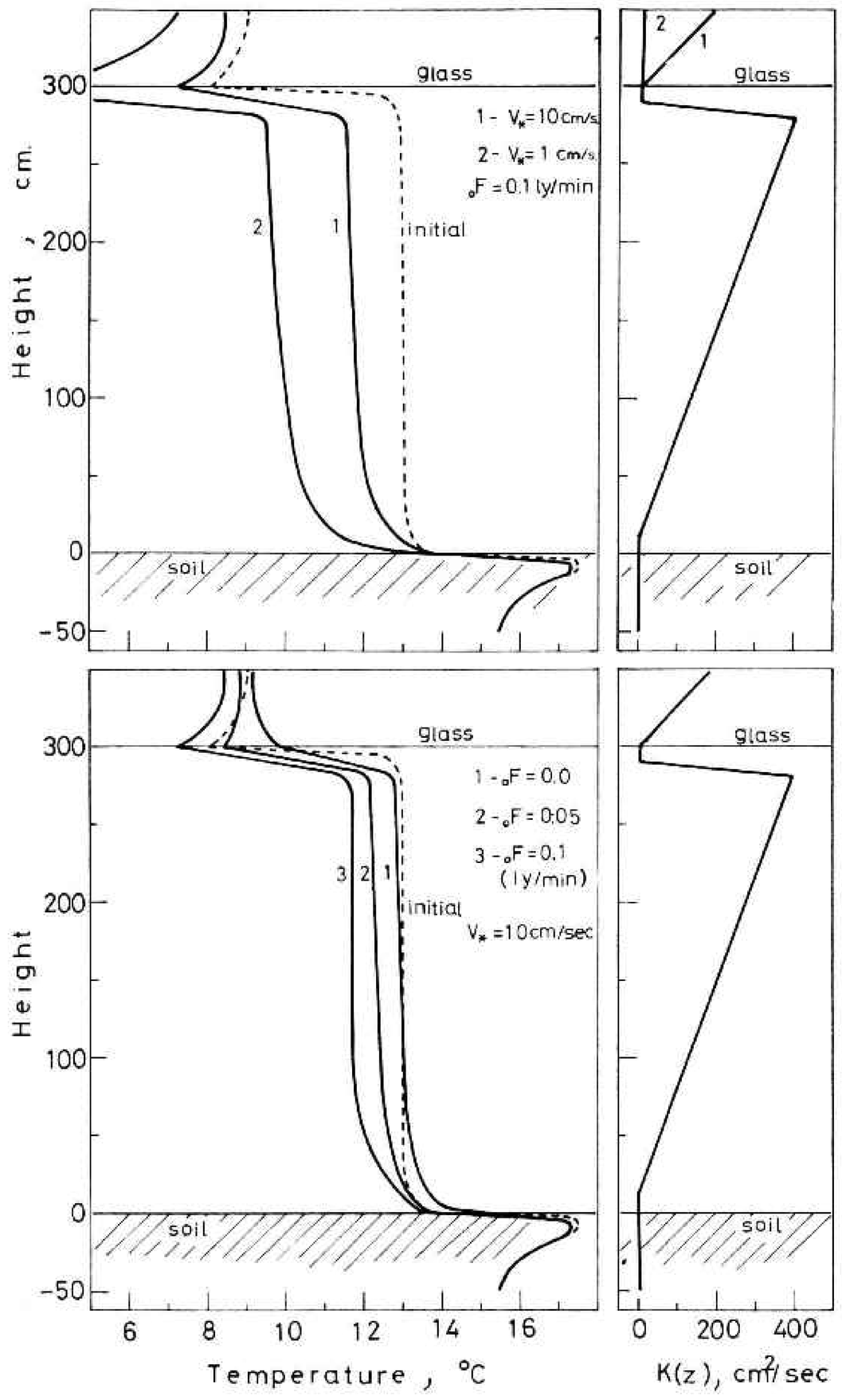

Fig. 4.38　Change in temperature profiles with friction velocity and net radiation flux.

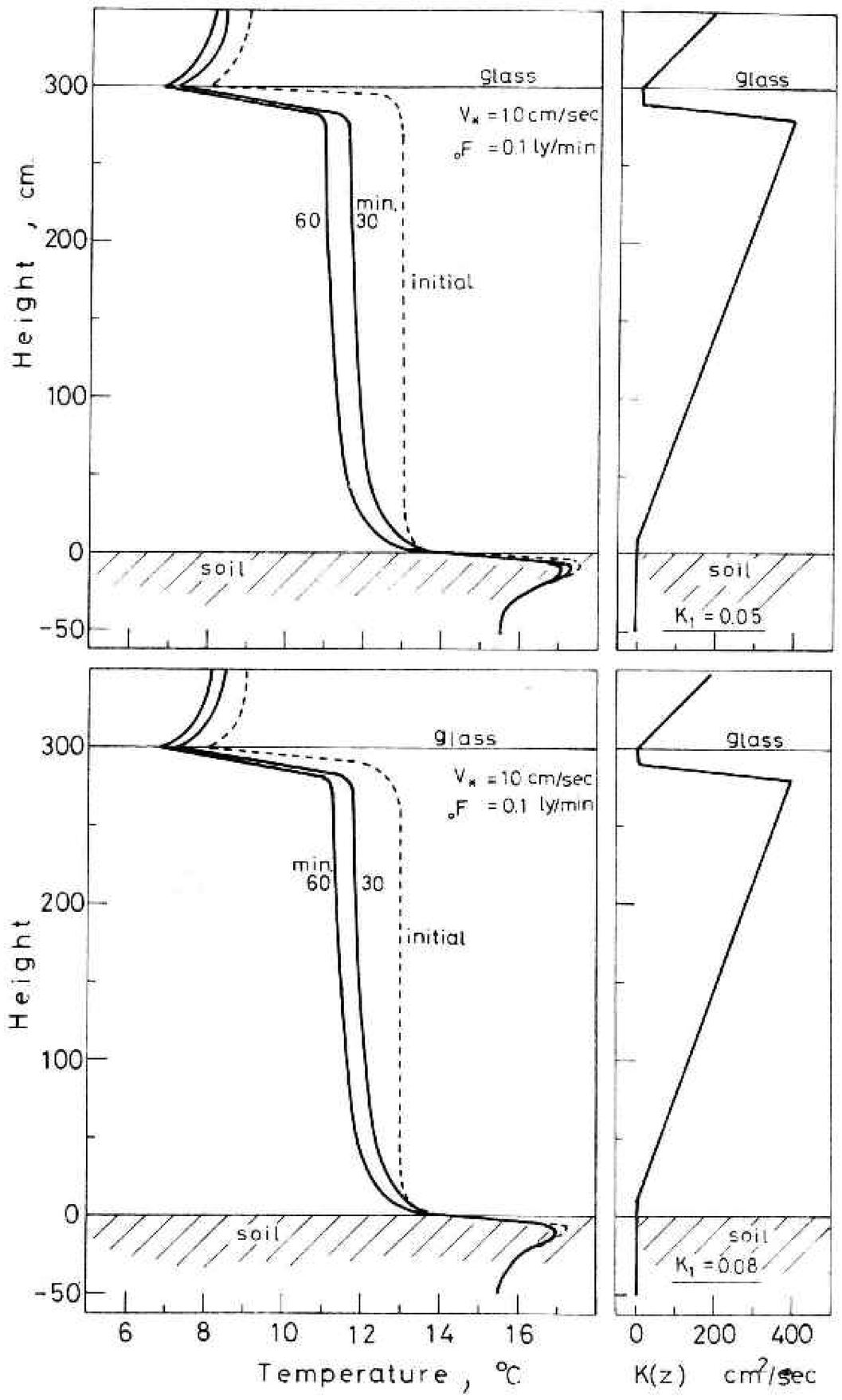

Fig. 4.39　Change in vertical profiles of air temperature inside the glasshouse with K_1.

すなわち(1)のケースでは0.16cm/secから0.41cm/secへ，(2)のケースでは0.13cm/secから0.28cm/secへと２倍以上の増加となっている．このように大きな$K(z)$ を床面上付近の気層に入れると，第4.37図下段左に示されているように，(1)のケースでは内気温の低下は全くみられず，下層ではかえって初期値より上昇している．(2)のケースにおいても下層における温度上昇がみられる．これらのことから判断して，$K(10)$ のように内気層の低層における拡散係数は，かなり小さいということが推定できる．

（8）外部風速と外壁面上の有効長波放射が内部気温に与える影響

外気層における拡散係数はまさつ速度V_*の関数として与えられている．外壁面上の有効長波放射が0.1 ly/minの条件下で V_*を 1 cm/secと10cm/secとしたときに外壁面付近の温度ならびに内気温の分布がどう異なるかを示したのが第4.38図（上）である．このように大きな有効長波放射条件下において外気層における拡散係数を小さくする（弱風条件）と，外壁面上での放射冷却を補償する作用をもっている外気層から外壁面への顕熱伝達量が小さくなるため，外壁面温度はかなり低下する．その影響をうけて内気温もかなり低下している．いずれの場合においても，外壁面温度と内壁面温度の差は小さく0.5 ℃以下である．

つぎに外部風速条件したがって拡散係数を固定し，外壁面上の有効長波放射$_0F$を変化させた場合の内部気

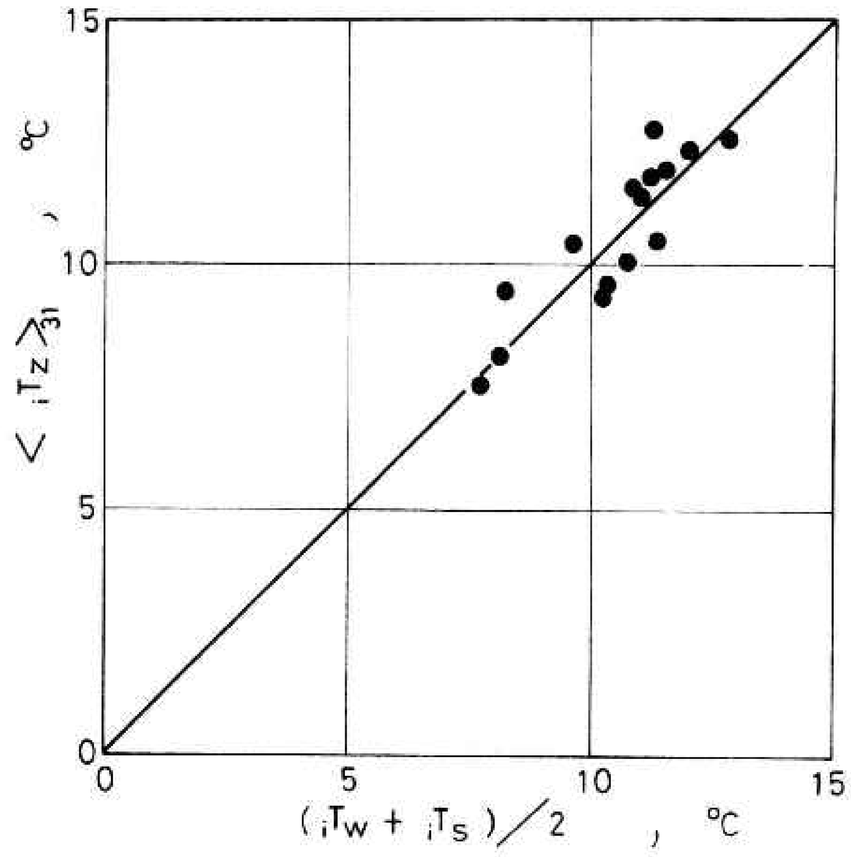

Fig. 4.40 Comparison of mean air temperatures calculated by detailed method $\sum_{i=1}^{31} {}_iT_J/31$ and ones calculated by simple method $\{(_iT_W + {}_iT_S)/2\}$.

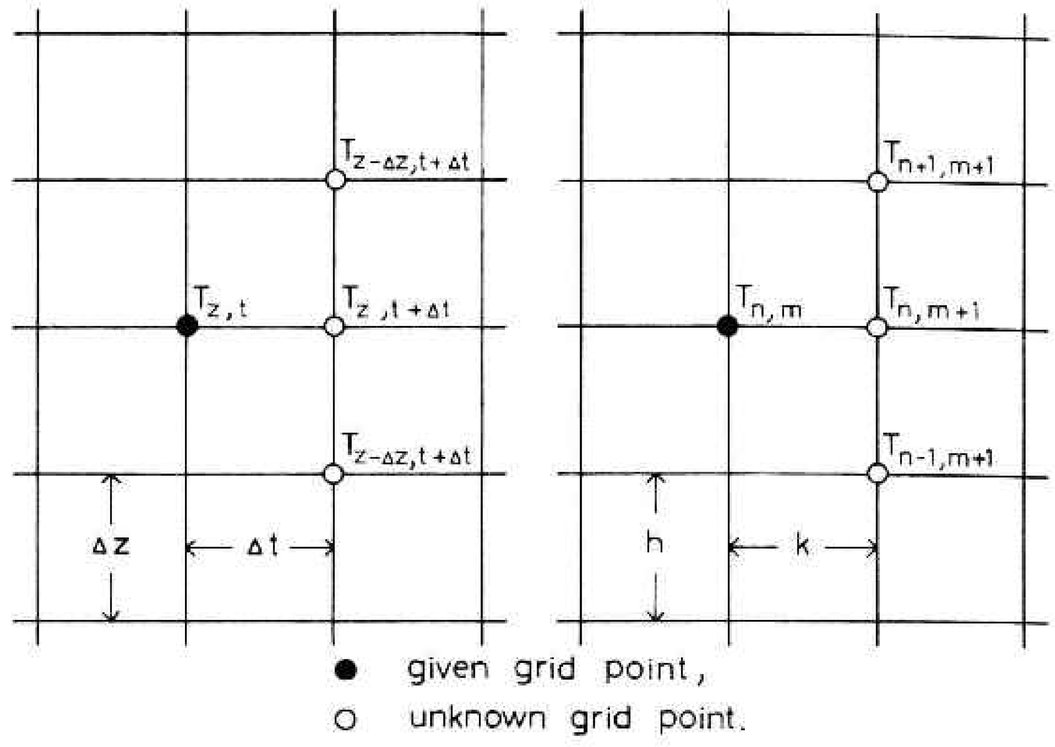

Fig. 4.41 Schematic diagram of grid points used for matrix method.

温の変化について検討する（第4.38図下）．$_oF=0$ すなわち外壁面上の有効長波放射が全くない場合には，外壁面からの放熱が外壁面—外気層間の顕熱交換のみに限定されるため，温度低下は微弱となりここに示したような短時間内における時間変化量はほとんどない．また外壁面上の温度分布は，完全な放熱型となっていることが特徴的である．

外壁面上の有効長波放射が大きくなるにつれて，温度低下量は次第に大きくなっている．一般に夜間の場合には(2)，(3)の温度分布がみられ，(1)のケースの温度分布になることは少ない．昼間には(1)の分布型となることが推定される．

上述の(6)，(7)，(8)項で説明した数値計算においては，地中の熱交換パラメータ K_3 の値はいずれも0.005 cm^2/sec が使用されている．地中熱交換パラメータの差異が，内気温成立にあたえる影響を検討するために $K_3=0.008\,cm^2/sec$ と拡散係数を大幅に増した条件下で計算をおこなった．第4.39図にみられるようにここで採用したような条件下では，K_1 を増したことによる内気温の上昇は全くみられない．これについてはさらに検討する必要があると考えている．

さきに説明した定常モデルにおいては，床面温度と内壁面温度の平均値を内気温とした．そこでこのような単純法による値と内気層の10cmごとの気温の算術平均値との比較をおこなった（第4.40図）．非定常モデルによる15の計算結果を使用して両者の比較がなされているが，図によれば両者はかなりよく一致している．

第5節　非定常モデルによる温度環境の数値実験（マトリックスを利用した場合）

第4.32図に示されているような格子の組み方で，通常の差分近似式をもちいて拡散方程式を解く場合には，前にのべたように手法上の制約がきびしいことが明らかとなった．

そこでわれわれは第4.41図に示すような格子の組み方とし，これをマトリックスによって解く方法をもちいることにした（岩切・井上，1970）．

拡散方程式をマトリックスによって解いたものとしては岩崎（1969），島貫（1969）などの報告がみられ，その有用性が指摘されている．しかしこれをハウスのような多層小空間の問題に適用した報告はみあたらないようである．

(1) 計算法

格子の表示を $t=m\cdot k$，$z=n\cdot h$（m,n は整数）とし，格子点（$n\cdot h$，$m\cdot k$）における T_h の値を $T_{n,m}$ とかくことにする．

4層に対する基本式 (4.46), (4.47), (4.48), (4.49) の一般的な差分式は，第4.41図に示されているような格子のとり方をする場合，つぎのようにあらわされる．

$$\frac{T_{n,m+1}-T_{n,m}}{k}=-\frac{1}{4h^2}(K_{n+1}-K_{n-1})(T_{n+1,m+1}-$$

$$T_{n-1,m+1})-\frac{1}{2h^2}(K_{n+1}+K_{n-1})(T_{n+1,m+1}+T_{n-1,m+1}-2T_{n,m+1}). \qquad (4.56)$$

(4.56) 式を整理すると，既知温度 $T_{n,m}$ はつぎのように3点の未知数の和として表わされる：

$$T_{n,m}=A_n\cdot T_{n,m+1}+B_n\cdot T_{n+1,m+1}+C_n\cdot T_{n-1,m+1}. \qquad (4.57)$$

ただし，

$$A_n=1-\frac{k}{h^2}(K_{n+1}+K_{n-1}),$$

$$B_n=\frac{(-3K_{n+1}-K_{n-1})k}{4h^2},$$

$$C_n=\frac{(-K_{n+1}-3K_{n-1})k}{4h^2}.$$

(4.57) 式と (4.54) 式を比較してみると，係数 A_n, B_n, C_n は前述の格子のとり方の場合と同じであるが，(4.57) 式の場合は3点の未知の格子点を含んでいる．これは n 元連立方程式とみなすことによって解くことができる．

この連立方程式の係数行列は，対角元素とそれに隣る元素を除いて残りはすべて0である．連立方程式をベクトル表示すると，

$$\boldsymbol{A}\cdot\boldsymbol{X}=\boldsymbol{Y}.$$

係数行列 $\boldsymbol{A}$ および $\boldsymbol{Y}$ はつぎのようにあらわされる．

$$\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix} b_1, & c_1 & & & \\ a_2, & b_2, & c_2 & & \\ & & & & \\ & & & a_n, & b_n \end{bmatrix}, \qquad \boldsymbol{Y}=\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix}.$$

この方程式の中に境界条件を入れる方法について説明する．上に示した n 元連立方程式を具体的に示すとつぎのようになる：

$$\left.\begin{aligned} b_1\cdot T_{0,m+1}+C_1\cdot T_{1,m+1} &= y_1, \\ a_2\cdot T_{0,m+1}+b_2\cdot T_{1,m+1}+C_2\cdot T_{2,m+1} &= y_2, \\ & \\ a_{n-1}\cdot T_{n-2,m+1}+b_{n-1}\cdot T_{n-1,m+1}+C_n\cdot T_{n,m+1} &= y_{n-1}, \\ a_n\cdot T_{n-1,m+1}+b_n\cdot T_{n,m+1} &= y_n. \end{aligned}\right\} \qquad (4.58)$$

ここで　$T_{0,m+1}$：境界線上の格子点の温度℃；$T_{n-1,m+1}$：境界線上の格子点の温度℃；$y_{1\sim n}$：$=T_{0,m}$，境界線上の格子点の既知温度　℃．

(4.58) 式は n 元連立方程式であるが，これを（$n-2$）元連立方程式とする．

$$\left.\begin{aligned} b_2\cdot T_{1,m+1}+C_2\cdot T_{2,m-1} &= y_2^*, \\ a_3\cdot T_{1,m+1}+b_3\cdot T_{2,m+1}+C_3\cdot T_{3,m+1} &= y_3, \\ & \\ a_{n-1}\cdot T_{n-3,m-1}+b_{n-1}\cdot T_{n-2,m+1} &= y_{n-1}^*. \end{aligned}\right\} \qquad (4.59)$$

(4.59) 式右辺の y_2^* と y_{n-1}^* はつぎのようにあらわされるものである：

$$y_2^*=y_2-a_2\cdot T_{0,m+1},$$

$$y_{n-1}^*=y_{n-1}-C_{n-1}\cdot T_{n,m+1}.$$

さきに説明したように，$y_2=y_{n-1}=T_{0,m}$であり，$T_{0,m+1}$と$T_{n,m+1}$が境界条件によって決定される量であるから，y_2^*とy_{n-1}^*は境界条件を組み入れた後の既知温度となる．このような操作を施した後も，Aは$(n-2,n-2)$型，Yは$(n-2)$型であるから連立方程式を解くことは可能である．マトリックスをもちいた数値計算プログラムの流れ図(flow chart)が第4.42図に示されている．

（2）マトリックスによる解法の計算誤差と計算の安定性

(4.50) 式に相当する基本式の近似式はつぎのようにあらわされる：

$$T_{n,m+1}-T_{n,m}-\frac{k}{4h^2}(K_{n+1}-K_{n-1})$$

$$\times(T_{n+1,m+1}-T_{n-1,m+1})-$$

$$\frac{k}{2h^2}(K_{n+1}+K_{n-1})(T_{n+1,m+1}+T_{n-1,m+1}$$

$$-2T_{n,m+1})=l_h[T_h]\ . \qquad (4.60)$$

打切り誤差($L[T]-l_h[T_h]$によって評価される）は差分法の場合と全く同様であり，$h\to 0$のときσ=constとすると近似度は2となる．

(4.60) 式による計算の安定性については，通常の差分法の場合のような明確な安定条件が示されていない．したがってわれわれの場合，時間格子間隔を種々に変化させてえられる温度分布の解から，一応臨界値と推定される時間格子間隔を決定した．つまり試行錯誤的に安定な計算結果がえられるΔtを決定したわけである．実際の計算においては，この臨界時間格子間隔より小さいΔtをもちいれば，より精度の高い結果がえられることになるが，演算時間とのかねあいもあるので，むやみに小さいΔtをとるわけにはいかない．

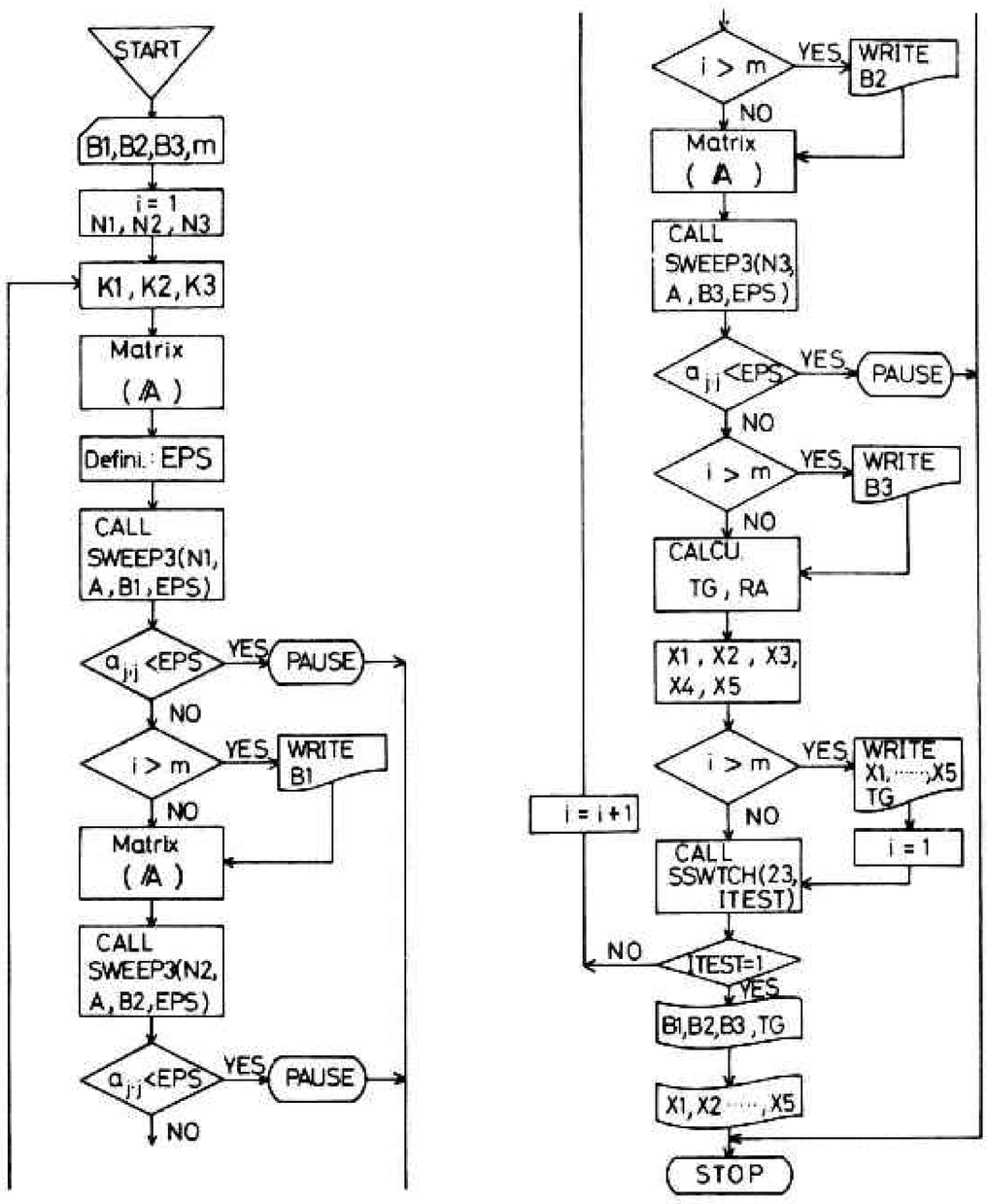

Fig. 4.42 Flow chart for matrix method. B_n; temperature (℃); K_n : thermal diffusivity; EPS: least value of pivot; SWEEP 3: name of subroutine; TG: temperature of glass; RA: radiation; X_n : boundary conditions of temperature inside and outside the glasshouse.

（3）初期条件および境界条件

この場合には，日の出から日没までの昼間における気温変化を中心とする計算をおこなった．したがって各層における温度の初期値分布は，実際のハウスの早朝における温度分布を参照して決定した．

床面における境界条件として与えられる純放射量に関係するところの，屋外における太陽放射($_oR_S$）の日変化は次式によって近似された．

$$_oR_S=a_0+b_1\cos t+b_2\cos 2t+b_3\cos 3t. \qquad (4.61)$$

ここで　t：0.0000638 rad/sec; a_o：0.4249; b_1：−0.4828; b_2：0.0843; b_3：−0.0182.

外壁面上30 m高さでの気温日変化はつぎのように近似された．

$$T_{4,3400}=a_0+b_1\cos t+b_2\cos 2t+c_1\sin t+c_2\sin 2t \qquad (4.62)$$

ここで　t：0.0000638 rad/sec; a_o：11.167; b_1：−1.056; b_2：−2.110; c_1：5.513; c_2：−0.720;

$T_{4,3400}$：床面下1 m深さを座標原点にとった，外壁面上30 m高さの外気温　℃.

同様に床面下1 m深さ（$z=0$）での地温日変化は，つぎのように近似された．

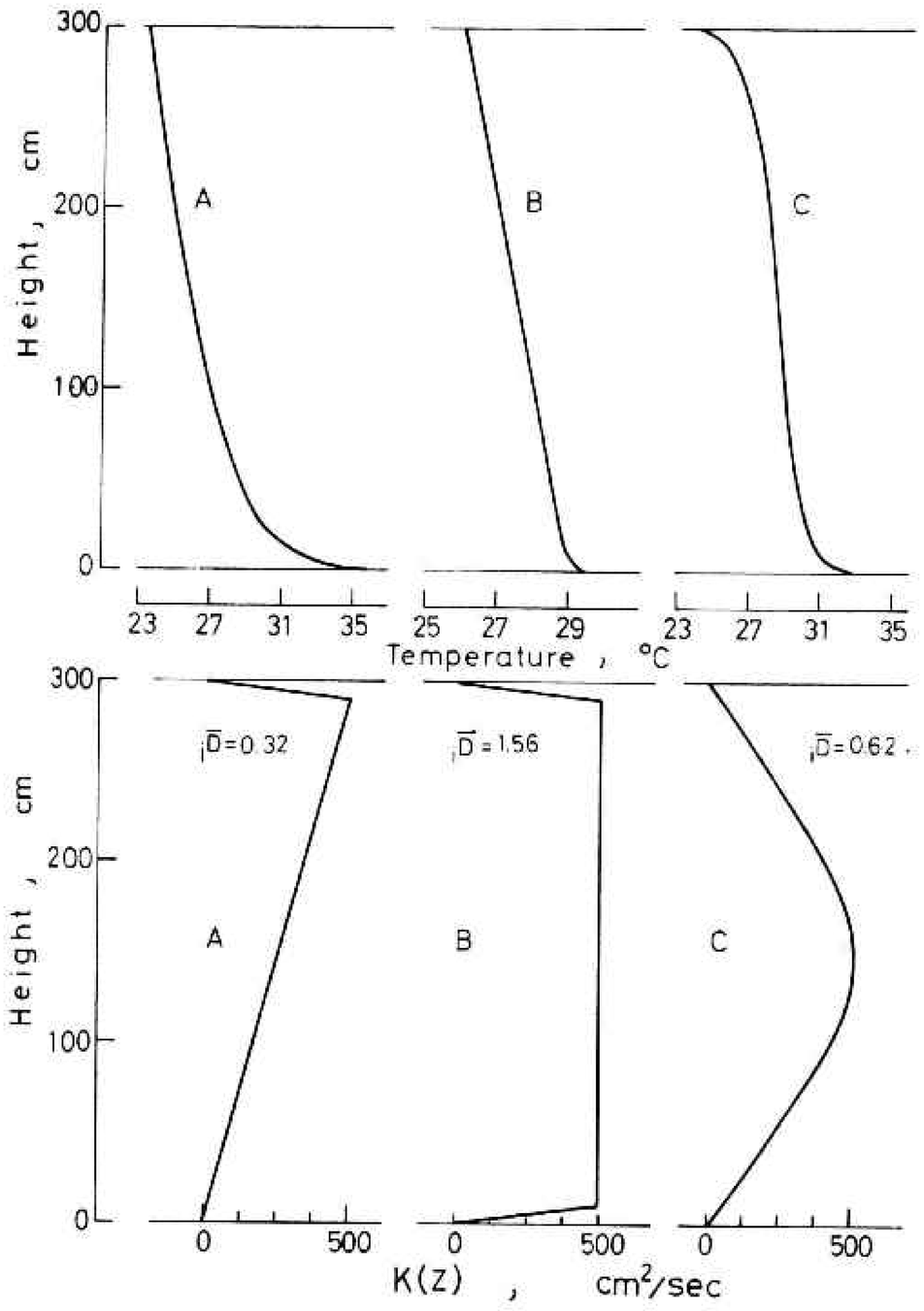

Fig. 4.43 Characteristic profiles of air temperature within the inner air layers of the models K1.2 (A), K2.2 (B), and K3.2 (C).

Table 4.2 Exchange speed $_i\bar{D}$ and sensible heat transfer coefficient $_i\bar{h}$ inside the glasshouse.

	$_i\bar{D}$ (cm/sec)	$_i\bar{h}$ ($\cdot 10^4$ ly/sec℃)
Model K 1.1	0.13	0.37
1.2	0.32	0.92
1.3	0.64	1.84
2.1	0.63	1.81
2.2	1.56	4.49
2.3	3.13	9.01
3.1	0.25	0.72
3.2	0.62	1.79
3.3	1.24	3.57

$T_1, = a + b_1\cos + b_2\cos 2 + b_3\cos 3$. (4.63)

ここで　t：0.0000638 rad/sec; a ：17.130; b_1 ：−1.000; b_2：0.766; b_3：0.100.

（4）拡散係数分布モデルの設定

ここでは昼間における内気温の変化を解析することを主眼とし，ハウス内における拡散係数の鉛直分布についてつぎの9通りを設定した.

Model K 1.1　拡散係数は床面から上方に向かって漸増する型で，Kの最大値が200 cm²/sec.

Model K 1.2　同じ分布型でKの最大値が500 cm²/sec.

Model K 1.3　同じ分布型でKの最大値が1000 cm²/sec.

Model K 2.1　拡散係数が内気層において一定値をとる分布型でKの最大値が200 cm²/sec.

Model K 2.2　同じ分布型でKの最大値が500 cm²/sec.

Model K 2.3　同じ分布型でKの最大値が1000 cm²/sec.

Model K 3.1　拡散係数が2次曲線分布をしており，Kの最大値が200 cm²/sec.

Model K 3.2　同じ分布型でKの最大値が500 cm²/sec.

Model K 3.3　同じ分布型でKの最大値が1000 cm²/sec.

上述のような拡散係数の分布をとる場合の，床面から内壁面までの平均的な交換速度$_i\bar{D}$および熱伝達係数$_i\bar{h}$はつぎのようである.

（5）温度分布と熱収支

前項で示した9種のK一分布モデルのうち，K1.2，K2.2，K3.1，K3.2，K3.3 の5種について日変化の数値計算をおこなった．他の4種については短時間の計算にとどめ，日変化まで拡張しなかったが，この5種の計算結果から一応推測することができる.

第4.43図には各々Kの最大値を500 cm²/secとする3種のK一分布モデルと，それによってえられた内気層の気温鉛直分布（12時）が示されている．K1.2 の場合には内気層の下半分での拡散係数が小さいので，床面温度の上昇が著しいのが特徴である．K2.2 の場合には，床面温度も上昇せず，内気層での温度傾度がもっとも小さい．K3.2 の場合には，拡散係数の対称形分布と対応して，床面での温度上昇と内壁面での温度低下が同程度にみられる.

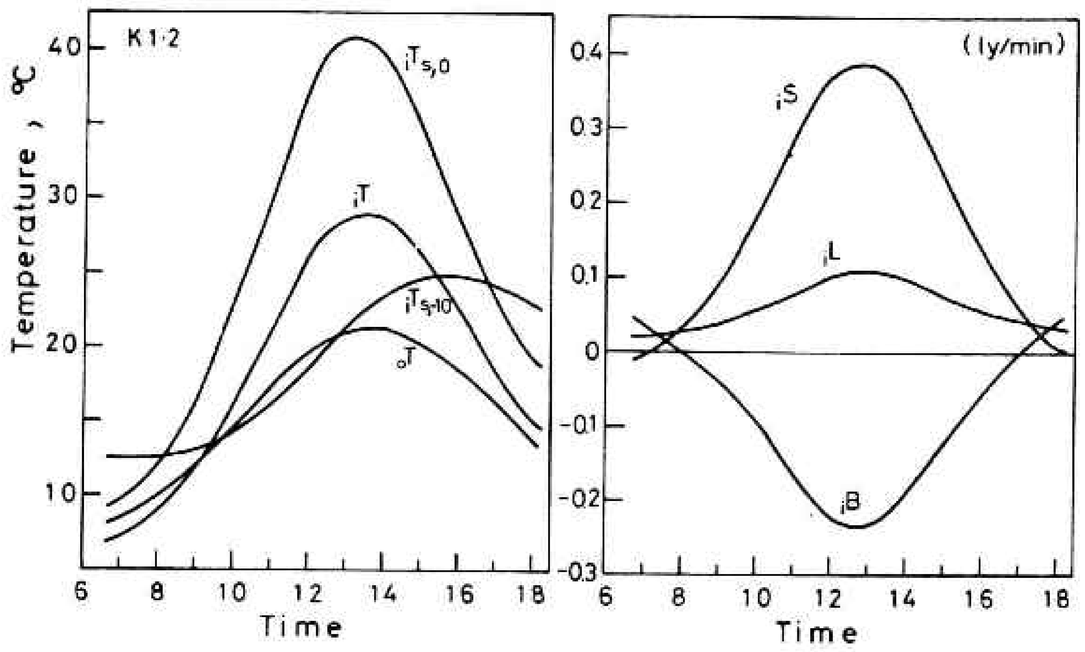

Fig. 4.44 Diurnal change of temperatures and of heat balance components at floor surface of model K1.2. ${}_{i}T_{s}$: temperature at floor surface inside the glasshouse; ${}_{i}T$: air temperature inside the glasshouse; ${}_{o}T$: air temperature outside the glasshouse; ${}_{i}T_{s,-10}$: soil temperature at depth of 10 cm; ${}_{i}S$: net radiation inside the glasshouse; ${}_{i}L$: sensible heat flux; ${}_{i}B$: soil heat flux.

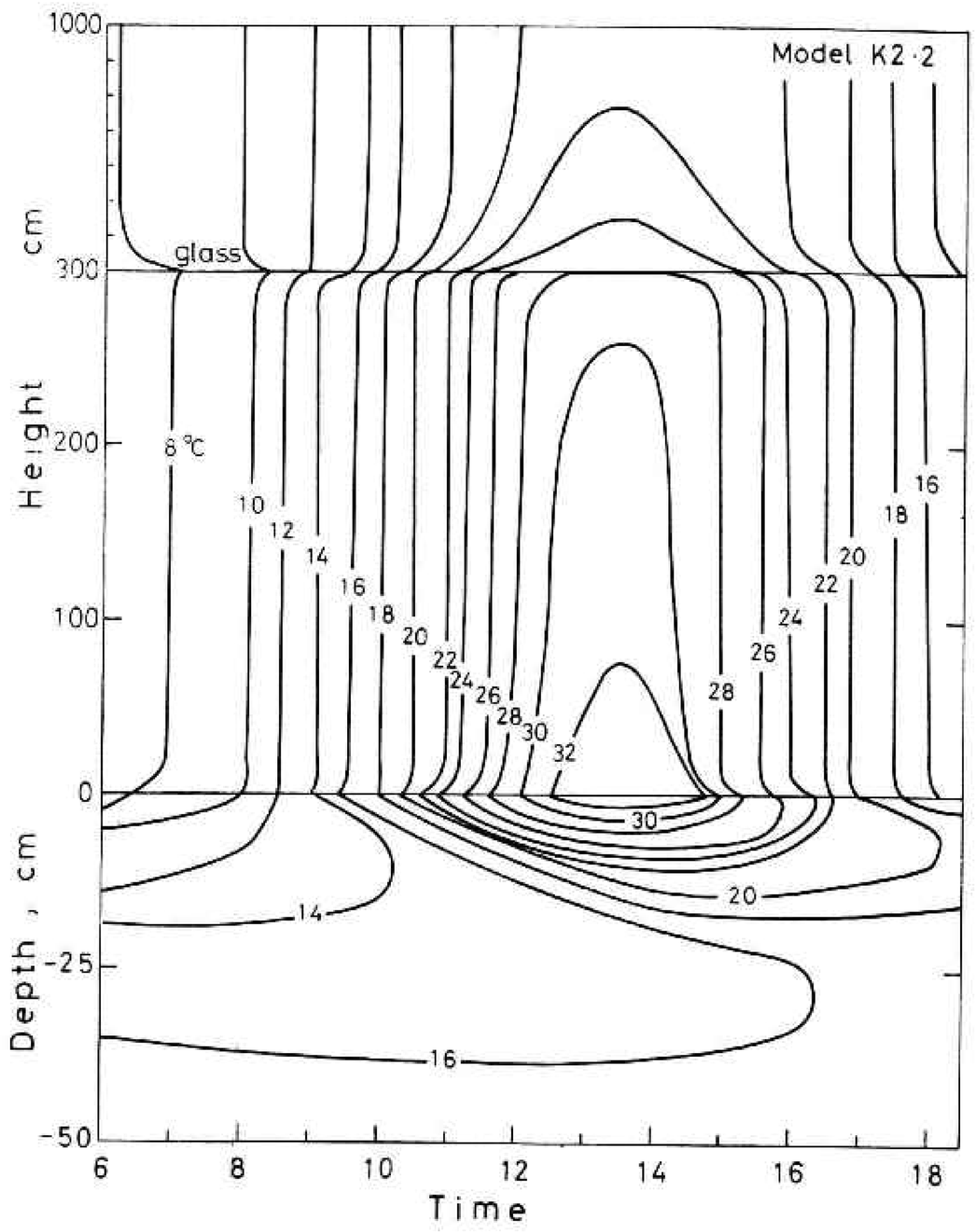

Fig. 4.45 Time cross section of temperature profiles inside and outside the glasshouse of model K1.2.

昼間における拡散係数のオーダーとその分布形の推定は，内気層の気温分布形，外気層，地層を含めた全層的な温度分布ならびに熱収支などについてえられた結果を総合的に判断して決定しなければならない．以下5種のモデルについてえられた日変化に関する数値計算結果について順次説明していく．

Model K 1.2　床面付近での熱交換強度が小さいため，床面温度が大きくなり純放射量${}_{i}S=0.39$ ly/minの条件下で床面温度は40℃をこえている（第4.44，4.45図）．内部最高気温は29℃となっており，そのときの内外気温差は8℃である．

このように小さい昇温度は，床面付近での拡散係数が小さいため熱が上方へ輸送されにくいことに起因している．床面での顕熱伝達量${}_{i}L$が小さいため，貯熱比はかなり大きくなり0.51となっている．

13時ごろにおける${}_{i}L\,/\,{}_{i}S$比は約0.3 となっており，拡散係数の他の分布型の場合に比較して，純放射量中にしめる顕熱交換量の割合は小さい．

ここでえられた内気温の昇温度と定常モデルによる値との比較から，床面付近での拡散係数はこのモデルの値より大きいのではないかと考えられる．

Model K 2.2　交換速度が大きいため，顕熱交換量が前例にくらべて大幅に増加している（第4.46，4.47図）．内部最高気温は約31℃となっており，そのときの内外気温差は9℃に達している．しかしながら，そのときの床面温度と内気温の差はわずか2℃であり，これは実際にありえないほど小さい値である．このように小さい床面温度は，床面付近で急増している大きな拡散係数に起因するものである．

${}_{i}L$が増加したのと反比例的に地中熱交換量${}_{i}B$は減少し，貯熱比は0.29となっている．これはハウス内でえられる貯熱比の値としては小さすぎる値である．これらのことから判断すると，Model K2.2 で採用したK一分布の値は実際の場合の値より大きすぎるのではないかと考えられる．

Model K3.1　このモデルによる内気温の日変化は，つぎに説明されるK3.2, K3.3 の日変化とほとんど一致している．しかし床面温度とか熱収支には差異がみられる．${}_{i}S=0.37$ ly/minの純放射強度に対して内部最高気温は31℃，そのときの内外気温差は11℃となっている（第4.48，4.49図）．床面一内壁面間の温度差

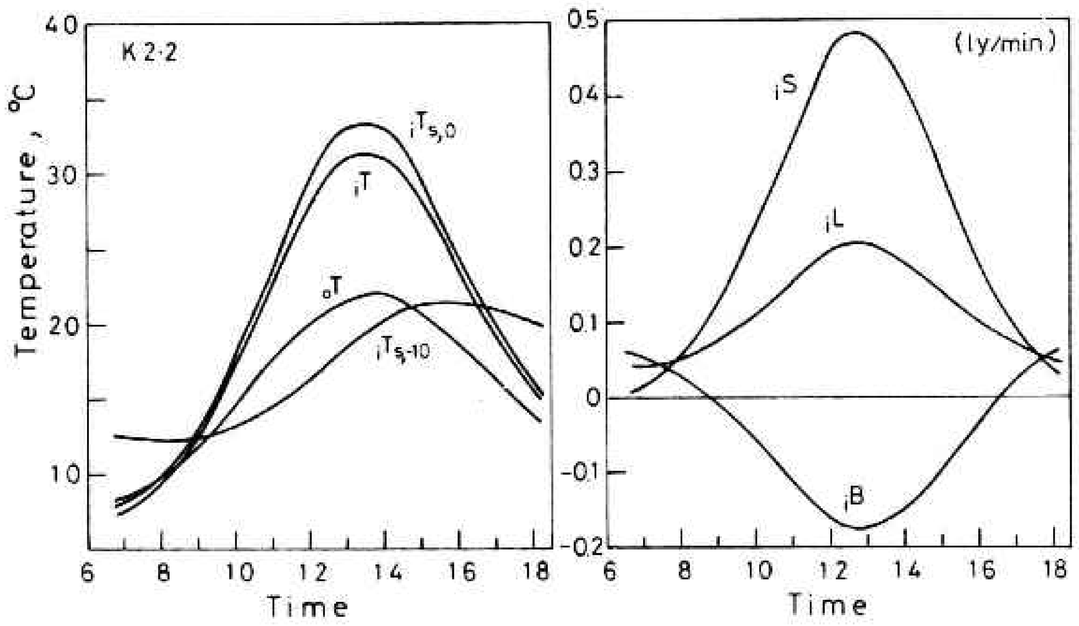

Fig. 4.46 Diurnal change of temperatures and of heat balance components at floor surface of model K2.2.

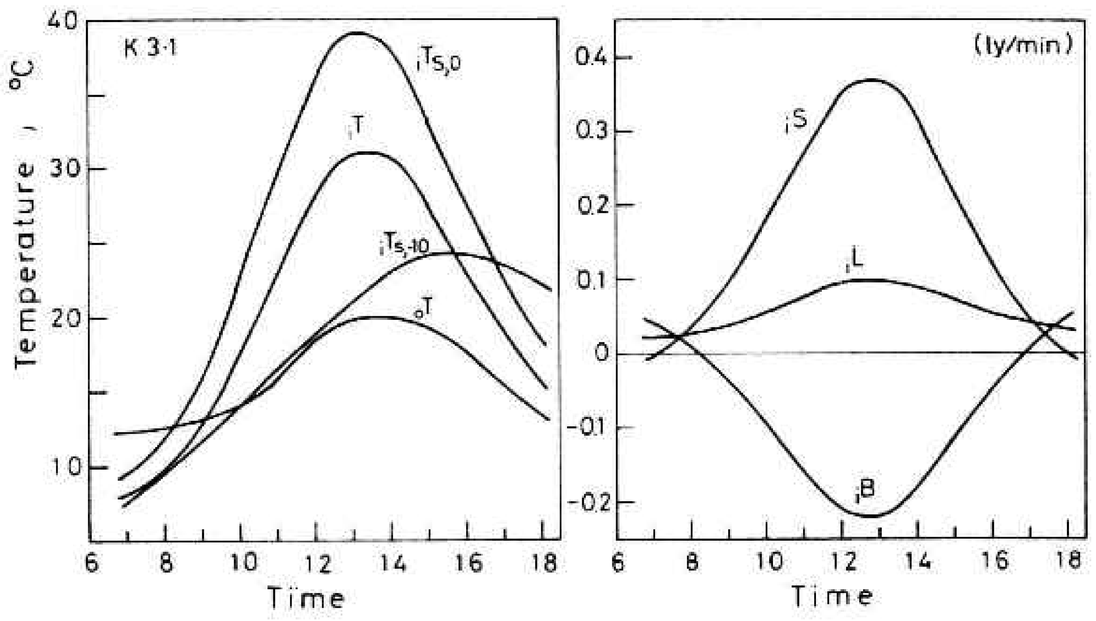

Fig. 4.48 Diurnal change of temperatures and of heat balance components at floor surface of model K3.1.

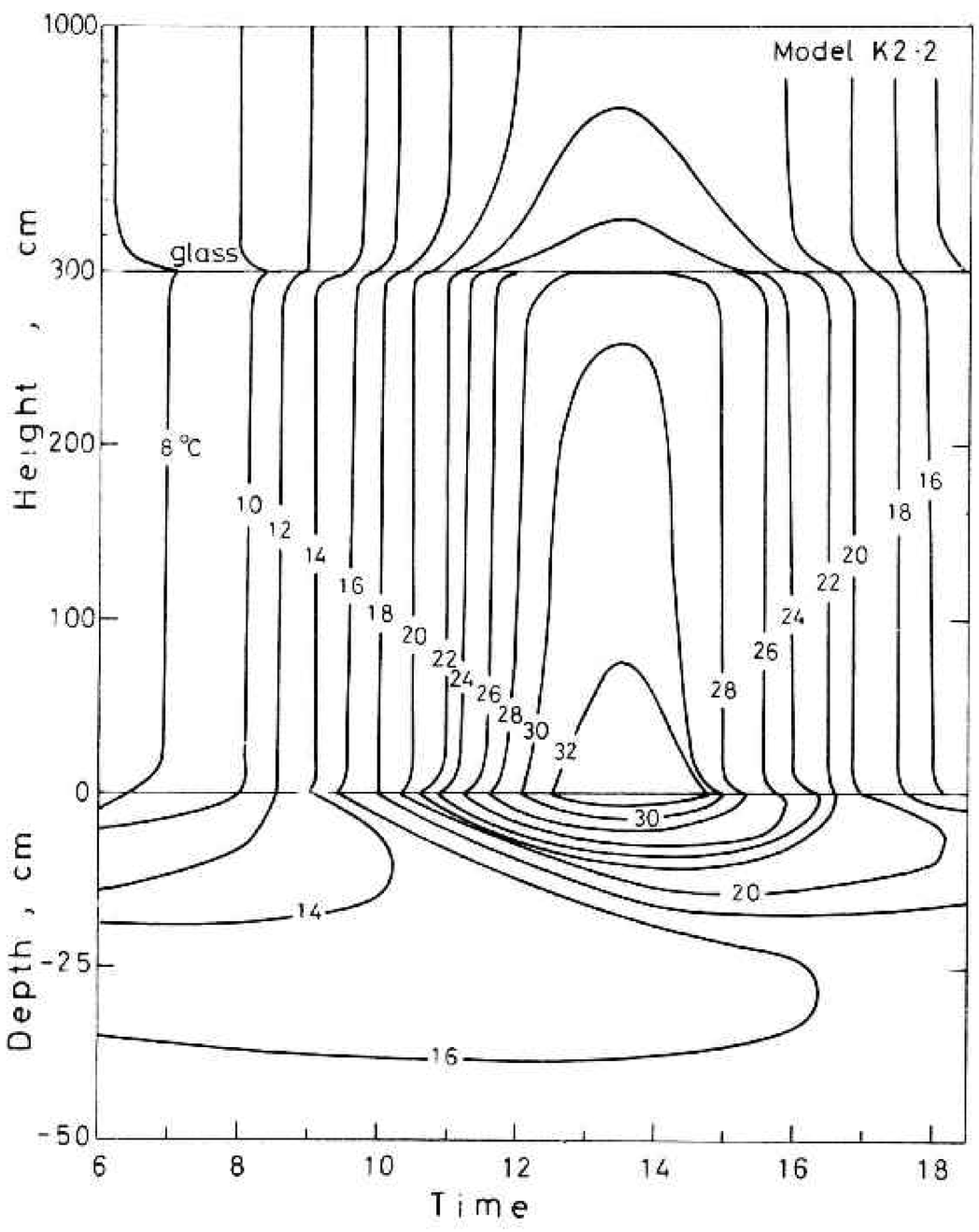

Fig. 4.47 Time cross section of temperature profiles inside and outside the glasshouse of model K2.2.

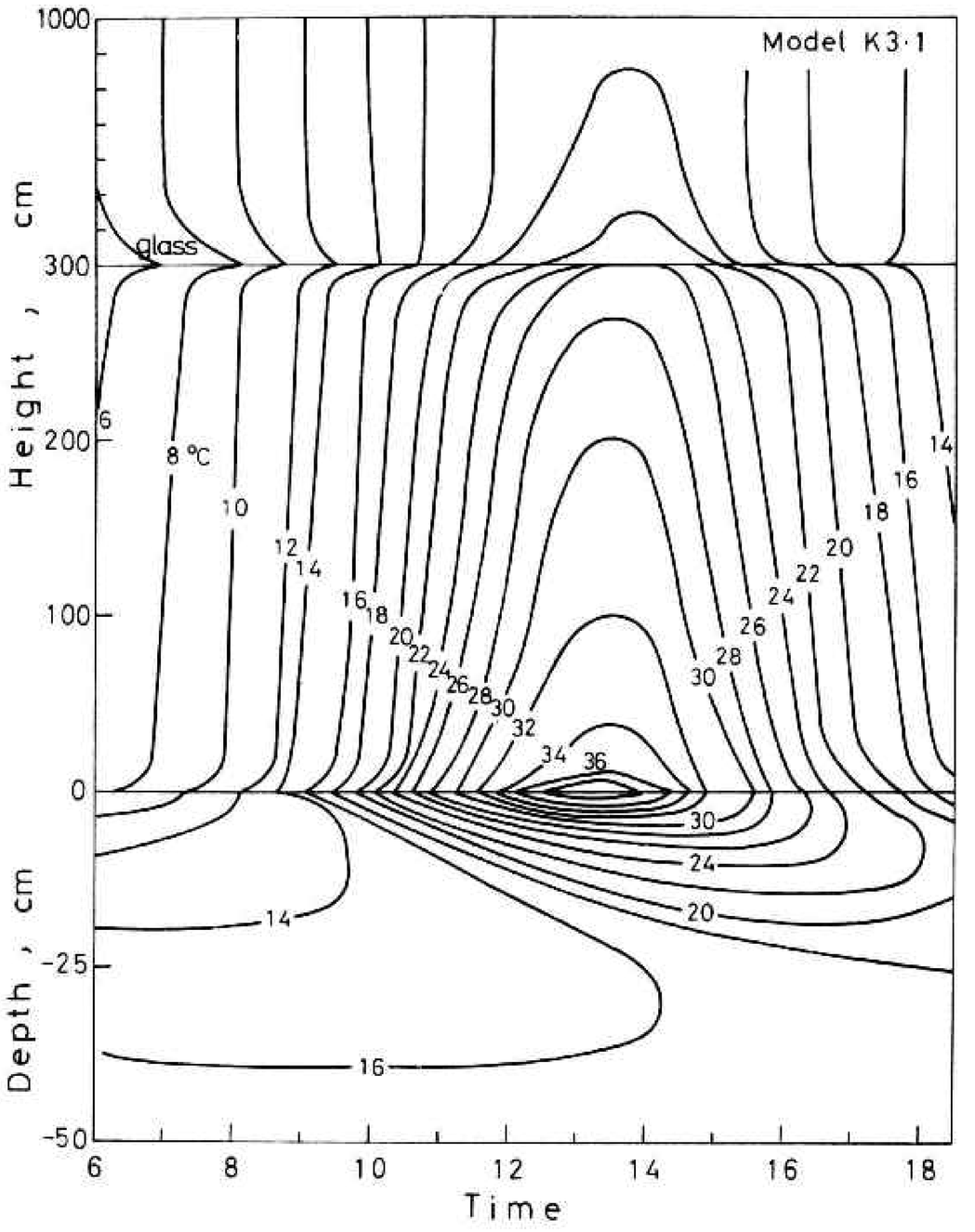

Fig. 4.49 Time cross section of temperature profiles inside and outside the glasshouse of model K3.1.

は最大 8°Cとなっており，床面温度はModel K1.2のつぎに大きい値を示している．

これはK1.2の場合と同様に，内気層の下半分における拡散係数の値が小さいことが原因している．貯熱比は0.54とかなり大きいが，これも床面から内気層への顕熱伝達が抑制されたことによるものである．このように，内気層の低層における熱交換パラメータの大きさは床面での熱配分に大きな影響を与える．

Model K3.2　純放射フラックスの最大値は0.4 ly/min，貯熱比は0.39となっており，これはK3.1の場合の貯熱比0.54にくらべると約70%の値である．$_{i}S$が最大値を示す13時における$_{i}L/_{i}S$比は約0.35となっており，$_{i}B$の減少分だけ$_{i}L$が大きくなっている．ハウス内床面温度は最高約36°Cとなっており，これは内気温

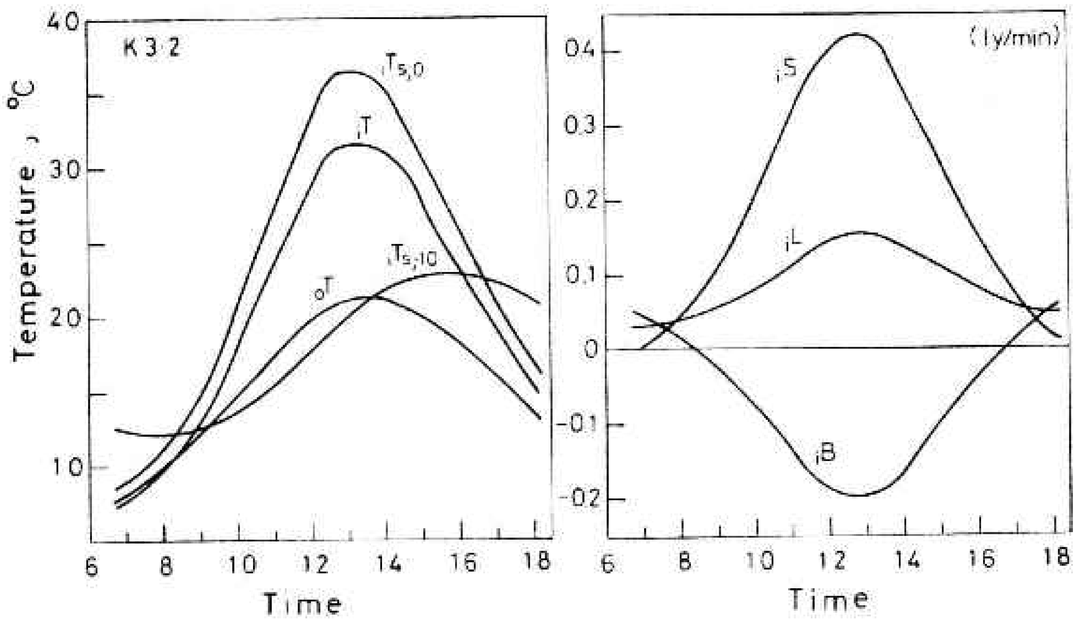

Fig. 4.50 Diurnal change of temperatures and of heat balance components at floor surface of model K3.2.

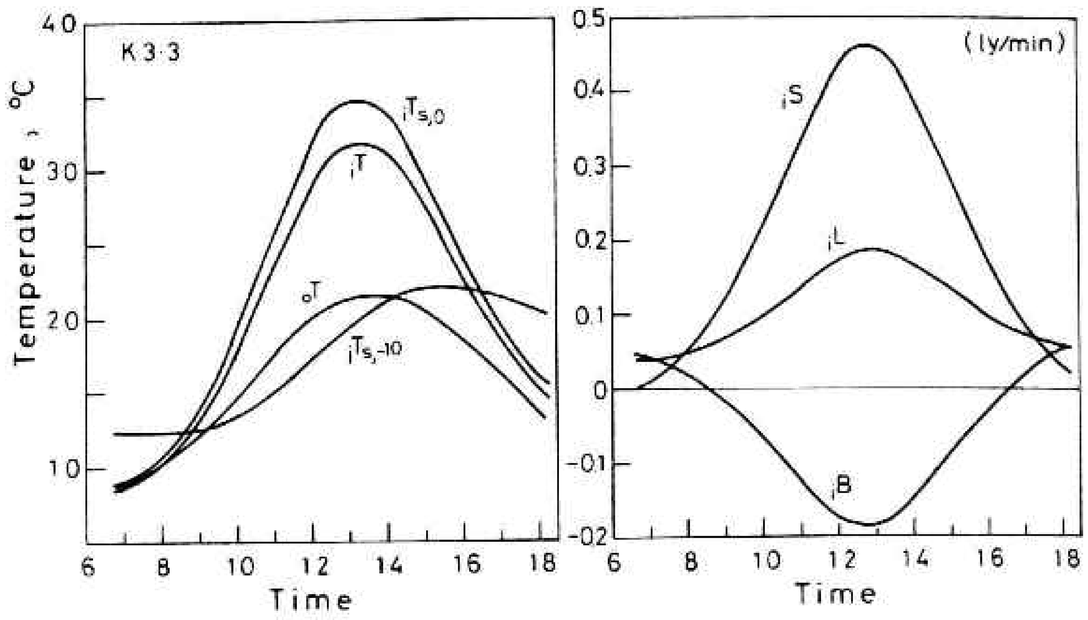

Fig. 4.52 Diurnal change of temperatures and of heat balance components at floor surface of model K3.3.

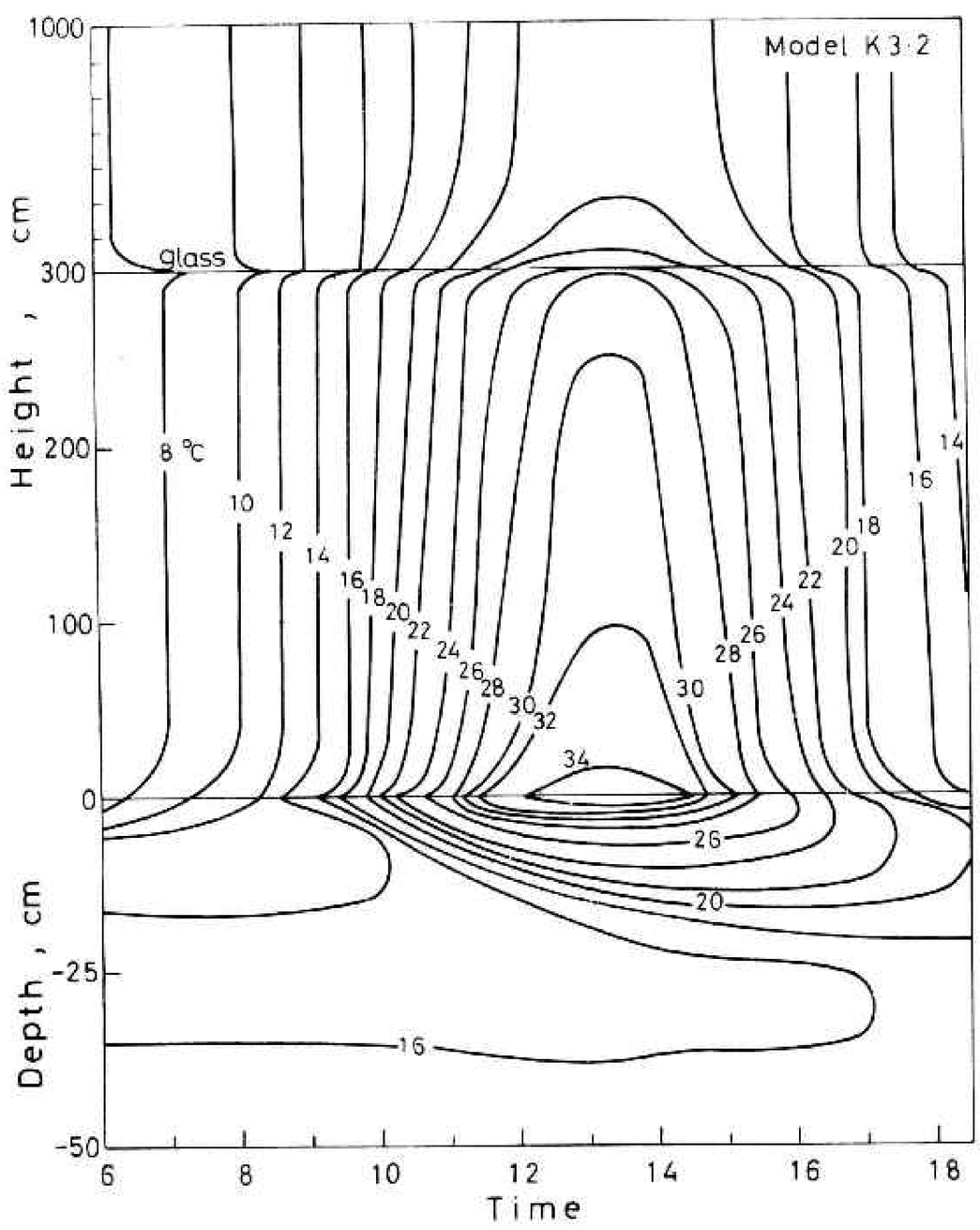

Fig. 4.51 Time cross section of temperature profiles inside and outside the glasshouse of model K3.2.

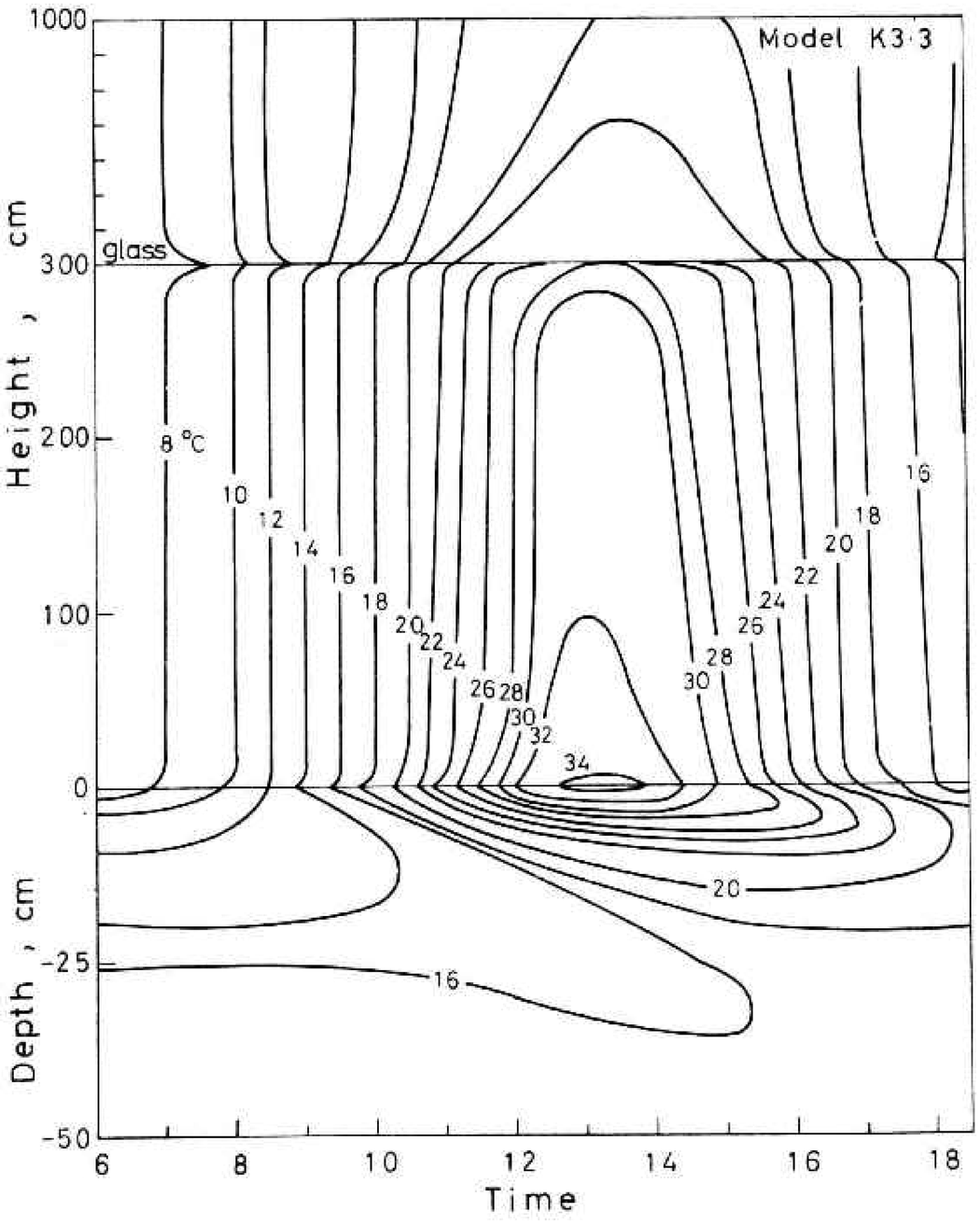

Fig. 4.53 Time cross section of temperature profiles inside and outside the glasshouse of model K3.3.

$_iT$より5°C高い値である．

地中深さ10cmの温度$_iT_{s,-10}$は最高約23°Cとなっており，床面温度の最高起時に対し，約2.5時間のおくれがある．床面温度，内気温ならびに外気温の間には，最高温度起時におくれは全くみられない（第4.50，4.51図）．

内外気温差（$_iT-{}_oT$）は最高気温時において約10°Cとなっており，各要素・パラメータ（$_iS, R, {}_ih, {}_oh$）を同一条件とした定常モデルによる値とくらべるとかなり小さい．この差異は地中熱交換量のとり扱いに起因しているようである（定常モデルでは$_iB=0.2{}_iS$が仮定されている）．

Model K3.3　このモデルによってえられた温度分布は，さきに説明したModel K2.2による結果に近い．貯熱比は0.33となっている．純放射の最高フラックス$_iS$=0.46 ly/minに対して，内気温の最高値は約32°C，内外気温差は10°Cとなっている（第4.52，4.53図）．

床面温度と内気温の差は約最大３°C となっており昼間の値としては過小な温度差といえる．13時ごろの$_iL/_iS$比は0.39となっており，Model K3.2 の場合のそれにくらべて約10%大きくなっている．上述のように拡散係数の増加にともなって，貯熱比は減少し顕熱伝達量は増すが，最高温度時における内外気温差にはほとんど変化はみられない．

上述の５種のK一分布モデルについてえられた数値計算結果を総合して考察すると，拡散係数の実際の分布形は，Model K3.nのような２次曲線散に近いのではないかと推定されるが，そのオーダーはModel K3.3より小さいのではないかと考えられる．

実際のハウスを対象とした実測資料がまだ報告されていないので，これらの推定が妥当であるかどうか現状では判定できない．今後実験的に検証する必要がある．

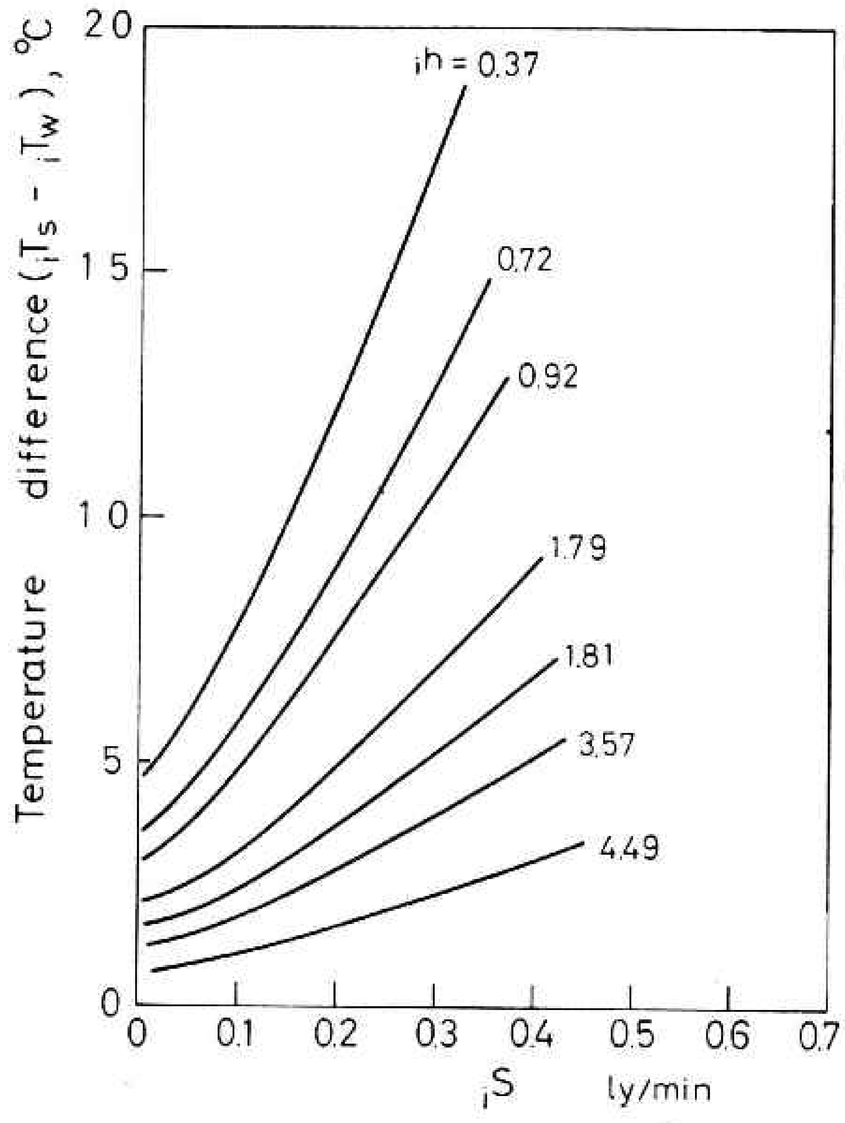

Fig. 4.54　Dependence of temperature difference ($_tT_S - _tT_W$) on sensible heat transfer coefficient at inner surface of the glasshouse $_ih$ and on net radiation $_iS$.

（6）熱交換パラメータの影響

定常モデルによってえられた結果から示したように，床面と内壁面間の温度差は，純放射量の大小に影響されると同時に，各能動面での熱伝達を規定する熱伝達係数によっても影響をうける．第4.54図は，床面と内壁面間の平均的交換速度$_i\bar{D}$を基礎とした$_ih$をパラメータとして，純放射量の変化にともなう床面一内壁面間の温度差の変化の関係を示したものである．

$_ih$が小さいということは，床面と内壁面での熱伝達抵抗が大きいということを意味する．したがって$_ih$<1×10^{-4} ly/sec℃の場合には，とくに床面温度が大幅に上昇し（$_iT_s-_iT_w$）は純放射量$_iS$=0.3 ly/minの条件下で12℃以上となっている．しかし昼間において，実際にこのように小さい$_ih$が存在しているかどうかは明らかでない．

定常モデルでしばしば使用した$_ih=2\times10^{-4}$ ly/sec℃では，$_iS$=0.4 ly/minのとき温度差は約５℃程度であり，$_ih$が増加するにつれて温度差は減少する．

内気層での交換速度$_iD$の増加に伴う温度差（$_iT_s-_iT_w$）の減少を，種々のK一分布モデルからえられた平均的交換速度$_i\bar{D}$をもちいてあらわしたのが第4.55図である．これからわかるように，$_i\bar{D}$<0.4 cm/secの範囲では，温度差の変化度が大きく，0.4 cm/sec以上では比較的ゆるやかに温度差は減少している．

これらの関係は，測定可能な温度差（$_iT_s-_iT_w$），ハウス内での純放射量$_iS$などから内部での熱交換パラメータについての情報がえられることを示唆している．

第4章総括

ハウス内気温予測について，熱収支を基礎とした解析的方法，無換気定常モデル，換気定常モデル，無換気非定常モデルの導入による数値実験的研究をおこなった．

第１節では，熱収支法を基礎としたハウス内気温日変化の解析解をもとめた．内気温の日変化を一階線型

常微分方程式であらわし，これに熱収支構成要素から成る境界条件，ならびに初期条件を入れて日変化に関する式 (4.5)をえた．この式による解と実測値の比較が第4.1 図に示されている．床面の状態が複雑であったガラス室の場合には両者の一致はよくないが，ビニールハウス（裸地床面）の場合には両者はかなりよく一致した．

この方式による解析にあたっては，顕熱伝達係数に関するより詳細なデータが必要である．(4.5)式による推定値の実測値に対する適合度は，基本式（4.3）に含まれている項Aの日変化をあらわす式の近似度にかなり影響されるところが大きい．

第2節では，熱収支法を基礎とした無換気定常モデルを，電子計算機によるねらいうち法によって解き，夜間および昼間のハウス内気温成立について検討した．この方法は床面，内壁面，外壁面での温度および各面での熱フラックスを直接求める点に特徴をもっている．

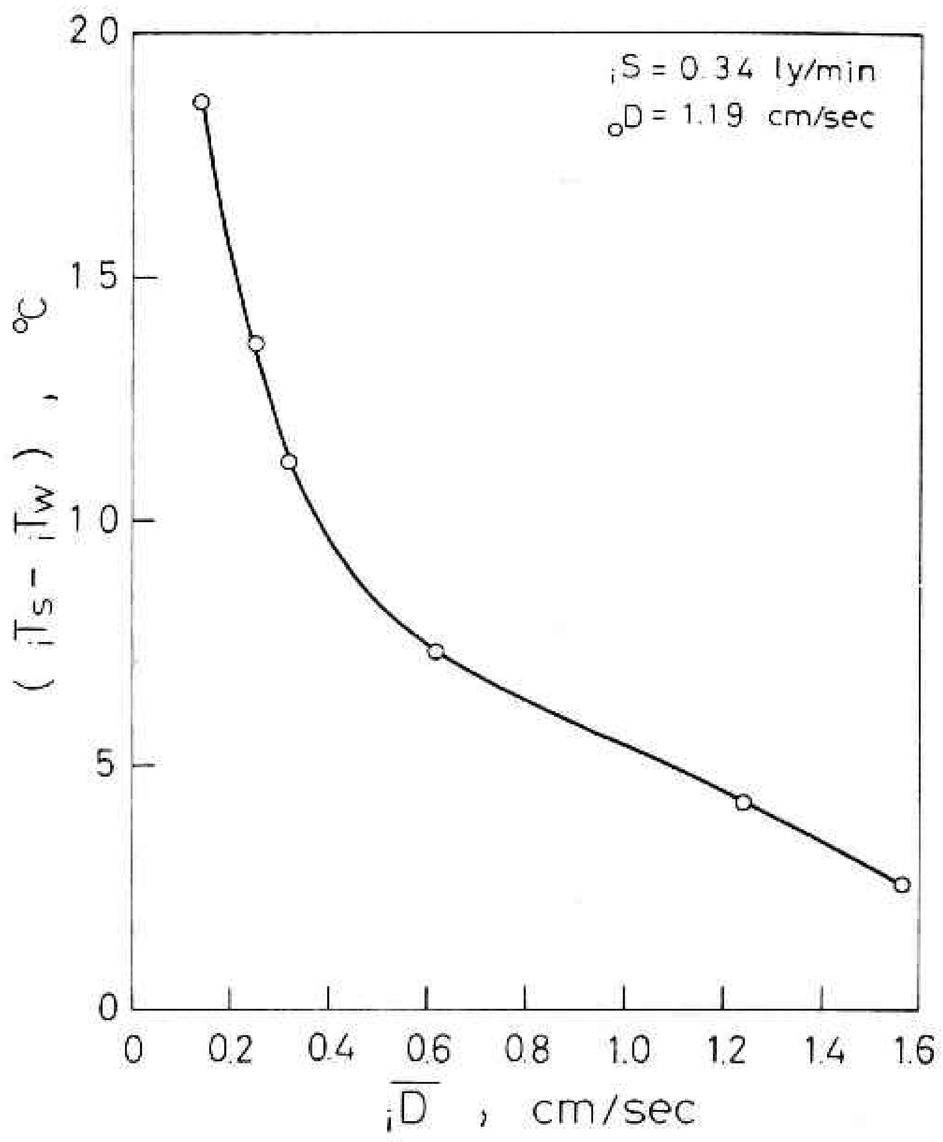

Fig. 4.55 Dependence of temperature difference $(_iT_S - _iT_W)$ on exchange speed $_i\bar{D}$ in the air layer between inner surface of wall and floor surface.

夜間の場合，壁温は地中熱交換量$_iB$と外壁面での有効長波放射量$_oF$の大小関係に支配され，$_iB > {}_oF$ならば壁温が外気温より高く，$_iB < {}_oF$ならば壁温は外気温より低い．夜間における外壁面熱伝達係数$_oh$は(4.23) 式であらわすことができ，これは$_oh$の実験的決定に利用できる．

外壁面温度と外気温がひとしく，ハウス内部から貫流してきた熱が，外壁面での有効長波放射のみによって伝達される臨界条件C_1は，ハウスの保温比のみの関数であらわされ（4.24），$R=0.6$においてC_1は0.769である．

床面温度と内壁面温度の差は（4.25）式であらわされ，これは地中熱交換量$_iB$と保温比Rの増加に比例して大きくなり，内壁面熱伝達係数$_ih$の増加につれて減少する．内壁面熱伝達係数$_ih$は（4.26）式であらわされる．これは$_oh$の場合と同様，観測データによる$_ih$の推定に利用できる．

内外気温差逆転の臨界条件C_2は（4.28）式であらわされ，これには保温比のほかに各熱交換パラメータが関係している．この臨界値以下では内気温は外気温より低くなる．

ここで提案した方法による計算値（ΔT_1）と内島（1967)(ΔT_2)，三原（1969)(ΔT_3）の理論式による結果との比較をおこなったが，ΔT_1はΔT_2およびΔT_3とあまり一致せず，他の2法にくらべて小さい値をえた．このくいちがいの原因の一つは，熱源強度を与える$_iB$の顕熱フラックスへの配分に熱伝達抵抗を考慮したことにあると考えられる．

ハウス内外面での熱伝達の特徴におよぼす熱交換パラメータ，熱源強度，保温比の影響について数値実験的に検討した．

昼間における密閉ハウスの温度成立について，同じモデルによる数値実験的研究をおこなった．床面温度はハウス内の純放射強度ならびに湿潤度と密接に関係しており，同一純放射量条件（$_iS=0.36$ ly/min)での湿潤度による差異は10℃に達している．内・外壁面における熱伝達の特徴を数値実験的に検討した．

昼間における内外気温差ΔTと保温比Rならびに純放射量$_iS$との関係図をあきらかにした（第4.17図）．ΔTは内部の湿潤度によってことなり，$_iS=0.6$ ly/min のとき13℃（湿潤）と22℃（乾燥）である．内外気温差におよぼす$_ih$の影響は比較的小さい．

外壁面熱伝達係数$_oh$が小さい範囲（3×10^{-4} ly/sec℃ 以下） では，とくに$_oh$の差異によるΔTの変化量は大きく，6×10^{-4} ly/sec℃以上では$_oh$によるΔTの差異は小さい（第4.20図）．内外気温差には保温比が密

接に関係しており，${}_oh=3\times10^{-4}$ ly/sec℃のとき，$R=1.0$と$R=0.2$では約20℃の差異がみられる．床面と内壁面との温度差は${}_ih$と湿潤度に密接に関係し，${}_ih$が大きいほど，また床面が湿潤であるほど温度差は小さくなる．

第3節では換気を考慮した定常モデルによる数値実験的研究をおこなった．換気率Nの大小は床面温度にもっとも大きな影響を与え，Nの増加とともに床面ー内壁面間温度差は急激に減少する．

内外気温差と換気率の関係について数値計算をおこなった（第4.26図）．Nの増加にともなう温度差の減少度は$N<30$では大きいが，Nの増加とともに温度差の減少は次第に小さくなり，換気による温度低下効率は悪くなる．

Businger（1963），内島（1964），高倉ら（1968），三原（1969）の提案した式との比較をおこなった．換気率Nが20以上では，5方法による結果はよく一致した．しかし$N<20$では，このモデルによる推定値は他の4方法による結果に比較して小さい．このくいちがいの原因は十分明らかでないが，無換気モデルの場合と同様に，このモデルでは床面での顕熱フラックスへの配分に熱伝達抵抗が考慮されていることが一つの原因と思われる．

第4節では，土壌層，ハウス内気層，ガラス層，外気層の4層に対する，一次元非定常熱拡散方程式の差分法による解から，各層の温度分布を求める数値実験をおこなった．しかしこの通常の差分法による解法では（4.55）式の安定条件がきびしく関係するため，時間格子間隔を小さくとる必要があり，したがって長時間の演算が必要なことがわかった．そこでここでは夜間における各要素間の定性的な関係を明らかにすることにとどめた．

夜間における拡散係数$K(z)$の分布形としては，漸増型あるいはそれに近い分布が実際の場合に近いのではないかと考えられる．また$K(z)$の最大値は200～400 cm²/secと推定された．これらについては実験的検証が必要である．

床面および内壁面近くでの$K(z)$の大きさは，温度分布形ならびにその絶対値の大きさに関係しており，床面付近での$K(z)$が大きいと内気層の温度は上昇する．外壁面上の風速の関数として与えられる外部の拡散係数は，外気と外壁面間の顕熱伝達を規定するもので，有効長波放射が大きい条件下では，外壁面の放射熱損失を補償している．

第5節では，前節と同じモデルをマトリックスをもちいて解くことを試みた．この方法では時間格子間隔を比較的大きくとることができるので，内気温の昼間変化解析をおこなった．

拡散係数の分布形としては，漸増型（K1），一定値型（K2），2次曲線型（K3）の3種とし，K(z)の最大値を200，500，1000 cm²/secとすることによって計9種のモデルを考えた．このうち5種のモデルについて昼間気温変化の計算をおこなった．

計算値と昼間における内気温分布ならびに熱収支に関する実測値との比較から，拡散係数分布の形としては（K 3）型が実際のそれに近いのではないかと考えられる．またK (z) の最大値の大きさとしては500～1000 cm²/secの範囲にあると推定した．これらについては実測による検証が必要である．

非定常モデルによる内気温成立の解析のもっとも大きな特徴は，床面に与えられる純放射量の地中熱交換量，顕・潜熱交換量，長波放射熱交換量への配分を，各層における温度分布ならびに熱交換パラメータと関連づけて行なうことができること，および内部気温と各熱収支項の時間的変化を明らかにできることである．

第5章　ハウス内の温度環境制御に関する熱収支気候学的研究

温度環境の制御は熱エネルギーの移動からみて二つに区分される．すなわち一つは，ハウス建設本来の目的である作物生育上の最適温度条件を確保するための，熱エネルギーの補給——暖房である．他の一つは，とくに夏季にみられる作物生育に障害となる過高温条件を，より適当な温度条件にするための，熱エネルギーのしゃ断・搬出——冷房である．

暖房についてはBusinger（1963）にみられるように，pipe heating systemにおけるパイプの熱伝達係数と管径，パイプ温度と気温の差などとの関係について明らかにされており，convective heating systemとradiative heating systemとの比較もおこなわれている．わが国で広く使用されている温風暖房については板木（1968）の報告があるが，これらの暖房機器の加熱機能（放射・対流・伝導）についての系統的研究はみあたらないようである．

暖房設計上の基礎となる熱負荷量の決定については，第1章でものべたように川勝（1962），内島（1969）の研究がある．内島（1969）は時間を単位とした，一種の積算温度であるデグリーアワーで暖房負荷量をあらわし，これを設定温度T_cと外気の最低温度T_{min}をもちいて，つぎの式で決定できることを報告している．

$$D_h=5.9(T_c-T_{min})^{1.22} \qquad \text{(degree-hours)}.$$

冷房については，ハウスのもつ冷房負荷量が非常に大きい（大面積，大容積，太陽放射の透過性）ため，冷凍機の導入による温度制御は，経済性の観点から現状では不可能である．これまで研究され実用に移されてきたのは，空気に水分供給をおこなうことによって蒸発潜熱をうばい，相当熱量分だけ内部気温を低下させる気化冷却方式で，パットアンドファン法，噴霧冷却法などがある．

その他広義の冷房法としては，太陽放射の透入を抑制するしゃ光法（白色ペンキ塗布，しゃ光幕による被覆），強制換気法，冷水掛流し法，地一気熱交換法などがある．

噴霧冷却方式によるガラス室の冷房設計について，矢吹（1964）の報告がある．この場合の冷房負荷量Q_cはつぎのようにあらわされている．

$$Q_c=A_f\times\frac{1}{2}({}_oS) \qquad \text{kcal/ min.}$$

ここで　A_f：床面積　m^2；　${}_oS$：外壁面上の純放射量kcal/m^2·min.

中川（1967）はパット・アンド・ファン方式によるガラス室冷房に関する実験から，冷房効果は4～5℃であるが，冷却効率は各地の気候条件によってかなり地理的に変化することを報告している．

本章では冷房関係に焦点をしぼり，第4章第2，第3節でえられた内部気温予測法にもとづき，まず第1節においては内部気温の可能上昇度についての気候学的計算結果について説明する．

第2節では，冷房負荷量としてのデグリーアワーの農業気候学的推定法について述べる．

第3節では，しゃ光法，強制換気法，冷水掛流し法，気化冷却法，地一気熱交換法などの各種温度制御法の，わが国の気候条件下における効果についての比較研究がおこなわれる．

第1節　可能上昇温度の推定

密閉されたハウス内の気温が，与えられた気候条件のもとで何度に達するかということは，ハウスの周年利用を目的とする夏季の気温制御を考える上での基礎資料となるものである．

前章までの説明からわかるように，昼間における気温成立にもっとも大きな影響を与えているのは，床面の純放射量である．可能上昇温度を推定するには，まず純放射量を決定しなければならない．しかし残念ながら，わが国の気候資料では日射量に関するデータがきわめて不十分である．そこで日射量，純放射量について均質な資料をうるため，Berliand(1960）に示されている完全晴天時の全短波放射の理論値を基礎とし，与えられた雲量条件下での到達全短波放射量はつぎの気候学的関係式によって決定した（Budyko, 1956）．

$${}_oR_s=R_0(1-0.37n-0.38n^2).$$

ここで　R_s：雲量nのときの到達全短波放射量；R：完全晴天時の到達全短波放射量；n：平均雲量0～1.0．平均雲量が0.76のとき，雲量による修正係数は0.50，つまり${}_oR_s$は完全晴天時の全短波放射量の半分となる．

（1）床面純放射量

第2章第3節において説明したように，床面上の純放射量${}_iS$はつぎのようにあらわされる．

$$ {}_iS = {}_iR_s(1-a) - 4\sigma T^3({}_iT_s - {}_iT_w) \qquad (5.1) $$

ここで　${}_iR_s = {}_oR_s \cdot t_m$，床面での全短波放射量；$a$：床面のアルベド　0～1.0；$t_m$：被覆材の透過率　0～1.0；${}_iT_s$：床面温度　°K；${}_iT_w$：内壁面温度　°K；$T$：内気温　°K，$= {}_iT + 273$　℃；σ：ステファンボルツマン定数．

ハウス内での純放射量を決定するには，平均雲量を考慮した${}_oR_s$の値をもちい，さらに透過率（$t_m = 0.6$～0.65）を考慮する必要がある．

第4章で説明した“ねらいうち法”によってハウス内最高気温を決定しようとする場合には，昼間における純放射量の最高フラックスを，あらかじめ決定しなければならない．それは第2章第2節で示したように，日射量の日変化曲線が，単純な正弦曲線で近似されるという仮定をおくことによって，つぎのようにして求められる．

$$ \sum_{day} {}_oR_s = R'_f \int_o^{\tau} \sin\ \omega t\ dt, $$

$$ R'_f = \frac{\pi}{2\tau} \sum_{day} {}_oR_s \quad ly/sec. \qquad (5.2) $$

ここで　$\sum {}_oR_s$：日合計日射量　ly/day；τ：日照時間　sec；$\omega = \pi/\tau$：時角　rad/sec；R'_f：全短波放射最高フラックス ly/sec.

このR'_fを基礎にして，内部床面上の純放射最高フラックスが決定された．

（2）内部気温の気候学的計算

第4章第4·17図に示されている，内外気温差と純放射量との関係から，通常のハウスがもっている保温比0.6，風速約3.5 m/secに対応する${}_oh = 4 \times 10^{-4}$ ly/sec℃，また${}_ih = 2 \times 10^{-4}$ ly/sec℃　の諸条件のときの関係直線をとり出すと，それはつぎのように近似される．

$$ {}_iT = {}_oT + 23.0 \times {}_iS - 1.2 \quad ℃, \quad (wet) \qquad (5.3) $$

$$ {}_iT = {}_oT + 38.8 \times {}_iS - 1.5 \quad ℃. \quad (dry) \qquad (5.4) $$

ここで　${}_oT$：外気温　℃；${}_iS$：純放射量　ly/min．

両式からわかるように，床面が湿潤な場合の内気温は${}_iS = 0.5$ ly/minのとき乾燥条件下のそれにくらべて約8℃低い．このような温度の差異は，次節で説明されるデグリーアワーに大きく影響する．

内部気温の推定にもちいた気候資料はつぎのようである．

日最高気温の月平均値の累年統計資料，

月平均雲量の平年値（1931－1960），

日照時数の平年値（1931－1960），

計算個所数40地点．

（3）ハウス内最高気温の年変化

ハウス内最高気温は，外気の最高気温をベースとしてそれに純放射量による気温上昇値が付加される．したがってごく大ざっぱに考えて，純放射強度が近似的にひとしいと仮定すると，ハウス最高気温の地域的差異は外気の最高気温の地域的差異そのものとなる．しかし純放射強度も一つの気候資源量であり地域的な差異がみられるのでそれを考慮に入れなければならない．

第5·1図は湿潤条件下のハウス内最高気温の年変化を地域別にまとめて示したものである．図中（a）の記号で示されているのは，（5·2）式による放射の最高フラックス決定に際して，周期τに実測日照時数をもちいて決定した純放射量を基礎とした場合であり，（b）の記号で示されているのは可照時数をもちいた場合である．

これによれば，北海道および東北と関東・北陸以西の各地方との間には，年変化する内気温の絶対値にかなりの差異がみられる．すなわち，北海道では関東以西の各地と比較して約10℃低く経過している．これらの図から全国各地におけるハウス内最高気温が，30℃をこえる期間についての情報を得ることができる．関東以西の各地において，ハウス内最高気温の月平均値が30℃をこえるのは大体3月から11月の間とみること

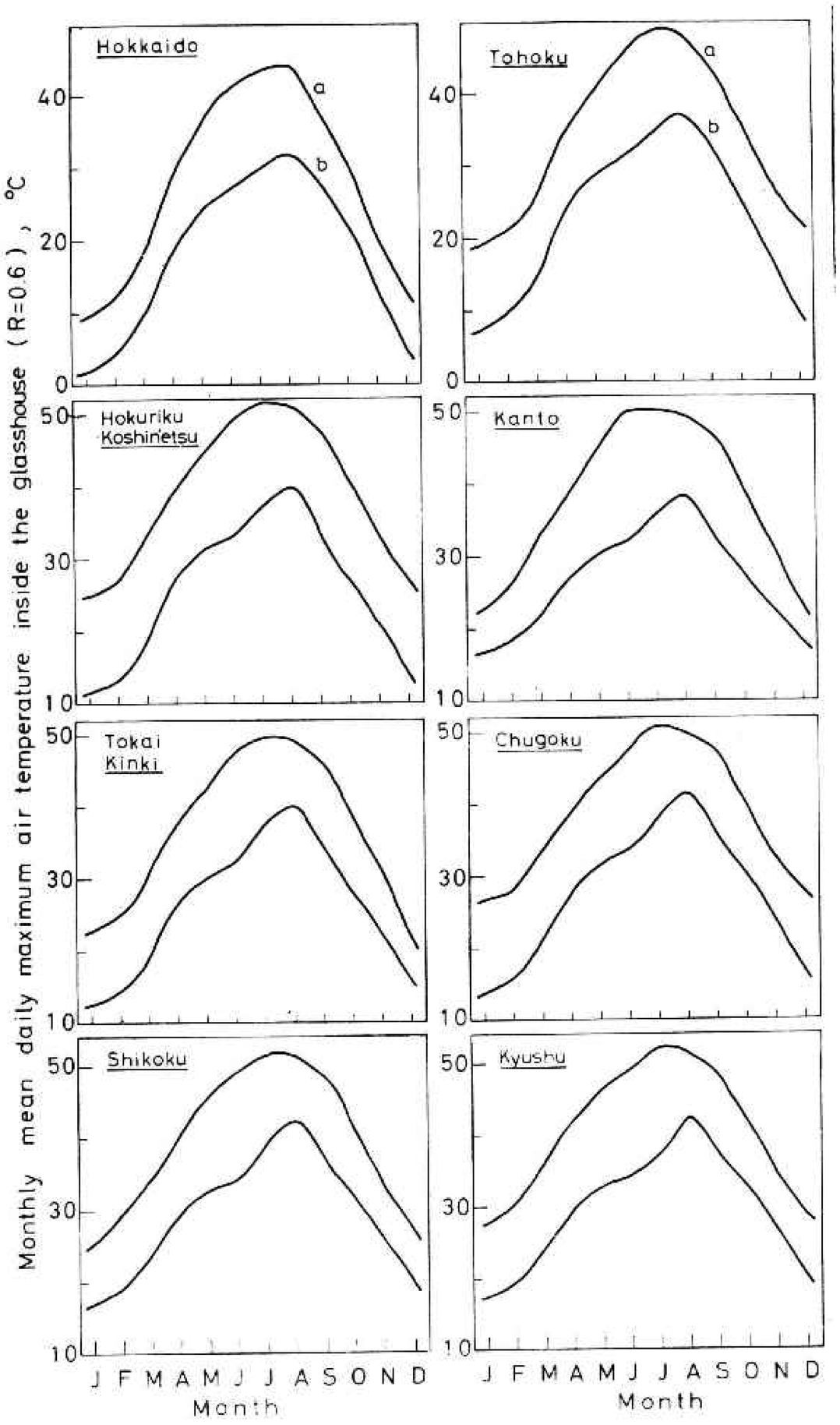

Fig 5.1 Seasonal variation of monthly mean daily maximum air temperature inside the glasshouse in wet condition.
a: observed sunshine duration is used for estimating of the daily maximum flux of net radiation,
b: possible sunshine duration is used for estimating of the daily maximum flux of net radiation (see Eq. (5.2)).

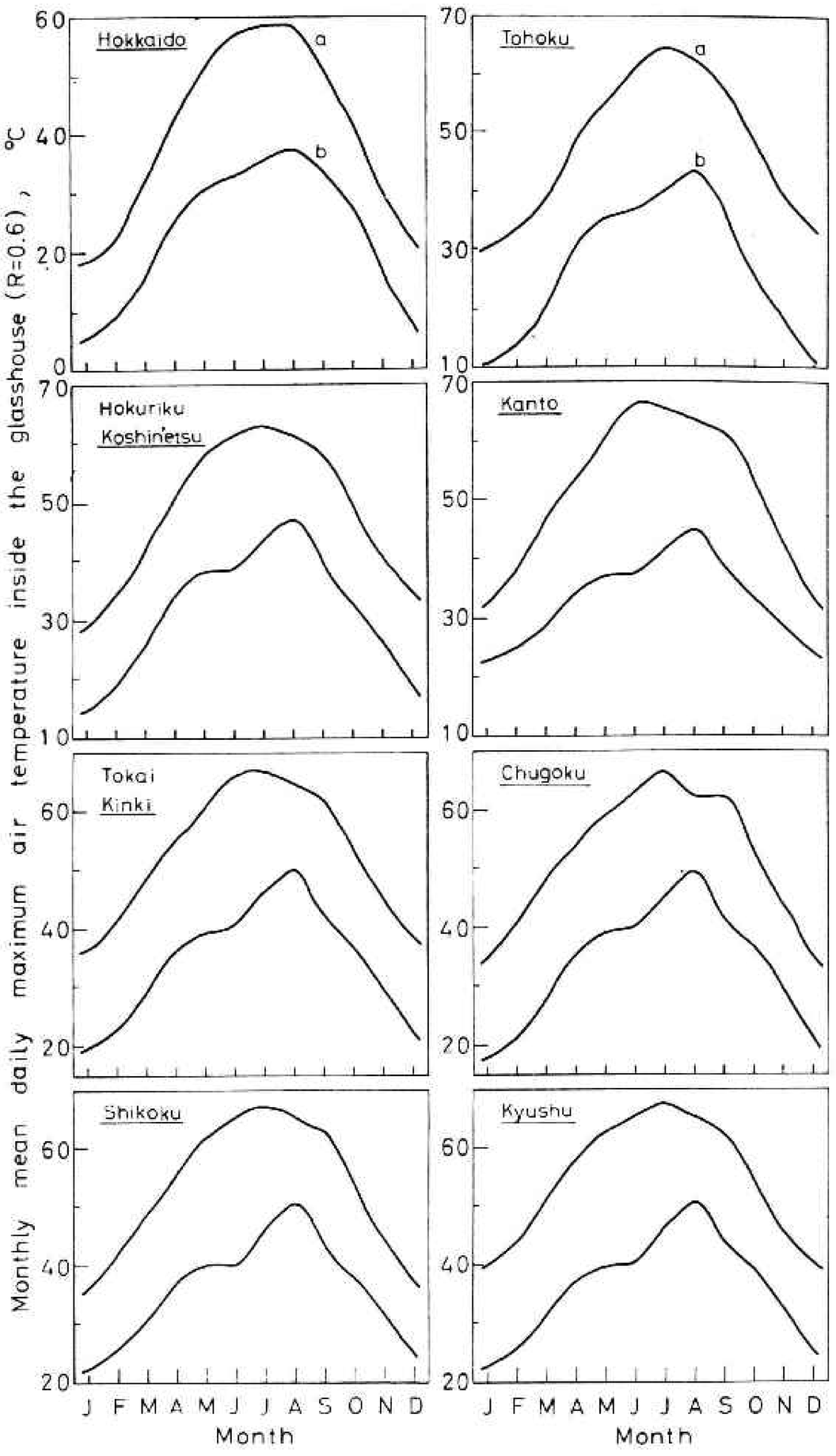

Fig. 5.2 Seasonal variation of monthly mean daily maximum air temperature inside the glasshouse in dry condition.

ができる．北海道および東北地方では4月から10月の間であり，約2カ月短縮されている．これはあとで説明する年間積算冷房デグリーアワーの大幅な減少に結びついている．

図中 a, b の年変化曲線からわかるように，純放射量決定法の差異によって内部最高気温には約10℃のちがいがみられる．可照時数を周期としたときの値は予想される内部最高気温の低限界値とみることができ，また実測の日照時数をもちいた時の値はそれの高限界値とみなすことができる．実際の内部最高気温はこれらの値の中間の値をとる．

第5·2図に示されている乾燥条件の場合も，最高気温 ${}_iT_{max}$ の絶対値が大幅に増加しているだけで年変化の様相に大きな差異はない．乾燥条件の場合には，湿潤条件の場合よりも単位純放射量あたりの昇温度が大きく，外気温の影響が相対的に減殺される．したがって東北地方での ${}_iT_{max}$ が北陸・関東以西の各地でのそれとほとんど同様な値を示しているのが特徴的である．北海道地方の値はやはり低く，他の地方にくらべて約10℃低くなっている．

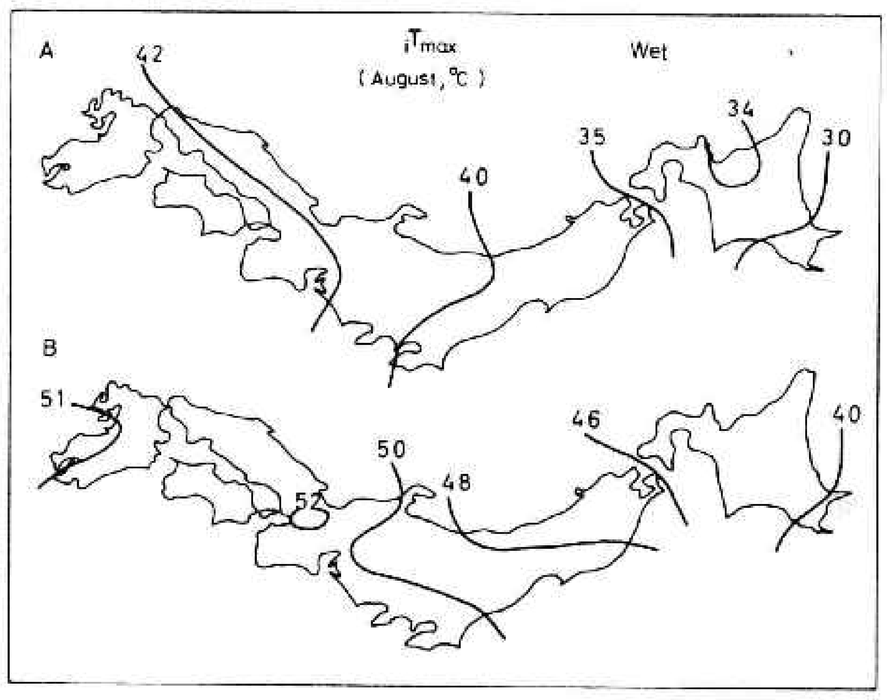

Fig. 5.3　Geographical distribution of monthly mean daily maximum air temperature inside the glasshouse in wet condition calculated from Eq. (5.3).
A: possible sunshine duration is use for estimating of net radiation (see Eq. 5.2);
B: observed sunshine duration is used for estimating of net radiation.
A and *B* in Figs. 5.6, 5.7, 5.8, 5.9, 5.10, and 5.11 denote the method for estimating of net radiation as explained in Fig. 5.3.

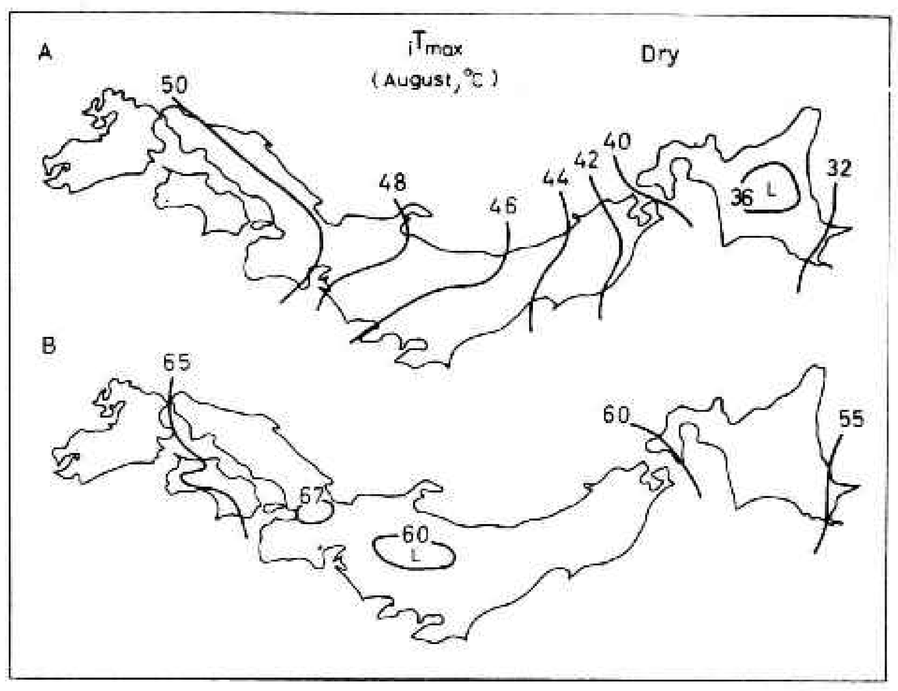

Fig. 5.4　Geographical distribution of monthly mean daily maximum air temperature inside the glasshouse in dry condition calculated from Eq. (5.4).

乾燥条件下における冷房デグリーアワーは非常に大きいことが予想される．東北以西では、年間を通じて内部最高気温が30℃以上となっている（aの場合）が，冬季間の値はやや過大評価されているように思われる。

（4）ハウス内最高気温の地理的分布

前項の図で示したように年間の最高気温は7月～8月にあらわれる．8月を例にとり，内部最高気温の累年平均値の地理的分布を示したのが第5.3, 5.4図である．各図の中で上段に示されている記号Aの分布図は，純放射量の決定にあたって可照時数を基礎としたものであり，Bの分布図は実測の日照時数を基礎としたものである．

床面湿潤の場合　上段の可照時数をもちいた場合には，内部最高気温は北海道東部の約30℃，西部の約34℃，東北地方の約36℃，関東地方の約38℃，東海・北陸・中部地方の一部・山陰地方の40～42℃，近畿・瀬戸内・四国・九州地方の42～43℃に一応区分することができる．

実測日照時数による場合には，北海道において40～46℃，東北地方で46～48℃，北関東・北陸地方で48～50℃，その他の地方は50～52℃の範囲にあり，京都・大阪・松山・福岡などで局地的に高い内部気温をもつ地域がある．盛夏季における床面が湿潤な場合の密閉ハウス気象観測データがないため，上述の値と比較することができないが，第3章で説明したビニールハウスの観測データなどから推定すると，内部最高気温は後者の実測日照時数による場合の値に近いようである．

床面乾燥の場合　第5．4図上段に示されているように，可照時数をもちいた場合の，内部最高気温$_iT_{max}$は，北海道東部の32℃から南日本地域の約50℃まで約20℃近い開きがある．北海道は全域ともに40℃以下であり，東北地方は40～45℃の間にあることがわかる．

関東地方も大体45℃程度であり，東海・北陸地方は46～48℃となっている．富山以西の山陰側と中部地方は48～50℃であり，近畿・瀬戸内・四国・九州は50℃よりわずかに高い値となっている．同一方法で決定された前述の床面が湿潤の場合の値と比較すると，これらの値は平均して約12%大きい．

第5.4図下段に示されている実測日照時数による場合の$_iT_{max}$は，55～65℃の間にあり北日本と南日本とで約10℃の差がある．この差は前述の床面が湿潤の場合とほとんど同じである．全国的にみて北日本における地域的変化量が大きい．床面が湿潤の場合の値とくらべると，ここでえられた$_iT_{max}$は25～40%大きい．

残念ながらこれらの気候学的推定値と比較できる観測資料はえられていない．

第2節　冷房負荷の決定

昼間において冷房が必要となるような場合には，外壁面温度${}_oT_w$は外気温${}_oT$より高く，熱はハウス内から外気へ向かって流れる．これは内島(1968)が指摘した温室伝熱過程の第1過程に相当しており，熱収支はつぎのようにあらわされている：

$$C_\rho \rho V_c \frac{d_i T}{dt} = A_f ({}_iS - {}_iB) - A_w (h_t + h_{ad})({}_iT - {}_oT) - A_w f \cdot {}_oF. \qquad (5.5)$$

ここで　C_ρ：空気の比熱cal / g℃；f：空気の密度　g / cm³；V_c：ハウス容積　cm³；　A_f，A_w：床面積，壁面積，cm²；　${}_iT$，${}_oT$：内気温，外気温　℃；${}_iS$：床面純放射量　ly / sec；${}_iB$：地中熱交換量　ly / sec；

h_t：総括熱伝達係数　ly / sec℃；　h_{ad}：換気熱伝達係数　ly / sec℃；　f：ハウスの形態係数；　${}_oF$：外部の水平面有効放射量　ly / sec.

（5.5）式左辺はハウス内の気温変化熱量を，右辺第1項は床面での顕熱交換量（ここではすべて顕熱交換と仮定する）を，第2項は壁面を貫流する熱量と換気にともなう熱交換量の和を，第3項は外壁面上での有効放射による放出熱量をあらわしている．

ハウスの冷房は，内部気温を目標とする設定温度T_cに維持することが目的である．したがって(5.5)式左辺の気温変化熱量は零とおくことができる．それでこの場合のハウスの熱収支式はつぎのように表わすことができる（ここでは${}_iT = T_c$とおきかえられる）．

$$A_f ({}_iS - {}_iB - q_c) = A_w H_T (T_c - {}_oT). \qquad (5.6)$$

ここで　q_c：冷房によって搬出すべき熱量　ly / sec；H_T：ハウスの単位壁面あたり放熱をあらわす係数でつぎのようにあらわされる．

$$H_T = \left\{ (h_t + h_{ad}) + \frac{h_t}{{}_oh} \frac{f \cdot {}_oF}{(T_c - {}_oT)} \right\}.$$

上述の関係から単位床面積あたり搬出熱量はつぎのように表わされる：

$$q_c = ({}_iS - {}_iB) - \frac{H_T}{R}(T_c - {}_oT). \qquad (5.7)$$

ここで　R：保温比（$= A_f / A_w$）．

（5.7）式によれば，q_cには床面での顕熱交換量のほかに，設定温度T_cと外気温の差によって規定される熱量が関係している．すなわち，$T_c > {}_oT$とするときには第2項が負となるためq_cは床面での顕熱交換量以下の値となり，$T_c = {}_oT$とするときはq_cは$({}_iS - {}_iB)$の値と同じになる．また$T_c < {}_oT$，つまり設定温度を外気温より低くとるときには、外気からハウス内に流入する熱量が$({}_iS - {}_iB)$に加わることになる．

昼間における気温上昇を抑制し，設定温度T_cに維持するためにハウス外に搬出すべき熱量を単位床面積あたりについて表わすとつぎのようになる：

$$Q_c = \int_{t1}^{t_2} q_c \, dt = \int_{t1}^{t2} \left\{ ({}_iS - {}_iB) - \frac{H_T}{R}(T_c - {}_oT) \right\} dt. \qquad (5.8)$$

ハウス冷房の場合，設定温度が外気温に近くとられるため，(5.8)式の第2項は冷房負荷全体にしめる割合は小さい．(5.8)式によって冷房負荷は形式的に決定されるが，これは熱量の単位であり，ハウスの実際の気温との関連が明らかでないため時刻t_1, t_2の決定ができない．

そこでわれわれはつぎのような仮定のもとに冷房負荷決定をおこなった．すなわち，(5.8)式右辺をまとめて可能上昇気温と設定温度との差の時間積分値（デグリーアワー）の関数として冷房負荷があらわせるとした．

$$Q_c = \int_{t1}^{t2} q_c' \, dt = \frac{H_T}{R} D_h \cdot \qquad (5.9)$$

ここで

$$D_h = \int_{t1}^{t2} ({}_iT - T_c) \, dt.$$

D_h は冷房しない場合に予想されるハウス内可能上昇気温 $_iT$ と設定温度 T_c の差の時間を単位とする積分値（℃·hr）である．以下これを冷房デグリーアワーとよぶことにする．

（5. 9）式によれば，与えられた気象条件に対応する予測された内部気温がわかれば D_h の計算が可能であり，したがって Q_c の評価が一応可能である．

しかし内部気温の日変化の予測は容易でなく，このままでは D_h の気候学的推定は困難である．そこでビニールハウス，ガラス室の密閉条件下の気温観測資料を整理し，つぎのように気温の極値から冷房デグリーアワーを決定する簡便法を考案した（岩切・内島，1970）

ハウス内最高気温 $_iT_{max}$ と設定温度 T_c の差と1日あたり冷房デグリーアワーの関係が第5.5図に示されている．設定温度 T_c を20，25，30℃とかえた場合にえられた $_iT_{max}$ と D_h の間にえられた関係をまとめると，同図下段に示されているつぎの簡単な関係式がえられる：

$$D_h=(_iT_{max}-T_c)^{1.65}\ ^\circ\mathrm{C\cdot hr/day}. \quad (5.10)$$

（5.10）式からわかるように，冷房デグリーアワー D_h は内部最高気温を推定することによって容易に決定される．$_iT_{max}$ は前節のようにして気候学的に推定しうるので，D_h もこれらのデータをもちいて簡単に気候学的決定をすることができる．この計算にあたっては，$T_c=30$℃ とおいた．以下このようにして決定された冷房デグリーアワーの地理的分布特性について順次説明していくことにする．

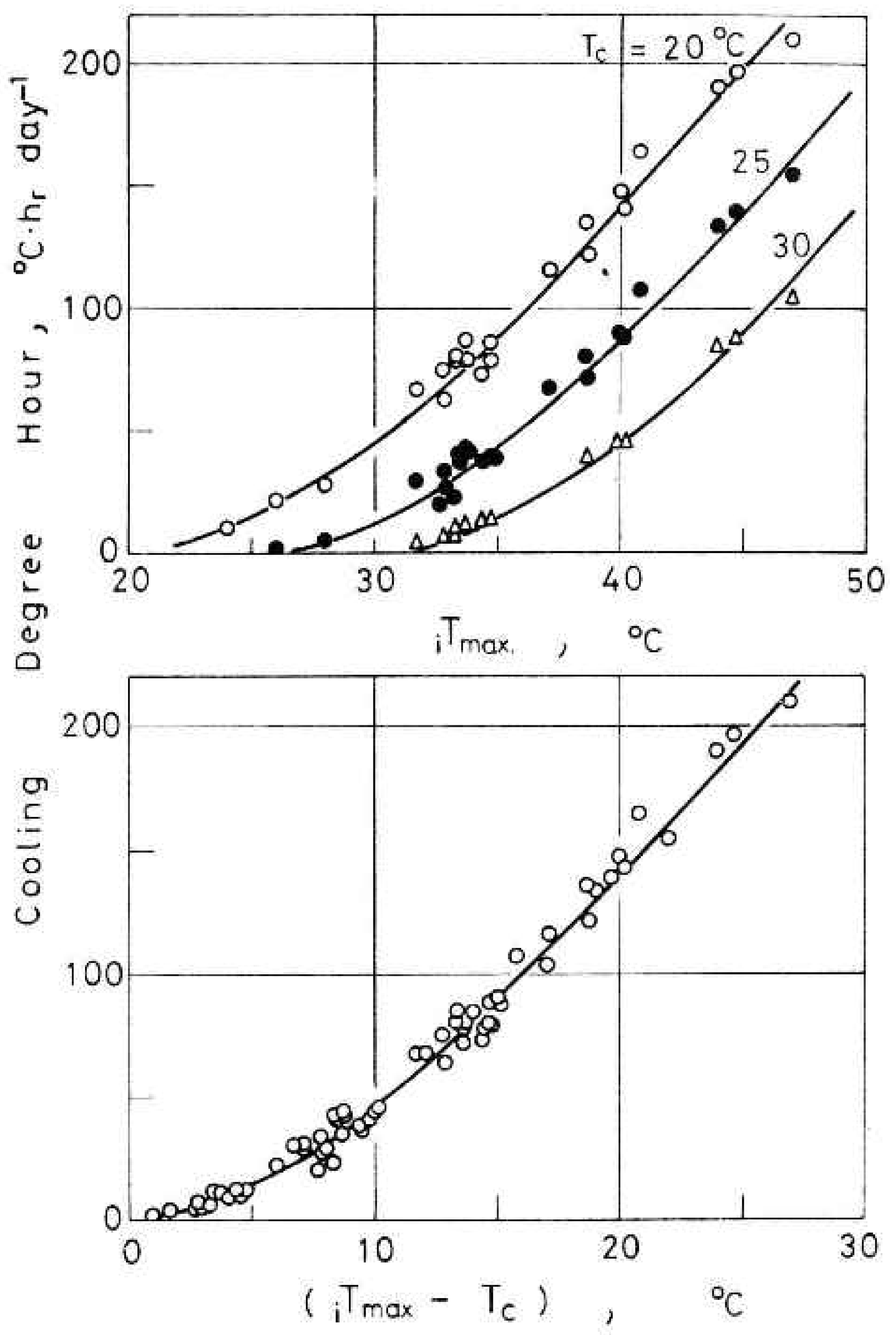

Fig. 5.5　Top: Dependence of cooling degree-hour on critical temperature T_c (20, 25, 30℃).
Bottom: Dependence of cooling degree-hour on temperature excess.

（1）年間積算デグリーアワーの累年平均値

内部最高気温 $_iT_{max}$ と設定温度 T_c の差と，グリーアワーとの間にえられた実験式（5.10）をもちいて，T_c =30°C以上のデグリーアワーの年間積算値を求めた．これから算出した累年平均値 $\langle D_h\rangle_{year}$ の地理的分布が第5.6図および第5.7図に示されている．$_iT_{max}$ が2方法で決定されているので，これに対応してデグリーアワーも二通りの値がえられている．

第5.6図は床面が湿潤の場合であり，上段には可照時数を基礎とした $\langle D_n\rangle_{year}$ が，下段には実測日照時数を基礎とした値が示されている．上段の分布図によれば，$\langle D_h\rangle_{year}$ は北海道東部の0.1k°Chr から九州南部の5k°Chr以上まで広い範囲内で変化している．これをさらに詳細にみると，北海道では 0.1～0.6，東北地方北東部で0.7～1.0，　東北地方中部では1.0～2.0，東北地方南部・北陸・関東地方では 2.0～3.0，東海および富山以西の山陰側では3.0～4.0，近畿・瀬戸内・四国・中・北部九州では4.0～5.0，南部九州では5.0 k°Chr以上となっている．

実測日照時数より算出した $_iT_{max}$ による $\langle D_h\rangle_{year}$ は5.0～25.0k°Chrの間にあり，可照時数を基礎とした前述の値にくらべて1ケタ大きい．実測日照時数による $_iT_{max}$ の推定値は実際の $_iT_{max}$ により近いと思われるので，これにより推定される $\langle D_h\rangle_{year}$ もより実際に近い冷房デラッーアワーの累年平均値とみてよいであろう．北海道では5～10k°Chr，東北地方では10～15k°Chr，山陰・北西関東の各地では15～20k°Chr，南関東・東海・近畿・山陽・四国・中・北部九州では20～25k°Chr，南九州では25k°Chr以上となっている．このようにデグリーアワーの年間積算平均値は，北日本と西日本においてかなりの差が認められる．

第5.7図は床面が完全乾燥条件の場合の，T_{max} を基礎として算出された $\langle D_h\rangle_{year}$ である．可照時数をも

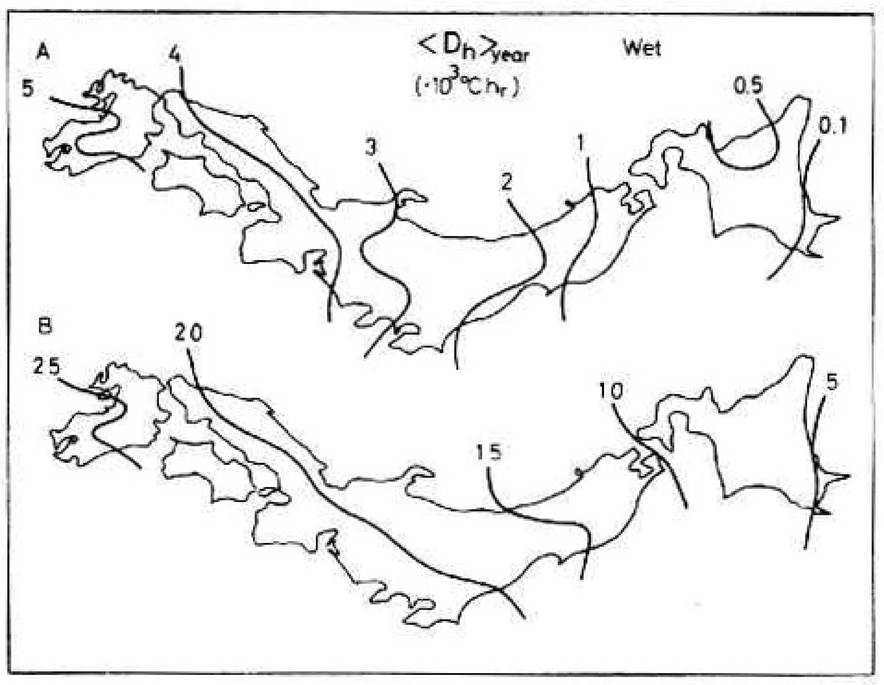

Fig. 5. 6 Geographical distribution of annual total of cooling degree-hour in wet condition inside the glasshouse.

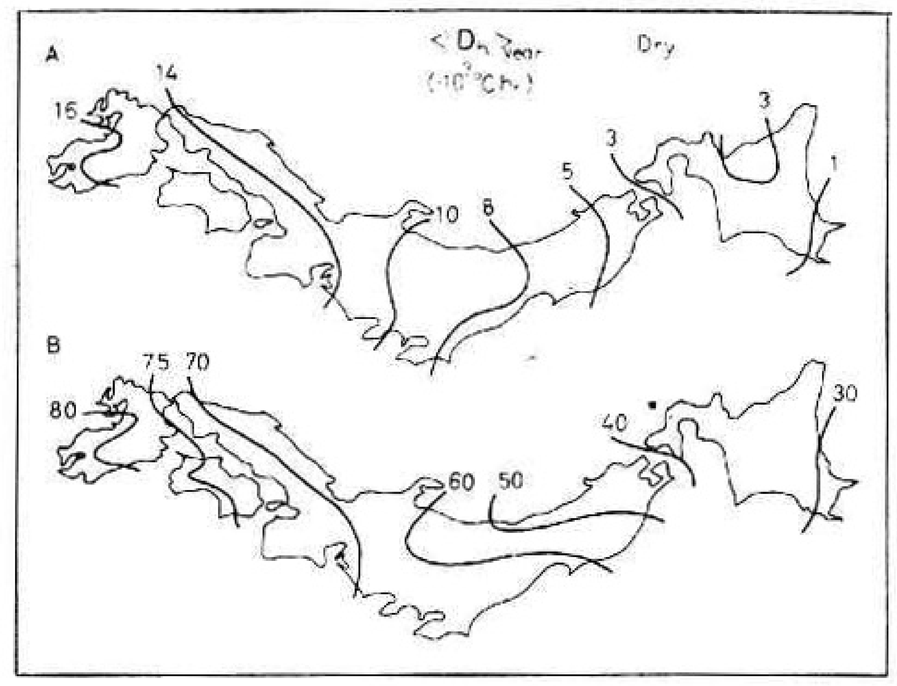

Fig. 5. 7 Geographical distribution of annual total of cooling degree-hour in dry condition.

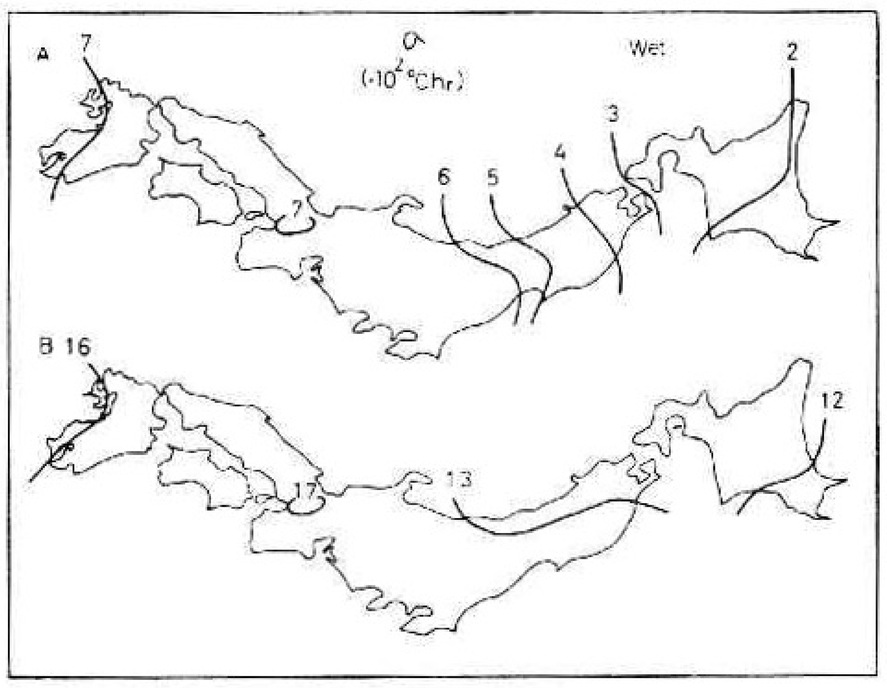

Fig. 5. 8 Standard deviation of annual total of cooling degree-hour in wet condition inside the glasshouse.

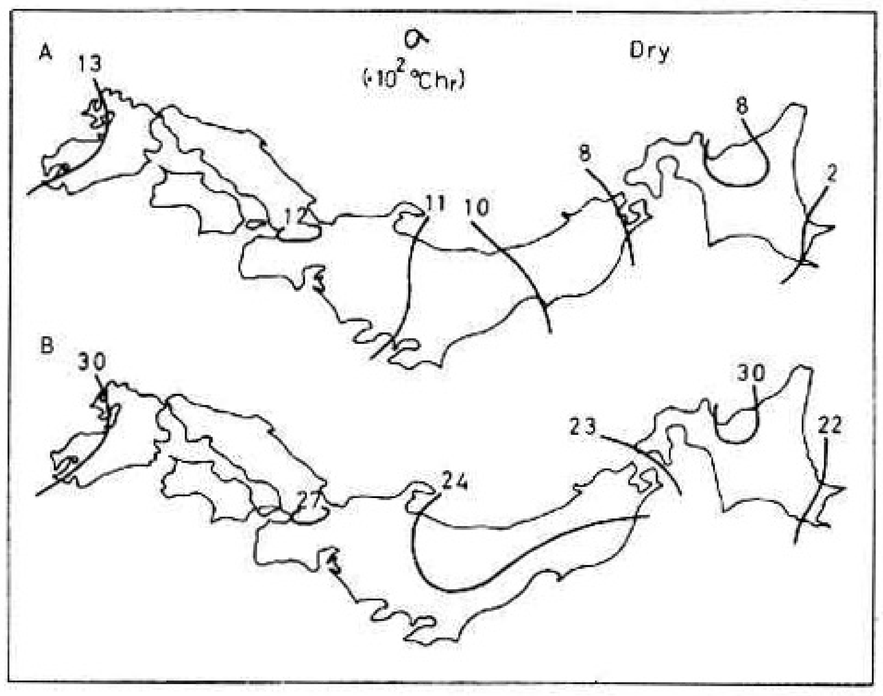

Fig. 5. 9 Standard deviation of annual total of cooling degree-hour in dry condition inside the glasshouse.

ちいた場合には，$\langle D_h \rangle_{year}$は１～16k°Chrの間に分布している．これは湿潤条件下での値の３～10倍の値である．実測日照時数による場合には年間積算量は非常に大きくなり，北海道東部の30k°Chrから九州南部での80k°Chrまで分布している．これらの値は，第5. 6図下に示されている湿潤条件下での値の３～６倍の大きさとなっている．両図の比較からわかるように，この比率は北へいくほど大きくなっている．実際のハウスにおける設定温度T_c＝30°C以上の年間積算デグリーアワーの累年平均値は，第5. 6図および第5. 7図下段に示されている値の中間にあるものと推定される．

（2）年間積算デグリーアワーの年次間変動

床面が完全湿潤の場合の累年平均値 $\langle D_h \rangle$ yearに対する年次間変動の標準偏差σ の地理的分布が第5．８図に示されている．これによれば可照時数を基礎としたときの標準偏差の値は小さく，200～700℃hrの範囲にある．顕著な地域差は北日本地域にみられ，関東以西ではほとんど地域差がみられない．

実測日照時数を基礎としたデグリーアワーの標準偏差は，前述の場合よりも数値は大きくなっているが，地域間差はさらに小さくなっている．北海道の大部分は1. ２～1. ３ k°Chrであり，同様に奥州地方もそれと同程度の値を示している．その他の地域は1. 3～1. 6 k°Chrの範囲にあり，年次間変動の明確な地域差は認められない．

乾燥条件下の場合（第5. ９図）の年次間変動は，湿潤条件下の値の約２倍の値を示している．すなわち可照時数による場合は0. ２～1. 3 k°Chr，実測日照時数による場合（下段）は2. ２～3. 0 k°Chrとなっている．

第5. ８図および第5. ９図に示されている標準偏差の値と第5. ６図および第5. ７図に示されている累年平均

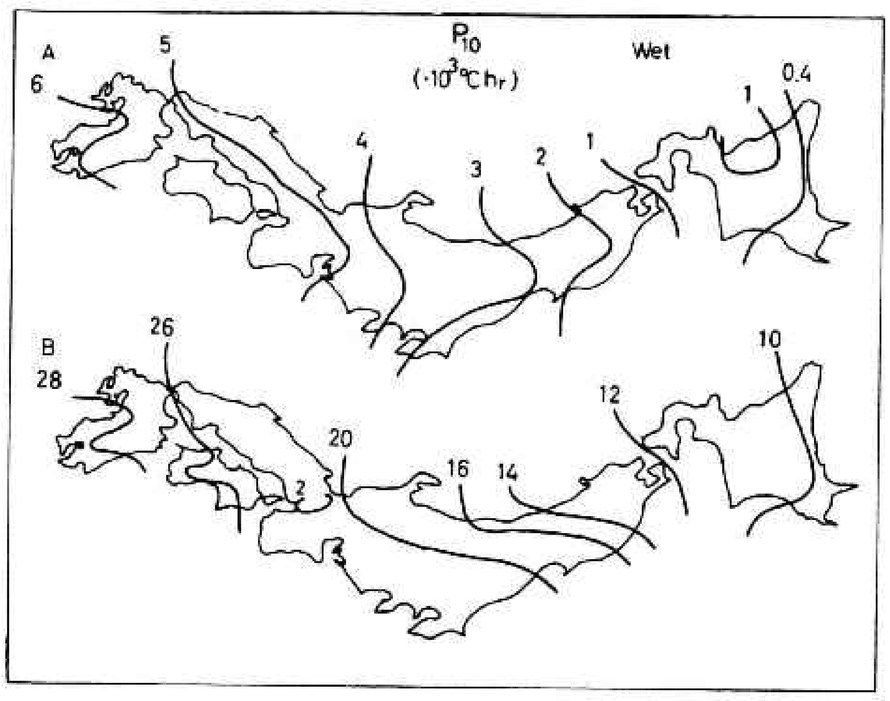

Fig. 5.10 Annual total of cooling degree-hour with return period of 10 years (in wet condition).

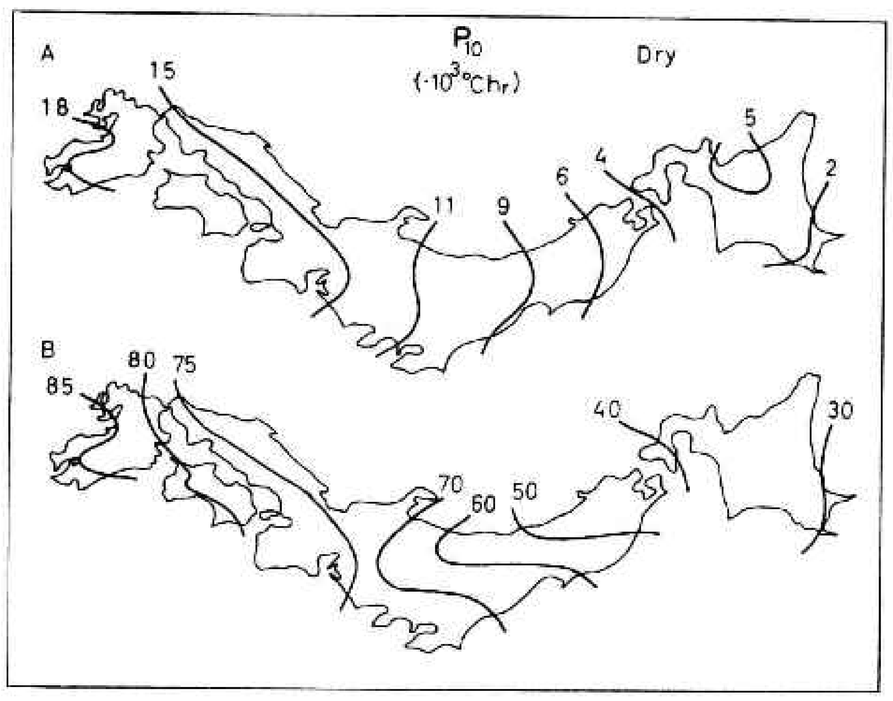

Fig. 5.11 Annual total of cooling degree-hour with return period of 10 years (in dry condition).

値とを比較してみる．湿潤条件の場合には標準偏差値の累年平均値に対する比すなわちデグリーアワーの変動係数は10%以上となっており，それは北日本において大きくなっている．

乾燥条件の場合，標準偏差の絶対値は湿潤条件下のそれより大きくなっているが，累年平均値も大きくなっているので，変動係数は10%以下となっている．北へいくほど変動係数が大きくなるのは，湿潤条件の場合と同様である．

上述のことから，冷房デグリーアワーの年間積算値の年次間変動係数として10%を見込めば十分であることがわかる．

（3）再現確率を考慮したデグリーアワー

これまでは冷房デグリーアワーの年間積算値の累年平均値とその年次間変動についてのべてきた．一般に構造物・施設の安全設計においては，予想される負荷値の平均値だけでなく，それの再現確率を考慮した値を使用することが必要である．そこでつぎに再現確率を考慮した冷房負荷量決定の基礎として，出現確率を考慮した冷房デグリーアワーの年間積算値を求めた．これの決定には，統計資料の簡便な解析法としてもちいられているつぎの方法によった：

$$P_n = \frac{N_0}{J}.$$

ここで　P_n: 再現期間；N_0: 計算資料数で，この場合資料の統計年数に相当する；J ：数値の大小の順位．

このP_nは経験的な方法による現象の再現確率を示す数値で，たとえば $P_{10}=A$は10年に1回の確率でAという量あるいは現象が再現されることを意味している．

第5.10図に床面が湿潤の場合の年間積算デグリーアワーの確率値P_{10}が示されている．上段は可照時数を基礎とした場合であり，下段は実測日照時数による場合である．可照時数を基礎とした場合，P_{10} は0.4～6 k°C hrの間にある．これをさらに詳細にみると，北海道東部では0.4k°Chr以下であり，北海道で1 k°Chr以上となるのは石狩平野と上川盆地の一帯だけである．東北地方は1～3 k°Chrの間にあり，関東の大部分および北陸地方は3～4 k°Chrと増加してきている．東海・中部・近畿の日本海側・山陰地方は4～5k°Chrにあり，南部九州以外のその他の地方は5～6 k°Chrを示している．

実測日照時数を基礎としたP_{10}はかなり大きく，10～28 k℃hr の範囲に分布している．北海道の大部分で10～12，東北地方の大部分において12～16，北陸地方で16～20，関東・東海・近畿・中国・北四国の各地方で20～26，中北部九州・南四国では26～28，南九州で28 k℃hr以上となっている．

これらの値を第5.6図に示されている累年平均値と比較してみる．P_{10}の値はとくに北海道において累年平均値より大きくなっており，その他の地方においても10～20%大きい値をとっている．

全く同様にして求められた乾燥条件下でのP_{10}の値が第5.11図に示されている．可照時数による場合（上段）は2～18 k℃hrの範囲にあり，実測日照時数による場合（下段）は，30～80 k℃hrの間に分布している．こ

れらの値を累年平均値（第5. 7図）と比較すると，可照時数を基礎とした場合のP_{10}はかなり増加しているが，実測日照時数によるP_{10}と累年平均値の間にはほとんど差異が認められない．これは各年のデグリーアワーの計算において純放射の値は毎年同一としたため，乾燥条件でのデグリーアワー計算の場合，とくに各年の気温変動の影響が減殺されたことによるものであろう．

上述の冷房デグリーアワーの年間積算値は冷房に使用される年間積算資材量の評価に利用することができる．

第3節　温度制御法とその効果

ハウス内気温の制御の基本原理は，内部気温の成立機構の考慮から，つぎのようにわけられる（内島，1964）：

（a）　ハウス内純放射量の制御，

（b）　換気量の制御，

（c）　ハウス内床面および空気の湿潤度の制御，

（d）　ハウスの構造（保温比）の変更．

ここでは昼間における冷房に限定して議論を進めていくことにする．上記4項目が実際の制御技術の中に組み入れられているわけであるが，対象が作物であるためその各々にはかなりきびしい制約が課せられる．（a）については，純放射量の低下が作物の光合成に支障をきたさないことが必要である．（b）についてはハウス内の気流速度が約50 cm / secをこえないことが要求されている．（c）については，過湿となると病害発生との関連で負要因となりやすい欠点がある．（d）については冬季の保温を主眼としてハウスが建設されることが多いことと，強度確保，管理作業の容易さなどの要求を満たす必要があることなどから，夏季の冷房のために構造を変えることは実際上かなり困難である．

上記4項目を単独あるいは組合せて実用的な制御技術が組立てられている．さきに述べたしゃ光法，換気法，気化冷却法，掛流し法，地一気熱交換法などを実際のハウスに適用して，その相互比較をおこなうことは是非必要であるが，それにはばく大な経費と労力を必要とする．そこでここでは各種制御法の数値実験的研究をおこない，それらの特徴，適用限界を明らかにすることを試みた．

（1）しゃ光法

ハウス内床面における純放射量は次式によって決定される：

$$ {}_iS = {}_oR_s \cdot t_m (1-a) - 4\sigma T^3 ({}_iT_s - {}_iT_w). \tag{5.11} $$

ここで　${}_iS$：床面での純放射量 ly/min；${}_oR_s$：屋外での水平面全短波放射量 ly/min；T_m：透過率；a：床面のアルベド；σ：ステファンボルツマン定数；${}_iT_s$：ハウス内床面温度°K；${}_iT_w$：内壁面温度°K；　T：床面と内壁面間の平均温度°K．

第2章で説明したように，昼間における純放射量決定に支配的影響力をもっているのは，被覆資材の透光特性である．太陽放射透過率を種々変えた場合に，内部気温がどのように変化するかは，無換気定常モデルあるいは換気定常モデルにおいて換気率を0とおき，透過率を種々に変化させることによって容易に知ることができる．

第5. 12図には${}_oR_s$＝12 ly/min とし，被覆材の透過率を種々変化させた場合の内外気温差の変化が，保温比Rをパラメータとして示されている．横座標には単純に透過率T_mがとられているが，同一透過率を与えた場合でも保温比のちがいによって床面温度と内壁面温度の差がことなる．したがってえられる純放射強度はRのちがいによって若干ちがってくる．図示されている保温比Rのちがいによる内外気温差の差異には，この${}_iS$のちがいによるものも含まれている．

通常のハウス構造に対応するR＝ 0.6の場合について検討してみる．${}_oR_s$＝1. 2 ly/minの値は昼間においてもかなり大きい放射強度であり，これによってえられる内外気温差は，ほぼ昼間の最高気温時に対応するとみてよい．第5. 12図左においてR＝ 0.6の線をみると，通常のハウスがもっている透過率T_m＝ 0.6 では，内外気温差は約22℃である．t_mを 0.5に低下させると内外気温差は18℃となり内部気温は4℃低下する．

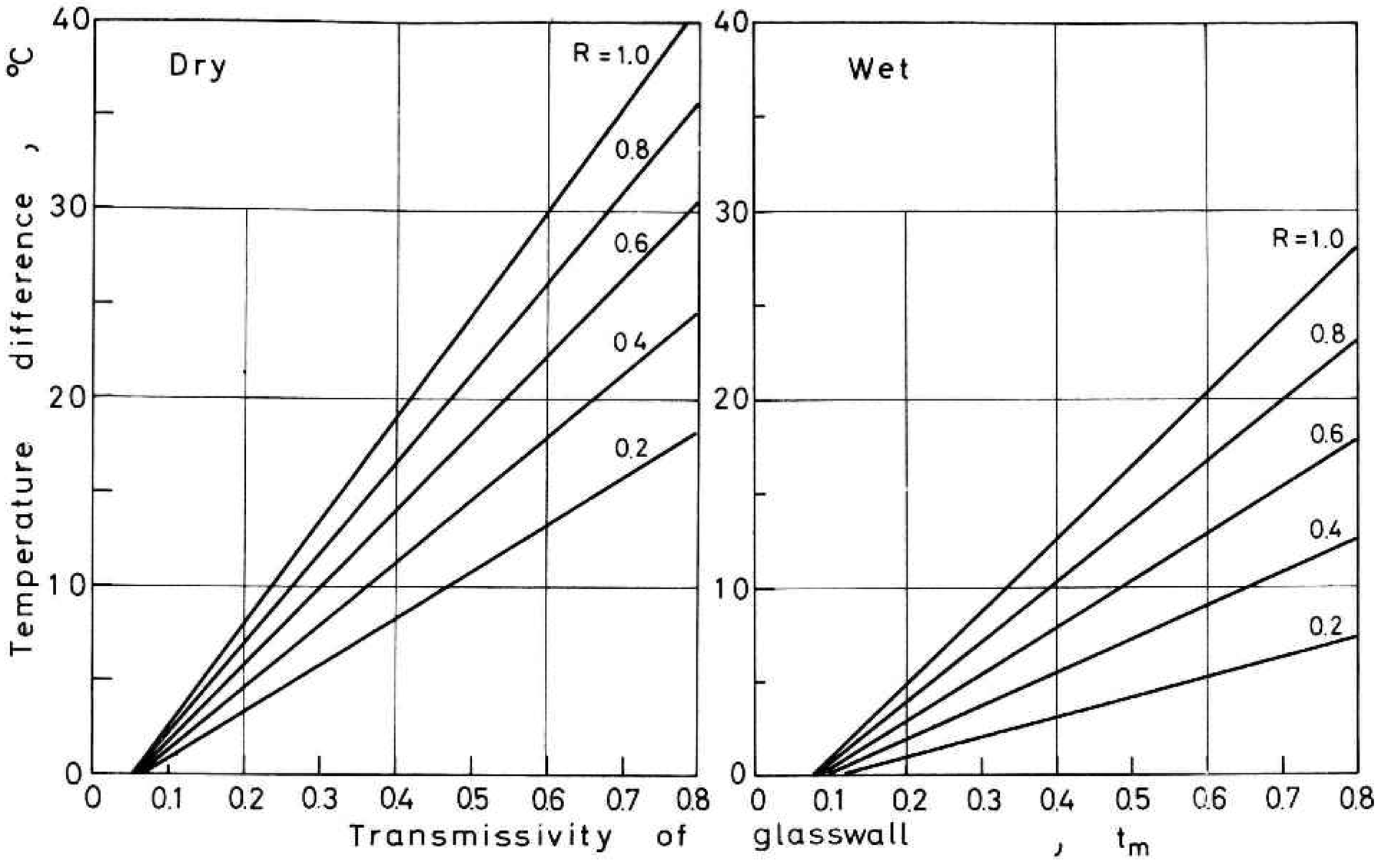

Fig. 5. 12　Dependence of air temperature difference $({}_iT-{}_oT)$ on transmissivity of glass wall to solar radiation and on area ratio. $({}_oR_s=1.2$ ly/min).

このような透過率の単位低下量あたりの内気温低下度は，ハウス内の湿潤度によっても異なる．完全湿潤条件（第5. 12図右）下で保温比 $R=0.6$ の場合，t_m の単位低下量あたりの内気温低下度は約2. 5 ℃であり，これは完全乾燥条件下の 4 ℃にくらべて1. 5 ℃小さい．

これらのことから，実際の栽培条件下における t_m の単位低下量あたり内気温の低下度は約 3 ℃ということができるようである．このようにしゃ光法は，熱源強度を直接規制するため，昼間における昇温抑制効果は非常に大きい．したがって自動的にしゃ光板を開閉するなどのしゃ光冷房法の実用的研究が必要である．

（2）換気法

昼間におけるハウス内気温は，放射条件に対応して外気温よりもかなり高い値を示す．そこで温度制御の目標を，外気温と同程度にまで内気温を低下させるということにするならば，換気量を増すことによってそれは一応計算上は達成することが可能である．しかしさきに述べたように気流速度が50 cm / sec以下という条件を入れると，この方法単独で完全な温度制御を行なうことは容易ではない．この温度制御法の定量的評価は，換気を考慮した定常モデル（第 4 章第 3 節）をもちいておこなうことができる．

第5. 13図は床面積 $A_f=100\,m^2$ のハウスを例にとり，与えられた純放射条件と送風量の関係を，内外気温差 ΔT をパラメータとして示したものである．この図によれば，昼間における通常の放射条件下では，送風量を 10 m^3/sec 以上とすれば内外気温差を約 3 ℃以下とすることが可能である．また純放射量の減少に比例して内外気温差は小さくなっているが，送風量の増加による気温差の低下はゆるやかで，とくに ΔT が小さい領域においてその傾向ははっきりしている．このように強制換気法のみによって内気温を外気温に接近させるにはかなりの送風量が必要である．

さきに説明したしゃ光法は昼間の昇温抑制にかなりの効果がある．そこで換気法としゃ光法を併用した場合について数値計算をおこなった．

第5. 14図は屋外の全短波放射量 ${}_oR=1.56$ ly/min, 保温比 $R=0.6$, 床面積100 m^2, ハウス容積 $V_c=200$ m^3 の条件のもとでの，透過率 t_m ならびに送風量 V_a の変化にともなう内外気温差の変化を示したものである．小さい送風量（換気量）たとえば $V_a=0.1 m^3$/secのとき，$t_m=0.6$ では ΔT は20°Cである がこれを0. 3に低下させると ΔT は9. 5°Cとなり，温度上昇度は50%以下に減少する．また $V_a=1\ m^3$/secのときには $t_m=0.6$ での $\Delta T\simeq 14$°C から $t_m=0.3$ での $\Delta T\simeq 6.5$°C へと低下する．送風量が大きくなるにつれて内外気温差は減少するが，

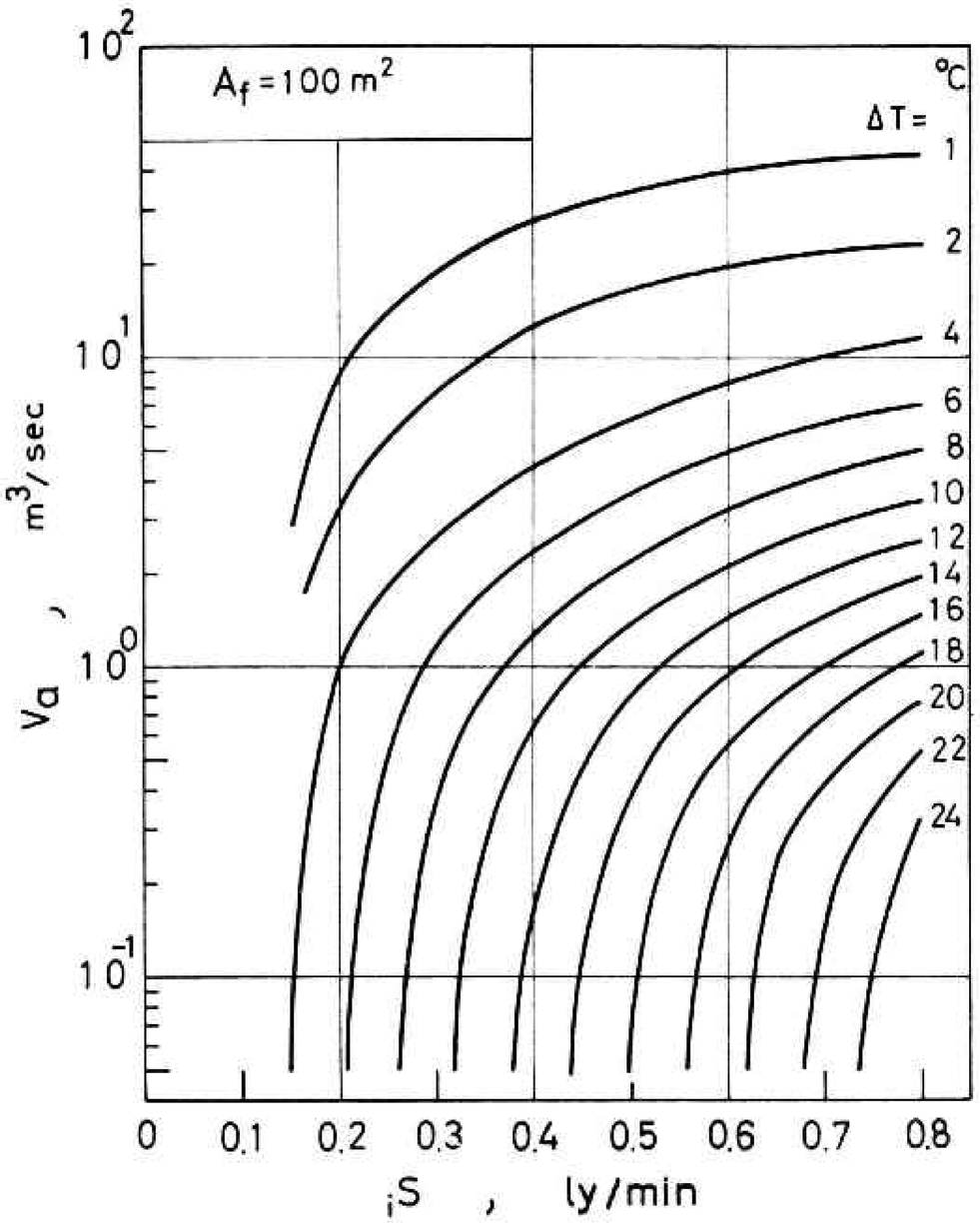

Fig. 5. 13 Dependence of temperature difference ($\Delta T = {}_iT - {}_oT$) on amount of ventilation V_a and on net radiation inside the glasshouse $_iS$. $_iT$: air temperature inside the glasshouse; $_oT$: air temperature outside the glasshouse.

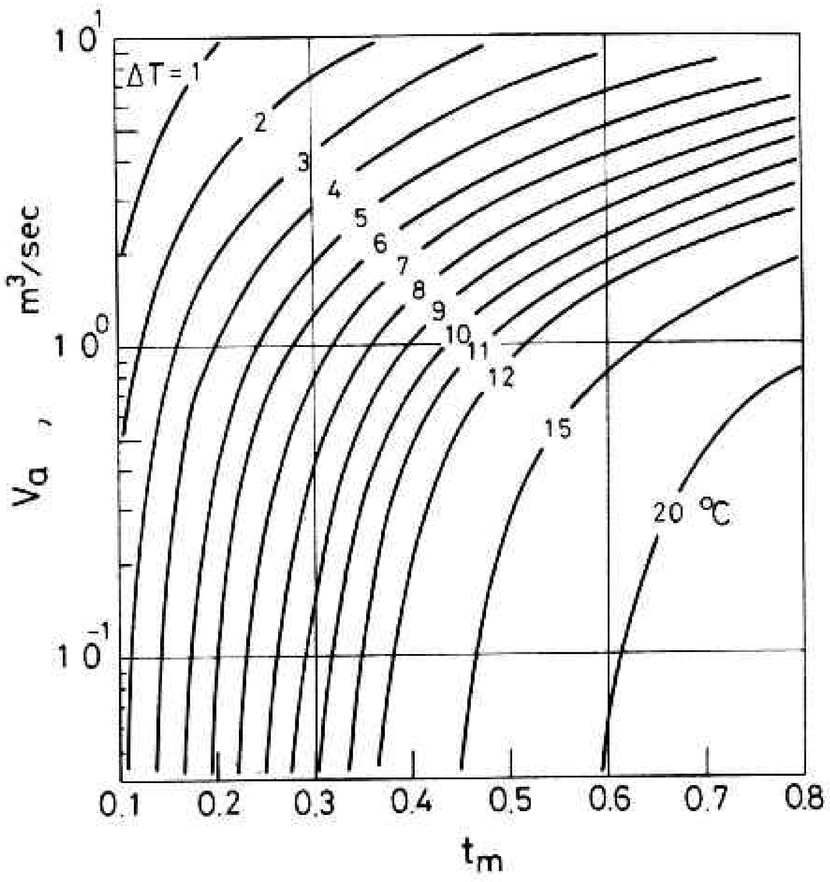

Fig. 5. 14 Dependence of temperature difference ($\Delta T = {}_iT - {}_oT$) on amount of ventilation and on transmissivity of the glass wall t_m. Solar radiation. ${}_oR_s$=1. 56 ly/min. A_f=100 m².

透過率t_mの場合のように比例的ではなく，送風量の増加による温度上昇度の低下は次第にゆるやかになってくる．

外気温よりも若干高い程度にまで冷房すればよいような場合には，換気としゃ光の併用法は有望であると考えられる．

（3）冷水掛流し法

屋根上に設置された散水装置から水道水あるいは地下水を掛流し状態にし，被覆材上面に水膜を形成する方法がファイトトロン，実験用ガラス室などで部分的に利用されている．この方法による内部気温の低下作用要因として，つぎの3項目があげられる：

（a） 水膜形成による太陽光透過率の減少，

（b） 外壁面での熱伝達係数の増加，

（c） 内外壁面間の温度傾度の増加．

上記3項目について定量的に検討し，冷水掛流し法の冷房法としての評価をおこなうことにする．

（a）水膜形成による太陽光透過率の減少

水膜でおおわれたハウス外壁面上に太陽放射光が入射すると，一部は反射ならびに水膜による吸収をうけるが，大部分は透過する．一般にガラスは水平状態において，反射率約15%，吸収率3～5%，透過率80%の光持性値をもっている．一方水面の反射率はやや小さく6～9%程度であるから，水膜が十分な厚さをもっていれば外壁面での反射係数は，わずかながら減少することが予想される．杉ら（1963）は約2%の反射係数の減少を報告している．この反射係数の減少は，いうまでもなく冷房効果を減殺させる方向に作用する．

水膜による太陽放射熱吸収量は，水膜上下における放射量の差にひとしいとおくことができる．水膜面での多重反射を無視すると，水膜内での光強度の減衰はつぎのようにあらわすことができる．

$$I_\lambda(Z) = I_\lambda(0)\exp(-k_\lambda Z) \quad . \tag{5.12}$$

ここで　Z：パス，この場合近似的には水膜の厚さ；　$I_\lambda(0)$　：水膜上面での波長域λ の光強度；　k_λ　：光強度の減衰係数で，これは波長域λ によって異なる値をもつ．

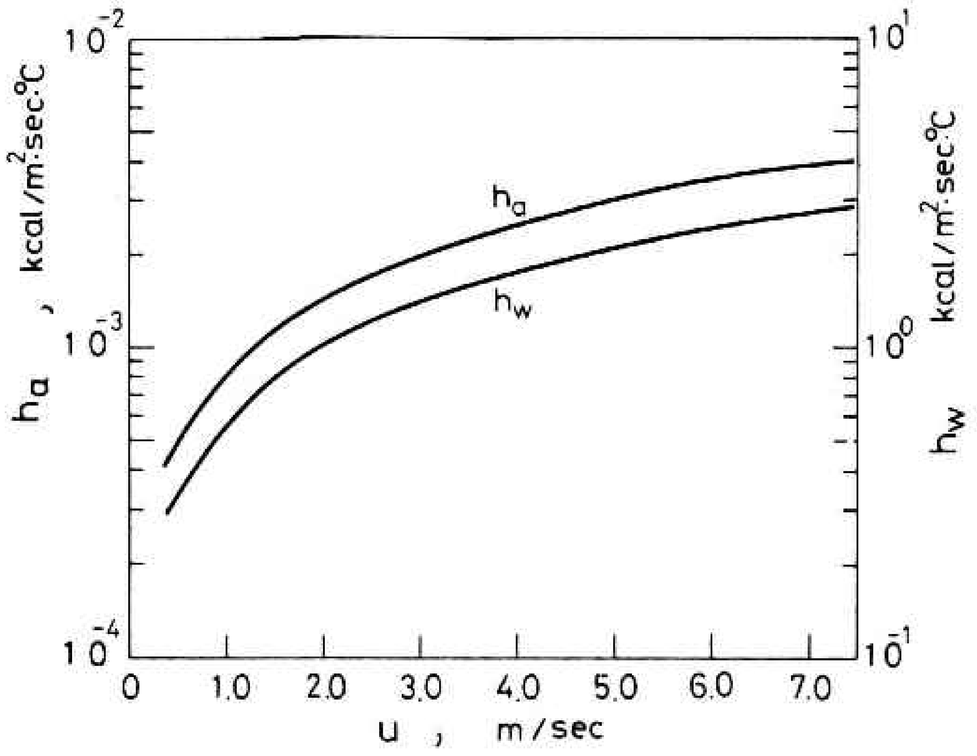

Fig. 5. 15　Comparison of heat transfer coefficients of air and water on the flat plate.

Table 5. 1 Mean temperature of underground water (θ_w) and increase of temperature difference between inside and outside the glasshouse ($\Delta T'$). $\Delta T' = ({}_iT_{max} - \theta_w) - ({}_iT_{max} - {}_oT_{max})$.

	θ_w	$\Delta T'$		θ_w	ΔT
Kyushu	16.0	16.1	Kanto	13.8	15.6
Shikoku	15.5	15.9	Hokuriku Koshin' et	12.3	18.3
Chugoku	14.7	16.0	Tohoku	10.6	18.1
Tokai Kinki	14.9	17.0	Hokkaido	6.5	18.2

波長$\lambda = 0.5\,\mu$近傍における減衰係数（k_λ）は0.0004 cm $^{-1}$であるが，これを通常のガラス風防型日射計で測定される0.3～3.0 μ の波長域についての平均減衰係数$\overline{k}$としてもちいることはできない．千葉（1964）は水深の異なる水槽の日射透過率測定をおこない，それが理論値とよく一致していることを報告している．

それによると$\overline{k}$の値そのものが水深の関数となっており，水深によって急激に変化している．水深と日射吸収率についてえられた関係曲線から，深さ0.1 cmから1 cmまでの平均減衰係数$\overline{k}$を求めるとつぎのようになる．

$$\overline{k} \simeq 0.33 \quad \mathrm{cm}^{-1}.$$

この$\overline{k}$の値は$\lambda = 0.5\,\mu$付近でのk_λにくらべるとかなり大きな値であり，0.3～3.0 μ間の減衰率は無視できないほど大きいことがわかる．

掛流し法に関係のある深さ1 cmまでの日射減衰率はつぎのようである：

Z	0.1	0.5	1.0	cm
$1-I(Z)/I(0)$	3.3	15.2	28.1	%

深さ0.1 cmでの減衰率は千葉（1964）がえた値より小さくなっているが，これは$\overline{k}$の値を0.5～1.0 cmの水深の範囲についてよい近似度を得るようにしたためである．

北海道農試（1955）の測定では掛流しによる減衰率は11.5%となっており，杉ら（1963）はファイトトロンの例で透過率が約8%減少したことを報告している．これらのことから判断して，水膜による太陽光透過率の減少度として約10%程度を見込んでよいことがわかる．

（b）外壁面での熱伝達係数の増加

昼間において冷房が問題となるような場合には，つぎのような温度分布となっている：

$${}_oT < {}_oT_w < {}_iT_w < {}_iT.$$

したがって外壁面${}_oT_w$での熱伝達係数が増加するならば，それはハウスから外気へ向かっての放射量が大きくなることを意味している．

ここで外壁面が空気に接している場合と流水に接している場合とで，熱伝達係数がどうなるか試算してみる．

平板の先端から乱流が十分発達している場合の，気体―平板間の乱流熱伝達の実用公式としてつぎの式がもちいられている（Grigull, 1961）：

$$Nu_t = 0.037\ (Re)^{0.8} \cdot Pr, \qquad (5.13)$$

$$Nu_l = \frac{h \cdot l}{\lambda} .$$

ここで Re: 徴長さ をもちいたレ ノル 数 $=u \cdot l / r$; Pr：流体のプラントル数; h：平均熱伝達係数 kcal / m² sec℃; λ：流体の熱伝導率 kcal /m·sec℃.

水の場合には，Mikheev (1956) によって推奨されているつぎの式をもちいた：

$$Nu_t = 0.037(Re)^{0.8} (Pr_a)^{0.43} \left(\frac{Pr_a}{Pr_s} \right)^{0.25} . \qquad (5.14)$$

ここで Pr_a: 乱流境界層内でのプラントル数; Pr ：層流薄層内でのプラントル数.

われわれの場合，外壁面と流水間の温度差は比較的小さいので，（ r_a/ Pr_s）≃1. 0とみなしてもよいであろう.

第5. 15図に特徴長さ $l = 5$ m としたときの，空気および水と固体壁間の熱伝達係数（h_a, h_w）が示されている．h_a, h_w ともに流速の0.8乗に比例して増加するが，その絶対値には大きな差異がみられる．流速0. 5～3m/sec の範囲において，h_aは0. 5～2 $\times 10^{-3}$ kcal /m² sec℃ であるのに対しhw は0. 3～1. 4 kcal/m²sec℃ でありhw はh_aの約1, 000倍の大きさをもっている.

このことは流水被覆が被覆材上面に形成されている場合には，そこの伝熱抵抗が零にひとしくなることを意味している．したがって放熱量を増加させるために総括熱伝達係数を大きくするには，内壁面での熱伝達係数を大きくしてやることが必要となってくる.

(c) 内外壁面間の温度傾度の増加

ハウス内気温は外気温をベースとして形成される．昼間において冷房が必要となる時間帯では，外気は最高気温に近い温度を示している．したがって掛流しをおこなったときと，そうでない場合の内外壁面間の温度差のちがいは，最高気温時について比較すればよい.

問題となるのは掛流しに使用する水の水源をどこにとるかということで，これによって使用される水温がほぼ自動的に決定される．ここでは簡単のために，その地方での年平均気温と同程度の値をもつ地下水を，水源とした場合について検討してみる.

地下水温は第5. 1 表に示されているように，九州地方での平均値16. 0℃ がもっとも高く，緯度が高くなるにつれて次第に低下していく．関東地方では約14℃ であり，九州に比較して 2 ℃低い．もっとも低いのは北海道地方の約 6 ℃ である.

このように地下水温には，北日本と南日本とで約10℃ もの差異がある．しかし，外気の最高気温も北へいくにつれて低くなっているので，，外壁面上の地下水掛流しによる内外温度差の増加にはあまり地域間差異はない．西日本において約16℃ の増加，東および北日本で約18℃ の増加となっている．これらの温度差の増加は，与えられた総括熱伝達係数との積の形で，ハウス外への放熱に寄与する.

上述のことからわかるように，冷房効果要因として作用するのは，水膜形成による透過率の減少と内外壁面間の温度差の増加である．内壁面での熱伝達係数が小さく，そこが最大の熱伝達抵抗となっているため，外壁面上での熱伝達係数の飛躍的な増加は直接的な温度低下作用に結びつかない.

(d) 簡単なモデルによる掛流し法の数値計算

冷水掛流しをおこなう場合と，そうでない場合との比較の形で議論をすすめる．ハウス全体の熱収支を考え潜熱交換を無視すると，掛流しをしないときの熱収支はつぎのようにあらわすことができる：

$$A_w \left[h_{ad} + {}_h t)({}_i T - {}_o T) + h_r({}_i T - {}_o T) \right] = A_f ({}_i S - {}_i B). \qquad (5.15)$$

同様にして，冷水掛流しをおこなうときの熱収支はつぎのようにあらわされる：

$$A_w \left[h_t'({}_i T' - \bar{\theta}_w) + h_{ad} ({}_i T' - {}_o T) + h_r' (\bar{\theta}_w - {}_o T) \right] = A_f ({}_i S - {}_i B') \qquad (5.16)$$

ここで，h_t: 壁材の総括熱伝達係数ly/sec℃; A_w：ハウスの壁面積 cm² ; $_iT$: ハウス内気温 ℃; $_oT$: 外気温 ℃; A_f: ハウス床面積 cm²; h_{ad}: 換気熱伝達係数 ly/sec ℃; h_r: 放射熱伝達係数 ly / sec; $_iB$: 地中熱交換量 ly/sec; $\bar{\theta}_w$：外壁面を流れる水の出口と末端の水温から求まる対数平均温度差から決定される水温 ℃; h_t' ：掛流し時の総括熱伝達係数 ly/sec℃; $_iT'$：掛流しをおこなったと

きの内気温　℃；　${}_iS'$, ${}_iB'$：掛流し時の純放射量
と地中熱交換量　ly/sec．

(5.15) 式と (5.16) 式を整理すると，

$$ {}_iT={}_oT+\frac{R({}_iS-{}_iB)}{(h_{ad}+h_t+h_r)}, \qquad (5.17) $$

$$ {}_iT'=\frac{R({}_iS'-{}_iB')-h_r'(\bar{\theta}_w-{}_oT)+h_{ad}\cdot{}_oT+h_t'\cdot\bar{\theta}_w}{(h_t'+h_{ad})}. \qquad (5.18) $$

(5.17) 式と (5.18) 式の差をとると

$$ {}_iT-{}_iT'={}_oT+\frac{R({}_iS-{}_iB)}{(h_{ad}+h_t+h_r)} - \frac{R({}_iS'-{}_iB')-h_r'(\bar{\theta}_w-{}_oT)+h_{ad}\cdot{}_oT+h_t'\bar{\theta}_w}{(h_t'+h_{ad})}. \qquad (5.19) $$

$\bar{\theta}_w$ はつぎのようにして計算される．水の落下点における壁内外面の温度差は近似的につぎのようにおくことができる．

$$ \Delta T_1={}_iT'-\theta_w. $$

ここで $\bar{\theta}_w$：使用される水の落下点での温度　℃．
掛流し末端では，

$$ \Delta T_2={}_iT'-\theta_w'. $$

ここで　$\theta_w'=\theta_w+\Delta\theta_w$，　末端での水温の上昇分 $\Delta\theta_w$ は掛流し水の流量，太陽放射強度の関数であり，流量が大きくなると　$\Delta\theta_w\simeq 0$ となる．

水の落下点と末端における対数平均温度差 ΔT_m はつぎのようにあらわされる．

$$ \Delta T_m=\frac{\Delta T_1-\Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}=\frac{({}_iT'-\theta_w)-({}_iT'-\theta_w')}{\ln\left(\frac{{}_iT'-\theta_w}{{}_iT'-\theta_w'}\right)}. \qquad (5.20) $$

したがって $\bar{\theta}_w$ はつぎのように表わされる．

$$ \bar{\theta}_w={}_iT'-\frac{({}_iT'-\theta_w)-({}_iT'-\theta_w')}{\ln\left(\frac{{}_iT'-\theta_w}{{}_iT'-\theta_w}\right)}. \qquad (5.21) $$

実際のハウスでは，完全密閉条件下にあることは少なく若干の自然換気がおこなわれているのが多いので，(5.19) 式には換気熱伝達項が組入れられている．この式による数値計算にあたっては，${}_iB\simeq{}_iB'$ と仮定し，${}_iS'={}_tS\cdot C$ とおいた．ただし C は放射の減衰を表わす係数で0 ～1.0の値をとる．

第5.16図には換気熱伝達係数のかわりに，換気率 N が示されている．図中に記入されている条件のもとで温度差（${}_iT-{}_iT'$）は3℃以下であり，流下に伴う水温の上昇が大きいほど（これは流水量が少ないことに対応している）温度差は減少する．すなわち掛流しの効果が減少する．換気率の温度差におよぼす影響に一定の傾向がみられないが，これは (5.19) 式中に含まれている各熱伝達項間の量的関係によって，換気熱伝達係数の温度差に与える影響度が異なることを意味している．しかしいずれにしてもこのように小さい換気率の範囲内では，密閉状態下での値（$N=0$）と実際上大きな差はないとみてよい．玉井（1965）は冷水掛流しによる内気温低下量を約1℃と評価している．

上述のことからわかるように，冷水掛流し法を単独で冷房法として採用するには，あまりに温度低下量が

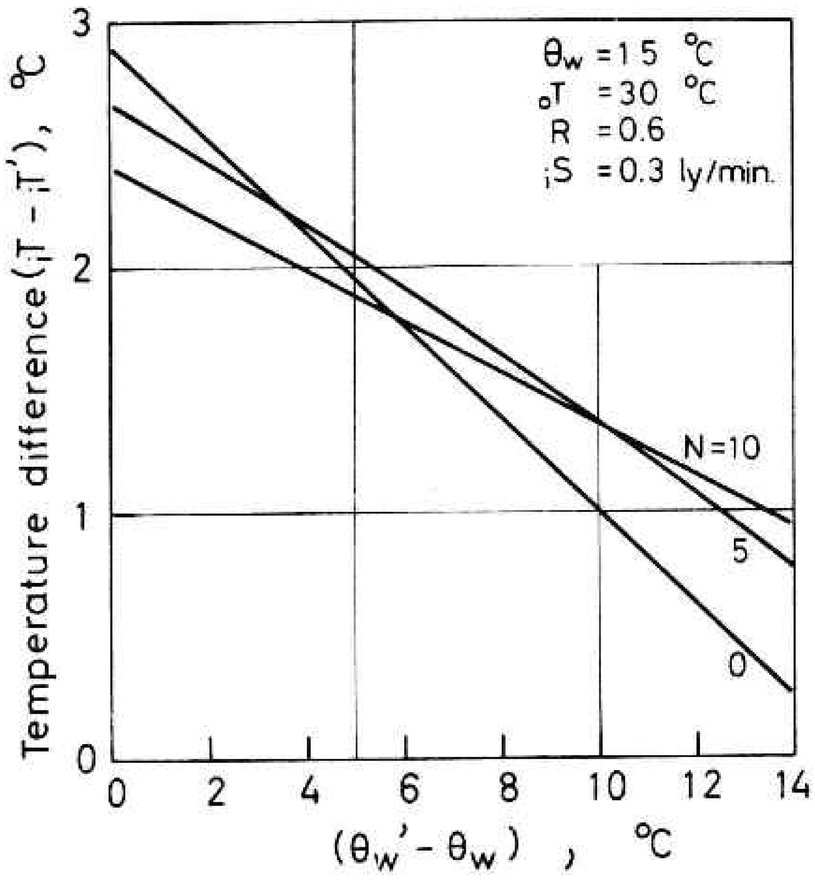

Fig. 5.16 Dependence of temperature difference $({}_iT-{}_iT')$ on relevant quantities such as $(\theta_w'-\theta_w)$ and ventilation rate N. θ_w', θ_w : water temperature at roof edge and outlet ; ${}_iT'$, ${}_iT$: air temperatures inside the glasshouse with and without water film, respectively.

小さすぎるようである．ただ実際場面において，冬季の融雪装置ならびに夜間の放熱防止装置としての役割をもった多目的利用がなされるならば，設備としての利用度は高められるであろう．

（4）気化冷却法

これは湿潤パットあるいは微細な噴霧中に空気を通し，それに水を蒸発させて加湿する．この蒸発潜熱をその空気から奪うことによって空気温度の低下をはかるものである．

栽培用ハウスの冷房方式としては，パット方式が多く採用されているようである．中川（1967）はパット方式について実験的研究を行ない，温度低下量4～5℃がえられたことを報告している．パット方式は空気がパットを通過するときの抵抗が大きいため，強力な送風機を数多く必要とする欠点があるといわれている（矢吹，1964）．

このような欠点があるにもかかわらず，実際に使用されているのは，装置が比較的簡単で多少の汚濁水でも使用できることなどがその理由であろう．噴霧法は冷房力としては前述のパット方式よりすぐれているが，噴霧室が必要なこと，噴霧用ノズルがつまらない程度の良質の水源を必要とするなどの制約がある．ここでは噴霧式方を対象とし，エンタルピー一定方式の場合の送風量および必要噴霧水量について試算をおこなうとともに，冷房法としての気候学的評価をおこなうことにする．

（a）送風量および噴霧水量の計算法

定常状態を考えれば，送風量はハウス全体から排除すべき熱量（冷却負荷），設定温度ならびに湿球温度が決定されると，つぎのようにして計算することができる：

$$V_a=\frac{Q_c}{c_p\rho\,(T_0-T_i)} \tag{5.22}$$

ここで　V_a：送風量　m^3/sec；　Q_c：空気負荷熱量　kcal/sec；　$c_p\rho$：空気の体積熱容量　$kcal/m^3℃$；T_0：ハウス内末端における設定温度で，これは外気最高温度にとられることが多い，℃；T_i：噴霧冷却室内での気温，これは近似的に湿球温度にひとしい．

噴霧量水はつぎのようにして計算される：

$$V_w=\frac{V_a}{\varepsilon_v\,\rho_w}(\chi_s-\chi). \tag{5.23}$$

ここで　V_w：噴霧水量　l/sec；　　：空気の比容積　m^3/kg；　ρ_w：水の密度　=1,000 g/l；　χ：外気の乾球温度 ${}_oT$，湿球温度T_iに対応する空気の混合比g/kg；　χ_s：乾球温度をT_iにとったときの飽和混合比g/kg；　ε：噴霧効率　0～1.0．

噴霧効率を100%とすると，噴霧水量V_wによって送風量V_aの空気が完全に飽和状態となる．

(d)　冷却熱負荷の評価

冷却熱負荷は一般的には（5.8）式のようにして決定される：

$$Q_c=\int_{t_1}^{t^2}\left\{({}_iS-{}_iB)-\frac{H_T}{R}(T_c-{}_oT)\right\}dt. \tag{5.8}$$

上式は対象とする期間が1日以上にとられるのが普通である．

問題をより単純化し，つぎのようにして評価することもできる：

$$Q_{cmax}=({}_iT_{max}-T_c)\frac{1}{R}H_T\times 1.0\quad kcal/hr\cdot m^2. \tag{5.24}$$

これは与えられた気象条件・構造条件のもとで形成される内部最高気温が近似的に1時間継続すると仮定したときに，設定温度T以上のデグリーアワーからえられる冷却負荷である．これは単位時間あたりの量としては最大値を与える．したがって実際には，対象によってQ_{cmax}に制御目標効率を考慮した値をもちいなければならない．すなわち，つぎのようになる：

$$Q_c=\varepsilon_c\cdot Q_{cmax}\ . \tag{5.25}$$

ここで　ε_c：制御目標効率　0.1～1.0．

(c)　送風量と必要噴霧水量

(5.22) 式によれば，送風量V_aは熱負荷量Q_cと温度差（T_0-T_i）を与えることによって決定される．した

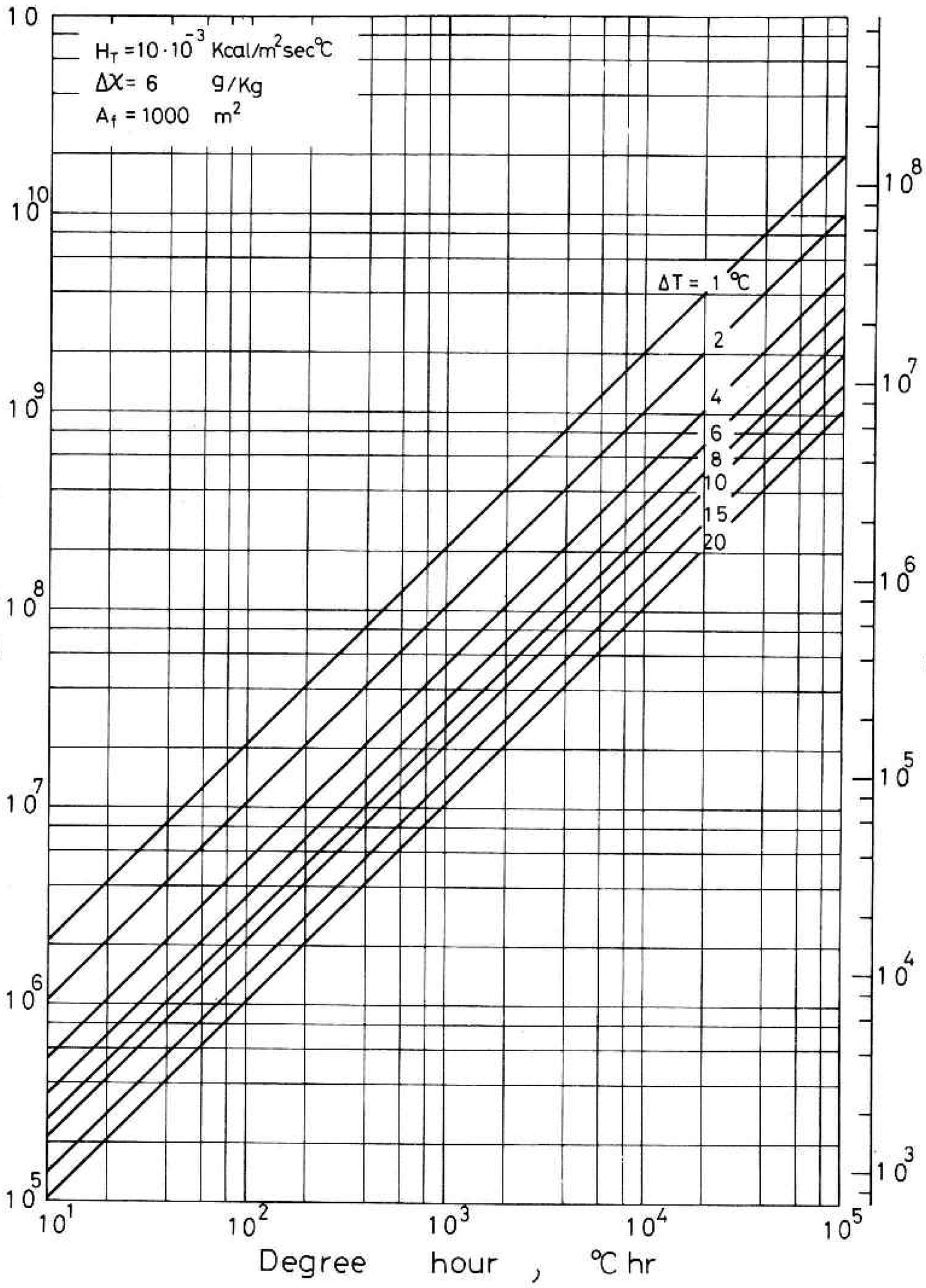

Fig. 5. 17 Dependence of amount of ventilation V_a and amount of water V_w on cooling degree-hour. ΔT denotes the temperature difference in Eq. (5. 22)

がってV_aは，Q_cの値の平均化期間のとり方によって異なる値をもつことになる．

第5. 17図には，冷房デグリーアワーを基礎として決定した冷却負荷量と送風量V_aならびにそれに必要な水量V_wとの関係が同時に示されている．この場合の時間の単位は，冷房デグリーアワーを基礎とした関係上，デグリーアワーの積算時間に対応しており不定となっている．この関係図は必要資材料の積算値の予測に有用である．

図から明らかなように噴霧室での温度とハウス末端での温度の差を大きくとるほど，送風量と必要噴霧水量は減少する．この温度差は次項で説明するようにその地方の 1 種の気候資源量とみることができる．第 2 節で説明した年間積算デグリーアワーの値と，第5. 17図とを結びつけると噴霧冷却法をもちいた場合の年間積算資材量の評価ができる．

（d） 温度差と湿度差の気候学的推定

送風量V_aに関係する噴霧室での気温（≃湿球温度 $_0T_{wet}$ ）とハウス内末端での設定温度との差は，気候資

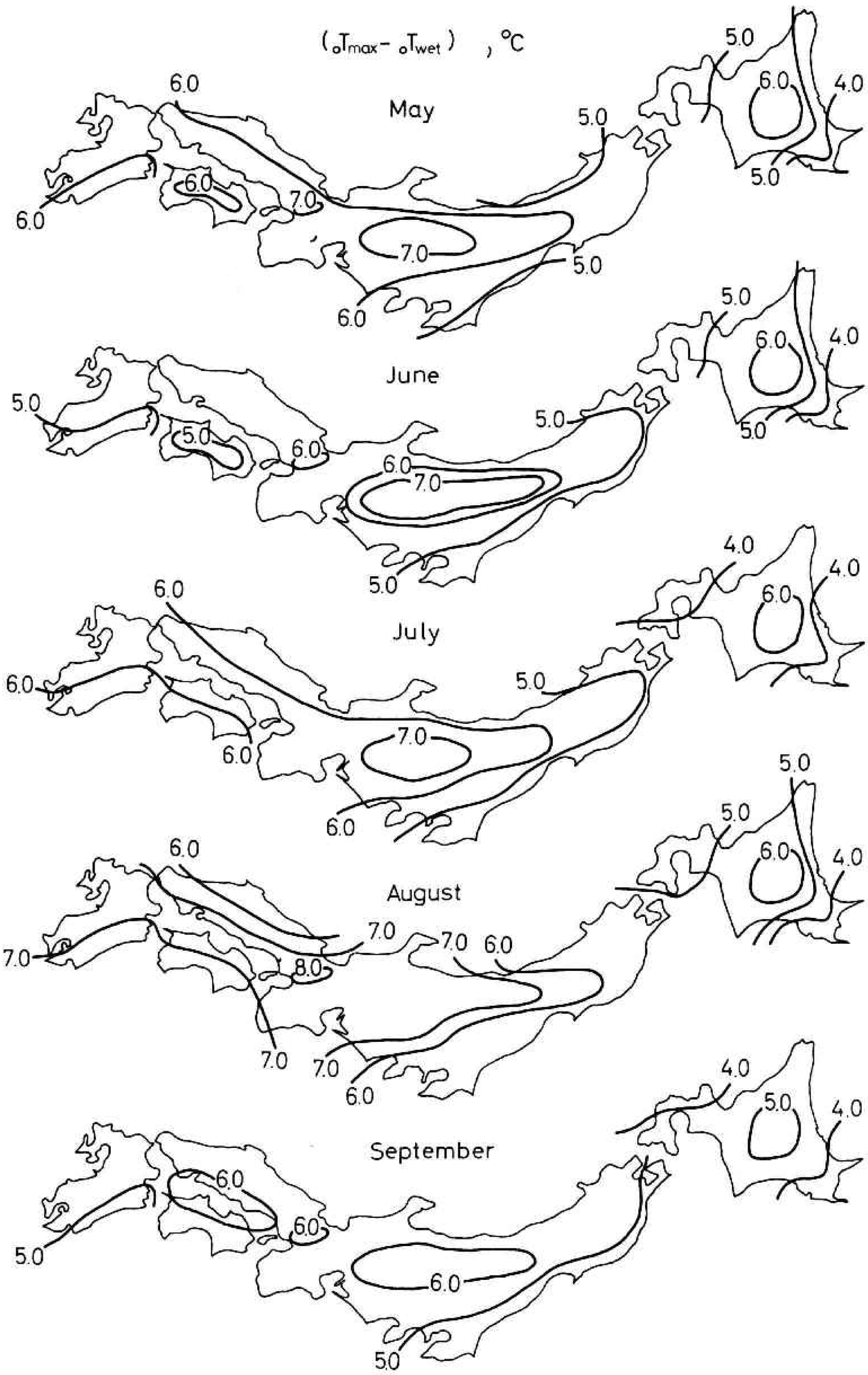

Fig. 5. 18 Geographical distribution of temperature difference ($_oT_{max} - {}_oT_{wet}$).
$_oT_{max}$: monthly mean daily maximum air temperature;
$_oT_{wet}$: monthly mean wet-bulb temperature calculated from $_oT_{max}$ and monthly mean water vapor pressure.

料から推定することができる．ここでは簡単のために，ハウス内末端での設定温度を外気最高温度の月平均値 $_oT_{max}$ にとることにする．したがって温度差は $_oT_{max}$ とそのときの湿球温度の差にひとしい．

第5. 18図に5, 6, 7, 8, 9月における温度差の地理的分布が示されている．ここでは湿球温度を求めるのに，月平均水蒸気圧の累年平均値を基礎としている．したがって全般的に湿球温度が高めとなり，乾球温度との差はやや小さくでている．晴天日のみのデータをとれば，この温度差はさらに大きな値をとるであろう．

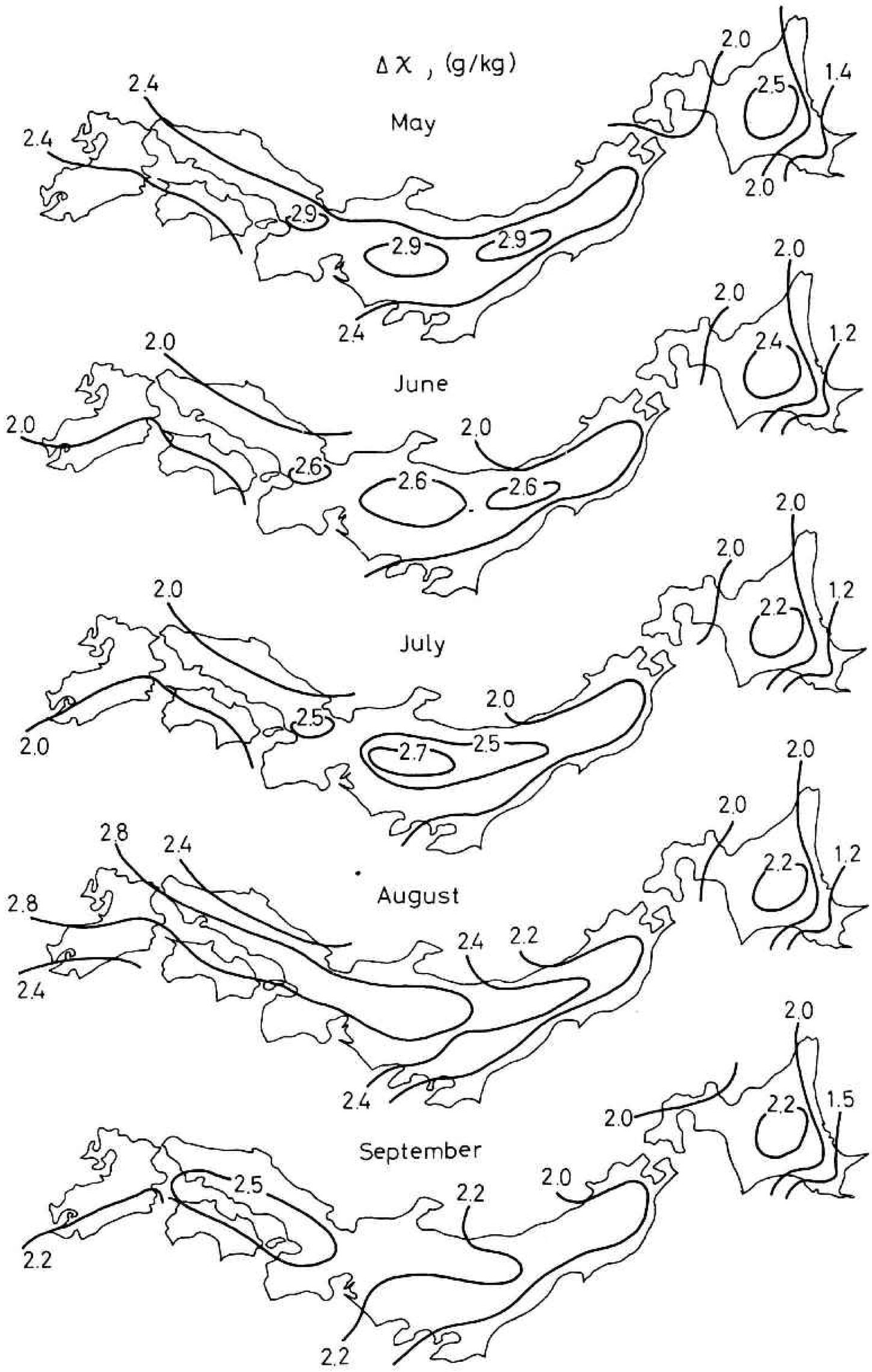

Fig. 5.19　Geographical distribution of difference of mixing ratio $(\chi_s - \chi)$.
χ_s : saturation mixing ratio at wet-bulb temperature in the air inside the mist room;
χ : mixing ratio in the air outside the glasshouse.

5月：北海道では4～6℃の間にあり，内陸部での温度差が大きくなっている．東北地方の大部分は約5℃程度であり，関東地方および北陸地方の海岸より，ならびに山陰地方では5～6℃となっている．甲信地方にもっとも大きな温度差（7℃以上）があらわれ，東九州を除くその他の地方では6～7℃の範囲の温度差を示している．

6月：北海道は5月の温度差分布と全く同じである．梅雨期にあたるため，とくに西日本における温度差

が5月の場合より約1℃小さくなっている．中部から東北地方南部の内陸地帯における温度差は，5月の場合とほぼ同程度の値を示している．

7月：北海道での値には，本質的な差異はみられない．関東以西の地方における温度差は，5月の値とほぼ同じであり分布傾向も類以している．東北地方および関東地方の海岸よりのところでは，温度差が夏季の中でもっとも小さく5℃以下となっている．

8月：全国的にみて，もっとも大きな温度差があらわれる．北海道の値は5月および6月の値とほとんど差異がない．東北および関東地方の大部分のところで温度差は5～6℃となっている．7～8℃の大きな温度差を示す地方は，北陸・甲信越地方の大部分・中部・近畿・山陽・北四国・西・北部九州の各地方にわたっている．南四国，東九州においても6～7℃となっている．

9月：全般に温度差の減少がみられ，北海道の大部分では4～5℃，東北および関東地方の太平洋側ならびに東九州において5℃以下となっている．もっとも大きな温度差は，本州中部の内陸地方と阪神および瀬戸内地方にみられ，そこでは6～7℃の範囲の値を示している．

必要水量V_w決定に関係する地表付近での空気湿度（混合比）と湿球温度での飽和混合比との差は，やはり気候資料をもちいて近似的に推定することができる．日最高気温の月平均値T_{max}と湿度データから推定した，5, 6, 7, 8, 9月の混合比の差$\Delta\chi$（g/kg）の地理的分布が第5.19図に示されている．これは累年平均値を基礎としているので，冷房の必要でない雨天日の場合も含まれており，全般的にみて混合比の差の値はやや小さい．

5月：北海道では東岸部における値が小さく，2 g/kg以下である．内陸部では2～2.5 g/kgとなっている．裏日本の大部分および東北地方と関東地方の太平洋沿岸部では2～2.4 g/kgの範囲にある．また南九州と南四国でも同様に2～2.4 g/kgとなっている．もっとも大きな$\Delta\chi$は東北地方南部の内陸部・甲信地方・京阪神地方にみられ，そこでは2.9 g/kg以上の値を示している．

6月：北海道では，5月の値とほとんど差異はない．本州・四国・九州では，いずれも5月の値にくらべて0.3～0.4 g/kg小さい値を示しており，梅雨による多湿状態をあらわしている．

7月：北海道では，内陸部での$\Delta\chi$が5月および6月の値にくらべてやや小さくなっている．本州・四国九州における湿度差の分布は6月の場合と同様である．

8月：北海道での値は，7月の場合と全く同様である．本州・四国・九州では，7月の値にくらべて0.2～0.4 g/kgの増加がみられる．山陰および南九州の一部を除く関東以西の各地では，$\Delta\chi$ >2.4 g/kgとなっており，とくに北西部八州，瀬戸内地方，近畿・中部・甲信の内陸地方では，2.8 g/kg以上の大きな$\Delta\chi$の値がみられる．これらの地方はさきに説明した，温度差のもっとも大きなところに相当している．

9月：北海道での値は8月の場合と大きな差異はみられないが，東南部での$\Delta\chi$がわずかに増加している．本州・四国・九州における$\Delta\chi$は，8月にくらべて0.2～0.3 g/kg小さくなっており，もっとも大きい値は瀬戸内地方の2.5 g/kgとなっている．

（5.22）式および（5.23）式からわかるように，温度差が大きいほど送風量は少なくてよく，湿度差が大きいほど必要噴霧水量は大きくなる．

さきに説明した（5.24）式をもちいて，床面積1,000 m²，保温比0.6のハウスに対し，設定温度を30℃としたときの最大冷房負荷Q_{cmax}を計算した．Q_{cmax}の値と第5.18図および第5.19図に示されている温度差と湿度差の値をもちいて1分間あたりの必要送風量V_aと噴霧水量V_wを算出し，その地理的分布を明らかにした（第5.20図）．図に示されているようにH_Tを2, 4, 6, 8 $\times10^{-3}$ kcal/m² sec℃の4段階にとっているので，それに応じてV_a; V_wの値がちがってきている．矢吹（1964）の設計で算出されたV_a, V_wの値と比較すると，図の最下段に示されている$H_T=2\times10^{-3}$ kcal/m² sec℃とおいたときの値に近い．

$H_T=2\times10^{-3}$ kcal/m² sec℃にとった場合（A），送風量V_aは北海道では2.5～3.0 $\times10^3$ m³/min，東北地方から関東地方にかけての沿海地帯では3 $\times10^3$ m³/min以上となっている．九州・四国地方でも同様に約3 $\times10^3$ m³/minとなっている．その他の各地では大体2.8～3.0 $\times10^3$ m³/minとなっており，さきに示した温度差の大きい内陸部での必要送風量が小さくなっている．

第2段以下に示されているように，H_Tの増加につれてV_aは系統的に増加している．これらの送風量V_aと

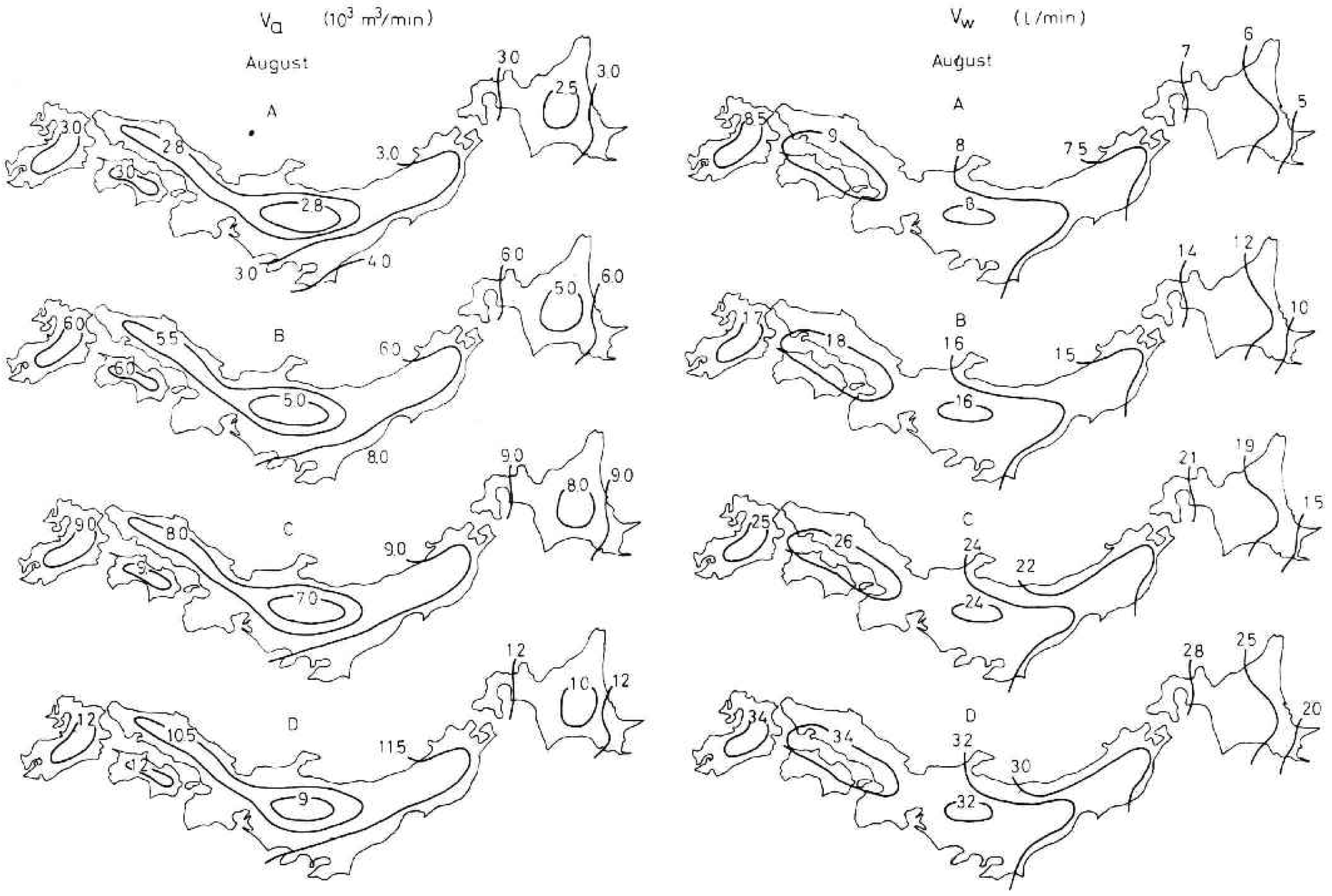

Fig. 5. 20　Geographical distribution of amount of ventilation (V_a) and amount of water (V_w) for evaporative spray-cooling system. A_f=1000m².
A : $H_T = 2 \times 10^{-3}$;　B : $H_T = 4 \times 10^{-3}$;
C : $H_T = 6 \times 10^{-3}$;　D : $H_T = 8 \times 10^{-3}$ kcal/m²·sec℃.

湿度差$\Delta\chi$を基礎として決定される噴霧水量V_wの地理的分布には，比較的にはっきりした地域間差異が認められる．

$H_T = 2 \times 10^{-3}$ kcal/m²·sec ℃とした場合（A），必要噴霧水量V_wは北海道では5～7 l/minであり，東北および北陸地方の大部分で7. 5～8 l/minとなっている．関東以西の各地では８～９ l/min であり，瀬戸内地方ではもっとも大きく９l/min以上となっている．また九州地方では大体8.5 l/minとなっている．H_Tを4, 6, 8 $\times 10^{-3}$ kcal/m² sec℃と増すにつれてV_wも増加している．

この方式によると冷房負荷決定に際して，どのH_Tを見込めばよいかは今後実験的研究とあわせて決定しなければならないであろう．

（5）地一気熱交換法

気温の日変化・年変化と，地温の日変化・年変化との間には位相の遅れがあり，それは地表からの深さが増すにつれて大きくなる．そして地温そのものは，深さ約10mにおいてそこでの年平均気温に近い値をとり，季節変化をしなくなる．これらの地温変化特性は，夏季における熱の吸源，冬季における熱源として地層を利用しうることを示しており，あとで説明するように，地温環境はハウスの温度環境制御に利用できる重要な農業気候資源の一つとみなされる．地層を熱交換器として利用することに着目した岡部ら（1954）の研究があるが，山本（1966）はこれをハウスの場合に応用した実験的研究をおこなっている．

ここではまず単純な熱交換モデルの考慮から，夏季の冷房に必要な送風量，資材量を推定する方法について述べ，つぎに最大可能な冷房容量の気候学的推定について説明する．

容積V_c m³，床面積A_f m²，壁面積A_w m²，保温比R，平均高さ$\overline{H}$ mのハウスに，温度T_i ℃，流量V_a m³/secの空気を送りこみ，他端から地中に埋設したパイプに循環させる．このとき，ハウス内および地中のパイプ内では，第5. 21図に示されているような昇温過程と冷却過程がくりかえされる．

まずハウス内における吹送気塊の昇温過程について考える．ここでは対象としている気塊と他の気塊との間には熱の交換はなく，逐次交換がおこなわれると仮定する．これは温水池内における水体の昇温過程のとり扱い（内島，1964）と同じである．

ハウス全体についての熱収支を考え，そこでは潜熱交換がおこなわれていないと仮定すると，熱収支式はつぎのようにあらわすことができる．

$$H_v \fallingdotseq S + L' + B' \quad . \qquad (5.26)$$

ここで　H_v：ハウス内気温の変化熱量 kcal/sec,
S'：純放射量　kcal/sec; B'：地中熱交換量 kcal/sec; L'：顕熱交換量　kcal/sec.

これらの各熱収支項はつぎのような物理的関係式で表わされる：

$$H_v = c_p \rho A_w \overline{H} \frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t},$$

$$S' = A_w S, \quad B' = A_w B, \quad L' = h_t ({}_oT - {}_iT).$$

ここで　$\overline{H} = V_c / A_w$,　壁面積A_wを単位として容積V_cのハウスの平均高さm; S：単位壁面積あたり純放射量 kcal/m²·sec; B：単位壁面積あたり地中熱交換量kca/m²·sec; h_t：総括熱伝達係数　kcal/m²·sec°C; ${}_iT$, ${}_oT$：ハウス内気温と外気温 ℃.

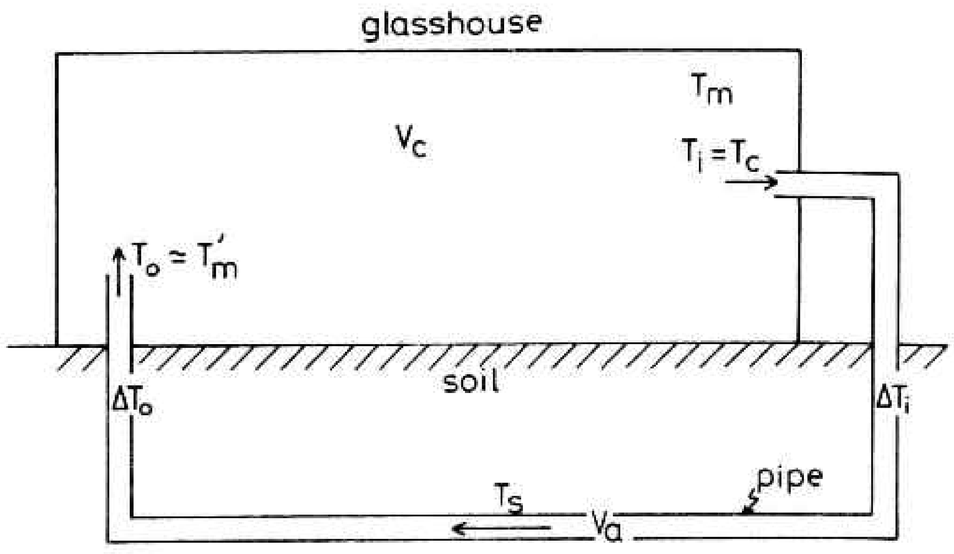

Fig. 5.21 Schematic diagram of soil-air heat exchange method.
T_s: soil temperature; V_a: amount of ventilation; T_o: outlet air temperature; T_m': terminal temperature of the air which passed through the pipe; T_m: terminal temperature of the air which passed through the house; T_i: inlet air temperature; T_c: critical temperature for controlling the house.

これらの関係を（5.26）式に代入し整理するとつぎの式がえられる：

$$\frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t} = \frac{S + h_t ({}_oT - {}_iT) + B}{c_p \rho \overline{H}} \quad . \qquad (5.27)$$

流入した空気の温度の時間的変化量がなくなる（$\mathrm{d}_t T / \mathrm{d}t = 0$）ときの温度（平衡気温）を$T_m$とおくと，それはつぎのようにあらわされる：

$$T_m = {}_oT + \frac{S + B}{h_t} \quad . \qquad (5.28)$$

上式は与えられた気象条件のもとにおいて，ハウス内気温がとりうる可能最高値を示すものであり，もっとも単純化されたハウス内気温の予測式にほかならない．

内部気温 ${}_iT$の時間的変化を知るため，（5.28）式を（5.27）式に代入し${}_oT$を消去するとつぎのようになる．

$$\frac{\mathrm{d}_t T}{\mathrm{d}t} = \frac{h_t (T_m - {}_iT)}{c_p \rho \overline{H}} \quad . \qquad (5.29)$$

温度の項と他の項を分離しておきかえると，

$$\frac{\mathrm{d}\,{}_iT}{(T_m - {}_iT)} = \frac{h_t}{c_p \rho \overline{H}}\,\mathrm{d}t.$$

パイプからの出口温度T_oの気塊がパイプ入口のところで設定温度T_cとなるように温度調節することを考え，時間 $t = 0$ で${}_iT = T_o$，　$t = t$ で${}_iT = T_c$の条件を入れて上式を積分するとつぎのようになる：

$$-\ln\left(\frac{T_m - T_c}{T_m - T_o}\right) = \frac{h_t}{c_p \rho \overline{H}}\, t.$$

したがってT はつぎのようにあらわされる：

$$T_c = T_m - (T_m - T_o)\ \exp\left(-\frac{h_t}{c_p \rho \overline{H}} t\right) \quad . \qquad (5.30)$$

ここでT_mは，（5.28）式からわかるように，与えられた気象条件下に形成されるハウス内気温である．冷房を問題とする場合には，昼間におけるハウス内最高気温で近似的におきかえることができる．

$$T_c={}_iT_{\max}-({}_iT_{\max}-T_0)\ \exp\left(-\frac{h_t}{c_p\rho\overline{H}}t\right).\quad(5.30')$$

さきに仮定した逐次交換の場合には，(5.30)，(5.30′)式の指数項に含まれている t（気塊がハウス内を通過する時間）は，つぎのようにあらわされる：

$$t=V_c/V_a.$$

したがって(5.30)，(5.30′)式はつぎのように書きかえられる：

$$T_c=T_m-(T_m-T_0)\ \exp\left(-\frac{A_fh_t}{Rc_p\rho V_a}\right),\quad(5.31)$$

$$T_c={}_iT_{\max}-T_0)\ \exp\left(-\frac{A_fh_t}{Rc_p\rho V_a}\right).\quad(5.31')$$

設定温度 T_c および内部最高気温 ${}_iT_{\max}$ が既知だとすると，流入量 V_a を与えることによって，容積 V_c あるいは床面積 A_f、保温比 R のいウス内のパイプ入口温度を T_c に維持するに必要な T_0 の値が決定される．(5.31′)式の変形から T_0 はつぎのようにあらわされる：

$$T_0={}_iT_{\max}-({}_iT_{\max}-T_c)\ \exp\left(\frac{A_fh_t}{Rc_p\rho V_a}\right).\quad(5.32)$$

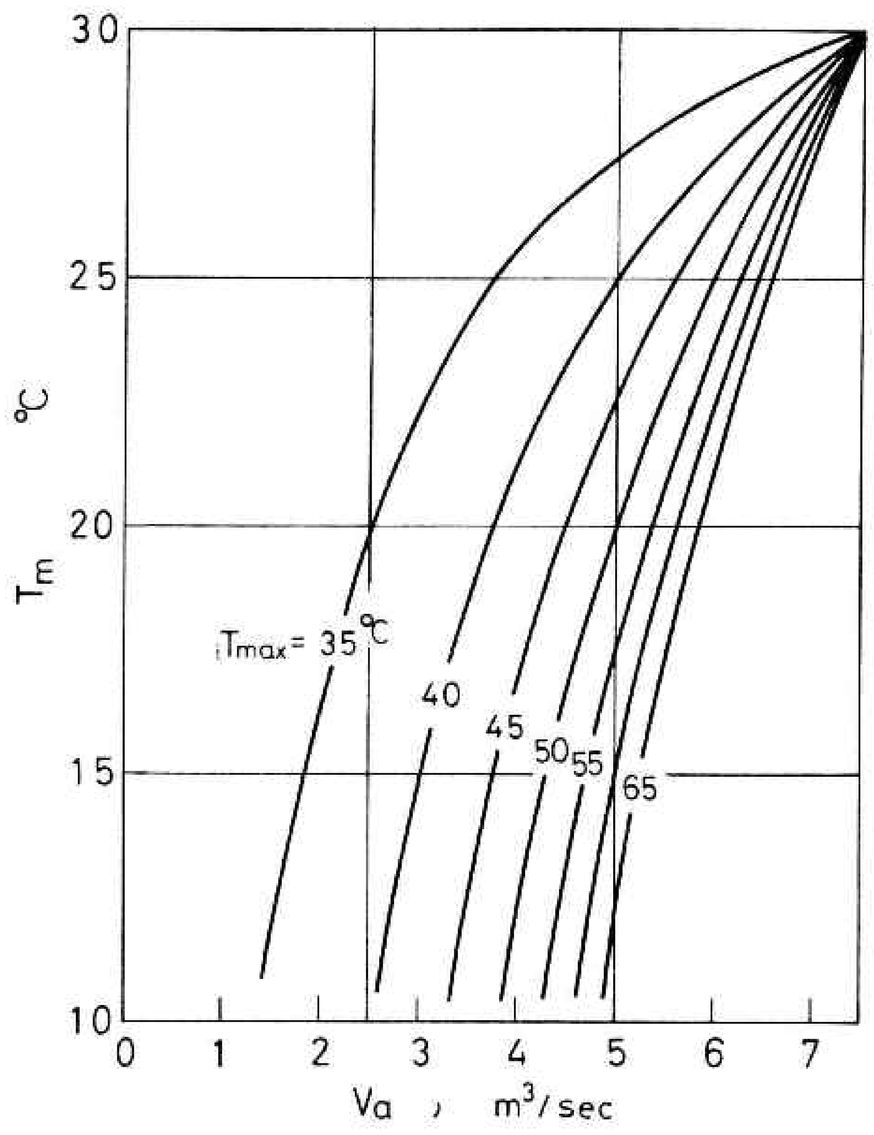

Fig. 5. 22 Dependence of outlet air temperature T_m' on the maximum air temperature inside the glasshouse and on amount of ventilation.

つぎに地中に埋設されたパイプ中での，空気温度の定常状態での冷却過程について考える．ここでは冷却にともなう相変化，パイプ内壁面での凝結はないと仮定する．

地中に埋設されたパイプの内径を r_i，外径を r_0，平均半径 r_m とすると，外径 l にわたっての伝達熱量はつぎのようにあらわされる：

$$q_h=h*\cdot 2\pi\ r_m\cdot l\cdot \Delta T_m.\quad(5.33)$$

ここで　q_h：伝達熱量　kcal/sec；　$h*$：総括熱伝達係数　kcal/m² sec℃：

$$h*=\frac{1}{r_m}\frac{1}{\frac{1}{h_1r_i}+\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_0}{r_i}+\frac{1}{h_2\cdot r_0}}$$

h_2：外壁面での熱伝達係数kcal/m² sec℃；　h_1：内壁面での熱伝達係数（kcal /m² sec℃）であり，これはパイプ内を通過する空気のレイノルズ数とプラントル数の関数として決定される；

ΔT_m：パイプの入口と出口におけるパイプ内外壁面温度差（ΔT_i, ΔT_0）の対数平均値でつぎのようにあらわされる：

$$\Delta T_m=\frac{\Delta T_i-\Delta T_0}{r_m\ (\Delta T_i/\Delta T_0)}.$$

伝達熱量 q_h は，パイプ内の送風量 V_a の気塊が地中への入口温度 T_c から，パイプ内の平衡温度 T_m' にまで冷却されるときに失う熱量 q_h' にひとしい．q_h' はつぎのようにあらわされる：

$$q_h'=c_p\rho V_a\ (T_C-T_m')\quad\text{kcal/sec.}\quad(5.34)$$

T_m' の値は，さきに説明した（5.32）式の関係から決定されるパイプの出口温度 T_0 に近似的にひとしい．

$q_h=q_h'$ の条件から埋設すべきパイプの延長量 l はつぎのように表わされる：

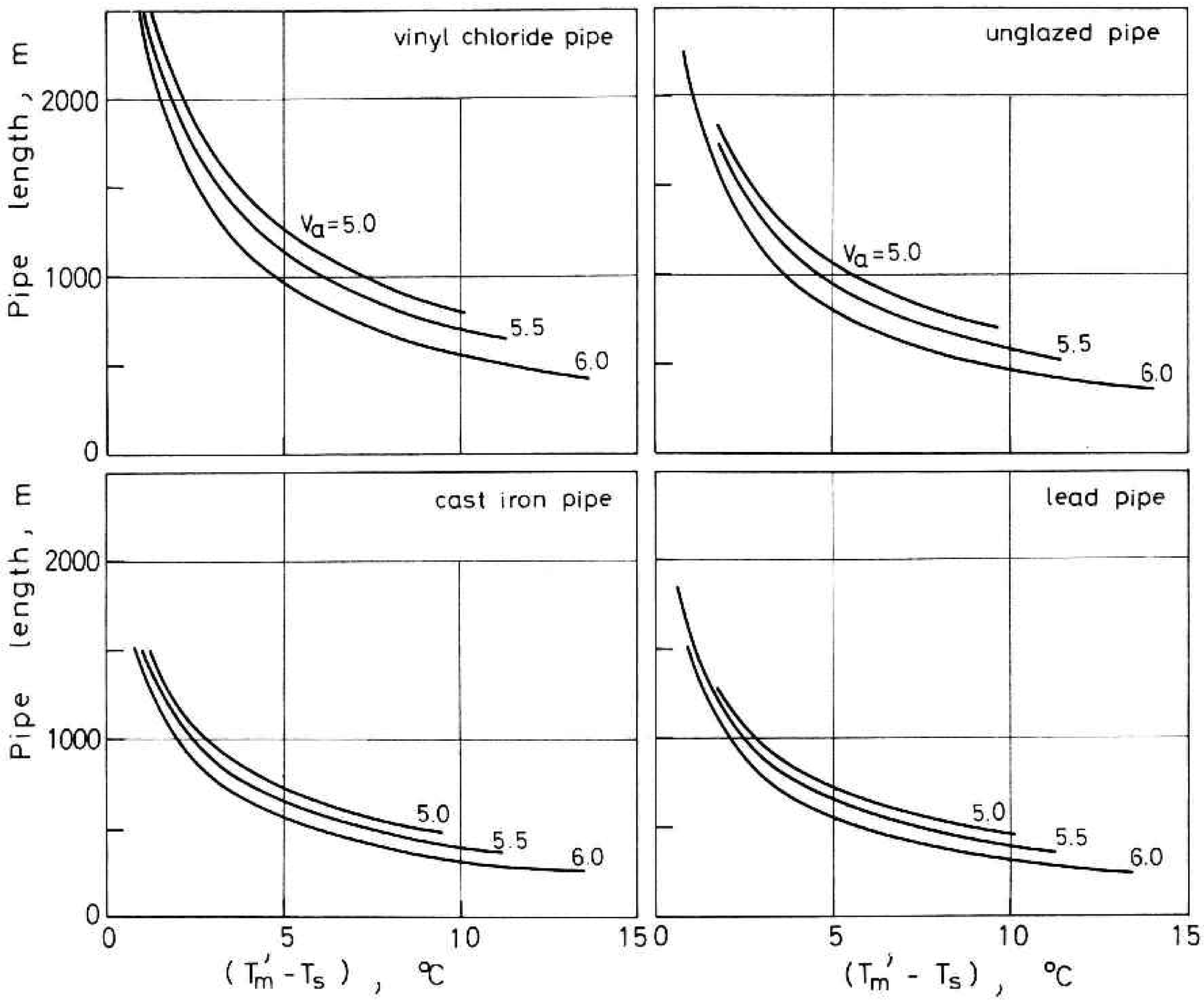

Fig. 5.23 Relation between pipe length calculated from Eq. (5.35) and temperature difference.
T_s denotes soil temperature at about 2-m depth.
T_m' denotes outlet air temperature of the pipe.
V_a denotes amount of ventilation.
A_f=100 m², $_iT_{max}$=50℃, T_r=30℃, R=0.6.

$$l = \frac{c_p \rho_0 V_a (T_c - T_m')}{2\pi r_m \cdot h_* \cdot \Delta T_m} \quad m \cdot \tag{5.35}$$

パイプの延長量の決定には，総括熱伝達係数h_*の評価が重要な意味をもっている

(5.35) 式をもちいてパイプ延長量を計算するには，T_m'の値を決定しなければならない．これは$T_0 = T_m'$の仮定をもちいて (5.32) 式から決定される．

床面積A_f=100 m²，保温比R=0.6, T_c=30℃の条件のもとに，(5.32) 式をもちいて計算された送風量V_aとパイプ出口温度$T_0 \simeq T_m'$との関係が第5.22図に示されている．図中の$_iT_{max}$は与えられた気象条件に対応するハウス内最高温度である．$_iT_{max}$の同一値に対し，流量V_aを増せばT_m'は高い値をとってもよいことをこの図は示している．また純放射量が多く内部気温が高くなるにつれて，必要送風量の下限値は大きい方に移動していくことがわかる．第5.22図では，流量V_a=7.5 m³/secにおいてT_m'=30℃となり，ここですべての$_iT_{max}$に対するT_m'とV_aの関係が一致している．このV_aの値はハウス面積の大きさによって変化するものである．

第5.22図でえられた$_iT_{max}$=50℃，T_c=30℃のときのT_m'とV_aの関係をもちいて，必要パイプ延長量を，(5.35) 式によって計算した．

パイプは次の4種類とした：

硬質塩化ビニール管　λ=0.00004 kcal/m sec℃；
素焼土管　λ=0.00012 kcal/m sec℃；
鋳鉄管　λ=0.0129 kcal/m sec℃；

鉛　　管　　λ =0.0084　kcal/m sec℃.

λ はパイプの熱伝導率である．計算にあたっては，管径はいずれも20cmとした．パイプ内流速は15 m/secである．計算結果が第5.23図に示されている．

資材の熱伝導率の小さい塩ビ管と素焼管では，同一温度差（$T_m' - T_s$）に対応するパイプの延長量が大きくなっている．鋳鉄管と鉛管ではほとんど差異はみられない．（$T_m' - T_s$）が大きいと，すなわち地中温度T_sが低いとパイプの延長量は著しく短くなってくる．この傾向は，とくに$\Delta T <$ 5℃の範囲で著しい．

第5.23図に示したパイプ延長量の計算では，パイプ外壁面と土壌層との熱伝達係数として16.6 kcal/m²hr℃（高志ら，1962）を採用している．もしパイプの埋設法が悪く，そこでの熱伝達に対する抵抗が大きくなると，（5.35）式中h_*の値はそれに支配されて小さくなるため，パイプ延長量は極端に大きくしなければならなくなってくる．地—気熱交換法の成否は，パイプの埋設法にかかっているといってもよいだろう．

なおここでは理想的な場合を考え，パイプから伝達される熱量は土壌層に完全に吸収され，パイプ相互間の干渉はないとしている．一重並列あるいは多重並列（山本，1966）の場合については今後さらに研究を要するが，単一パイプについてえられた延長量に一定の係数を乗ずることによって補正量を見込めばよいであろう．これらのことを検証するにたる実験資料はまだえられていない．

さきにのべたように許容される出口温度$T_0 \simeq T_m'$と地中温度T_sの差は，必要なパイプの長さの決定上重要な意味をもっている．T_m'はV_aによって規定されるので，T_sが小さい地方ほどこの地—気熱交換法による冷房は有利である．第5.24図に外気の日最高気温の月平均値の累年平均値と，深さ1,2,3 m の地温の月平均値の累年平均値との差の年変化が地域別に示されている．暖候期における温度差は，ハウス内に送風される空気温度が外気最高温度の場合と地温にひとしい温度にまで低下させられている場合の両者の差を示すものである．7,8月の盛夏期においては，あきらかに3 m 深さの地層に埋設したパイプを通気した方が有利である．以下7,8月の場合について地域別に簡単に説明していくことにする．

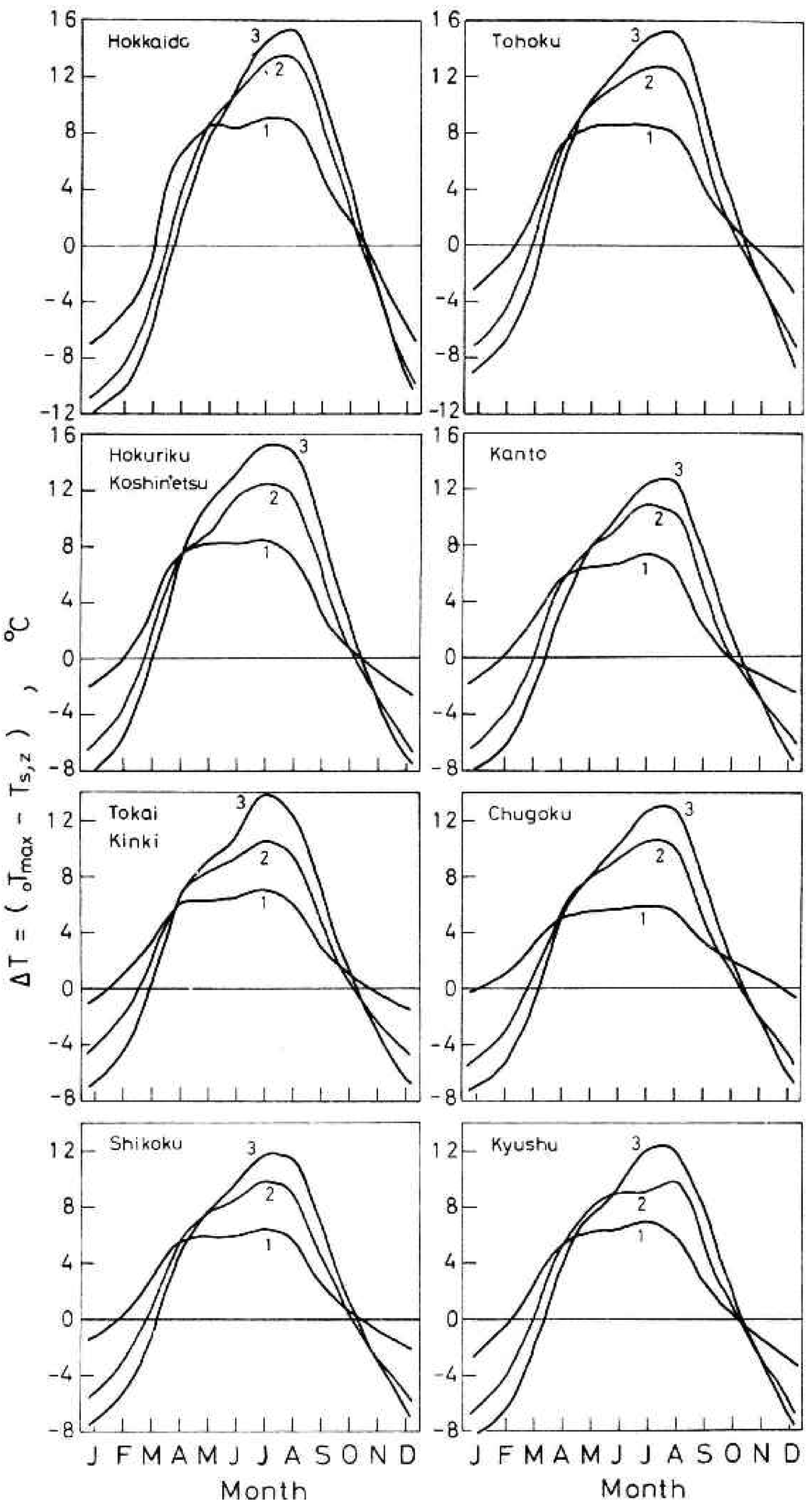

Fig. 5.24　Annual change of temperature difference ($_0T_{max} - T_{s,z}$). $_0T_{max}$ denot s' monthly mean daily maximum air temperature.
$T_{s,z}$ denotes soil temperature at depth Z m.

北海道地方：1 m 深さの場合には温度差（$_0T_{max} - {}_iT_s$）は約9℃であり，2 m 深さで約13℃，3 m 深さで約15℃となっている．1 m および2 m 深さの場合の温度差は全国的にみて最大の値である．

東北地方：3 m 深さの場合の温度差は，北海道のそれとほとんど同じである．2 m および1 m 深さの場合には，北海道での値よりも0.5～1.0℃減少している．

北陸・甲信越地方：東北地方とほとんど同一値を示している．

関東地方：3 m 深さの場合に温度差は約13℃となり，北日本地域でのそれと比較して約2℃減少している．

Table 5.2 Seasonal change of monthly mean daily maximum air temperature ($_iT_{max}$) inside the glasshouse (estimated), soil temperature observed at depth of 2 m ($T_{s,2}$) and of potential cooling degree-day (P_c) calculated from Eq. (5.36).

	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May	Jun.	Jul	Aug.	Sept.	Oct.	Nov.	Dec.	Total.
						Hokkaido							
$_iT_{max}$	13.9	17.3	25.4	35.8	43.8	48.7	50.8	51.1	44.3	36.2	25.0	17.3	
$T_{s,2}$	8.1	7.0	6.2	5.4	6.2	7.8	9.5	11.3	12.4	12.5	11.4	9.6	
P_c				912	1166	1227	1280	1234	957	735			7511
						Tohoku							
$_iT_{max}$	24.5	27.1	32.3	41.6	47.6	52.9	56.7	55.5	50.6	42.4	33.9	28.1	
$T_{s,2}$	9.8	8.1	7.1	7.3	9.1	11.4	13.9	16.3	17.7	17.1	15.0	12.3	
P_c			781	1029	1194	1245	1327	1215	987	784	567		9129
						Hokuriku, Koshin'etsu							
$_iT_{max}$	24.9	29.4	36.5	44.4	51.3	53.8	56.0	54.9	50.9	42.9	34.8	28.9	
$T_{s,2}$	11.3	9.3	8.5	9.3	11.3	13.8	16.5	18.9	20.0	19.2	16.9	14.1	
P_c			868	1053	1240	1200	1225	1116	927	735	537		8901
						Kanto							
$_iT_{max}$	27.7	32.6	40.4	46.4	52.6	55.3	57.6	56.6	54.2	46.2	37.3	28.6	
$T_{s,2}$	14.3	12.5	11.7	11.8	13.1	14.8	16.9	19.0	20.3	20.2	18.6	16.6	
P_c		563	890	1038	1225	1215	1262	1166	1017	806	561		9743
						Tokai, Kinki							
$_iT_{max}$	30.6	34.0	40.6	47.3	52.3	57.7	59.2	57.8	54.8	46.8	39.1	32.6	
$T_{s,2}$	12.5	10.6	10.3	11.6	14.1	16.9	19.7	22.2	22.9	21.4	18.7	15.4	
P_c	561	655	939	1071	1184	1224	1225	1104	957	787	612	533	10852
						Chugoku							
$_iT_{max}$	30.8	34.7	41.1	46.4	51.4	55.3	58.6	55.9	54.9	46.5	38.1	31.2	
$T_{s,2}$	13.6	11.9	11.3	12.0	13.7	15.9	18.5	20.5	21.6	20.5	18.5	16.0	
P_c	533	638	924	1032	1169	1182	1243	1097	999	806	588	471	10682
						Shikoku							
$_iT_{max}$	30.7	35.6	41.7	48.1	53.9	57.2	59.3	58.3	55.5	47.3	38.8	32.0	
$T_{s,2}$	15.3	13.4	12.7	13.5	15.2	17.5	20.1	22.3	23.4	22.6	20.5	17.9	
P_c	477	622	899	1038	1200	1191	1215	1116	963	766	549	437	10473
						Kyushu							
$_iT_{max}$	33.8	37.1	43.9	50.1	54.7	57.3	59.9	58.2	55.1	48.1	40.1	34.7	
$T_{s,2'}$	16.9	15.2	14.3	14.3	15.5	17.2	19.4	21.4	22.5	22.3	20.9	19.0	
P_c	524	613	918	1074	1215	1203	1256	1141	978	800	576	487	10785

2ｍ深さの場合に11℃，１ｍ深さの場合７℃の温度差があるが，これは北海道での値にくらべていずれも約２℃小さい値である．

東海・近畿地方：関東地方とほとんど同一値である．

中国地方：３ｍ深さおよび１ｍ深さの場合に約１℃小さくなっているが，２ｍ深さの場合には差異はない．

四国地方：３ｍ深さの場合に温度差は約12℃，２ｍ深さで10℃，１ｍ深さで６℃となっている．中国地方のそれと比較すると，３ｍ深さの場合だけ約１℃小さくなっている．

九州地方：四国地方の場合と本質的な差異は認められない．北海道地方の値と比較すると，３ｍ深さの場合に３℃，２ｍ深さで２℃，１ｍ深さで２℃それぞれ小さくなっており，南へいくにつれて熱の吸源強度が小さくなっていくことを示している．

与えられた気象条件のもとで成立するハウス内可能上昇温度${}_iT_{max}$と，２ｍ深さの地温$T_{s.2}$の差は潜在的な冷房能力を示す１種の農業気候資源量とみなすことができる．

$$P_c=\int_{t_1}^{t_2}\left({}_iT_{max}-T_{s.2}\right)\,dt \quad (℃\text{-}\,day). \tag{5.36}$$

ここで　P_c：最大可能冷房デグリーデー；　t_1：内部最高気温${}_iT_{max}$が30℃以上となる期間のはじまり；t_2：${}_iT_{max}$が30℃以上である期間の終り．

上式に示されているように，温度差の積算値を最大可能冷房デグリーデーとよび，それの地域的変化について検討した．${}_iT_{max}$については本章第１節で説明した湿潤および乾燥条件下での日最高気温の推定値を採用することにした．第5.2表に示されている${}_iT_{max}$の値は，実測日照時数を基礎として算出された放射量条件に対応する湿潤・乾燥両条件下の${}_iT_{max}$の平均値をとっている．第5.2表によれば，${}_iT_{max}$は各地方とも７月に最高値があらわれ，最低値は１月にあらわれている．２ｍ深さの地温は，北海道ではもっともおそく４月に最低値があらわれ，その他の地方ではいずれも３月に最低値があらわれている．

ハウス内最高気温が30℃をこえる期間内のデグリーデーで示されるP_cは，７月に最高値があらわれる．P_cの値がえられる期間は，北海道で４月から10月の７カ月間，東北・北陸・甲信越の各地方で３月から11月の９カ月間となっている．関東地方は２月から11月にかけての10カ月間であり，その他の西日本の各地方では１年を通じてえられている．

P_cの年合計値は北海道がもっとも小さく（約7,500℃-day），ついで北陸・甲信越地方，東北地方の順となっている．東海地方以西では10^4 ℃-day以上となっており，そこでの地域間の差異は小さい．

第５章総括

栽培用ハウスの温度環境制御の中で，とくに夏季の冷房について数値実験的ならびに熱収支気候学的研究をおこなった．

第１節では，前章の定常モデルによってえられた内外気温差と純放射量との関係式をもちいて，内部気温推定に関する気候学的計算をおこなった．この際，可照時数と実測日照時数を基礎として決定された二通りの日最高純放射フラックスをもちいて，二通りの推定値がえられた．実際の表により近いと考えられる後者の夏季の最高値の分布はつぎのように要約できる．

内部が完全湿潤の場合には，北海道を除き最高気温が50℃以上となり，完全乾燥の場合には60～70℃に達することがわかった．ハウス内最高気温の年変化の様相にはあまり大きな地域間差異はみられないが，北海道は他の地方と比較して約10°C低く経過している．

第２節では，密閉ハウスの内部気温日変化データからえられた，設定温度T_c以上の冷房デグリーアワーを求める簡便式（5.10式）を提案した．またこれをもちいて年間積算冷房デグリーアワー$<D_h>_{year}$，それの年次間変動度を示す標準偏差σ，ならびに再現期間10年をもつ年間積算デグリーアワーの確率値 P_{10} を求めた．$\langle D_h\rangle_{year}$・は湿潤条件下で５～25 k℃hr，乾燥条件下で30～80k℃hr の範囲にあることがわかった．標準偏差は大きな地域間差はなく，北海道の1,200℃hrから，九州西部の1,600℃hrの範囲にある．P_{10}は10～28k ℃hr（湿潤条件）と30～80k℃hr（乾燥条件）の間にあり，乾燥条件下のP_{10}は累年平均値に非常に近い値となっている．

第３節では，しゃ光法，換気法，冷水掛流し法，気化冷却法ならびに地一気熱交換法について検討すると

ともに，関係諸量の農業気候学的推定をおこなった．

しゃ光法は，昼間における熱源強度を規制するため非常に効果は大きいが，しゃ光の限度として作物の光合成に支障をきたさない範囲という制約がある．

換気法の評価をおこなわうために，換気を考慮したモデルをもちいて数値計算をおこなった．床面積100 m² のハウスについて，風量と内外気温差の関係図がえられた（第5.13図）．同一送風量の内外気温差に与える影響は，床面での純放射量の大小によって異なる．

しゃ光法と換気法を組合せた場合についても検討した．しゃ光による透過率の減少は，内外気温差の減少に直接的に作用するが，換気は一定量以上の範囲でのみ内外気温差の減少に寄与する．

冷水掛流し法に関する簡単なモデルを用いて，数値計算をおこなった．年平均気温にほぼひとしい冷水を掛流しした場合の温度降下量は約3℃以下であることがわかった．これは既往の実測値と大体一致している．

気化冷却法をもちいたときの必要送風量と噴霧水量の計算図表を，冷房デグリーアワーを基礎として作成した．

気化冷却法による冷房設計の基礎資料となる最高気温時の乾・湿球温度差ならびに流入空気の混合比と飽和混合比との差の気候学的推定をおこない，これらの量の地理的変化を明らかにした．8月の温度差としては，北海道で4～6℃，東北・関東地方の大部分で5～6℃，それ以外の地方では大体6～8℃を期待できることがわかった．湿度差としては，北海道で1.2～2.2 g/kg，関東以北では2.0～2.4 g/kg，関東以西の各地では2.4～2.9 g/kg程度の値が期待できることがわかった．

地—気熱交換法に関する数値モデルの考慮から，送風量と吹出し温度ならびに内部気温との関係図を求め，これを基礎としてパイプ延長量についての資材別の比較計算をおこなった（第5.23図）．換気の空気源を外気とした場合と，地温にひとしい温度の空気にしたときの比較の目安をあたえる温度差（${}_{o}T_{max}-T_{s,z}$）の地域的差異および年変化について明らかにした（第5.24図）．これによれば地—気熱交換法は北日本地域が有利である．

温度差（${}_{t}T_{max}-T_{s,2}$）およびその積算値は，1種の農業気候資源量とみなすことができる．${}_{t}T_{max}$ が30℃をこえる期間についての積算値を求め，その年変化ならびに地理的変化を明らかにした．

要　　約

栽培用ハウスの気温成立機構を明らかにし，内部気温環境の予測法を確立することは，施設園芸において農業気象学の分野に課せられたもっとも基本的な課題である．この課題を解決することによって，各種の効率的な内部環境制御法の確立ならびにそれの効率的適用が可能となる．またとくにハウス内の気象環境成立に関与している，各気象的および伝熱工学的パラメータに関する正確な情報を整えておくことは，今後内部環境の適応制御技術による生産のシステム化をはかる上に欠くことのできないことである．このような観点のもとに，本研究ではハウス内気温環境の予測ならびに制御について，主として熱収支法を基礎とした実験的ならびに理論的研究をおこなった．

実験的研究においては，ガラス室とビニールハウスをもちいた．ガラス室は床面積237 m²，保温化0.53，東西方向，2連棟の作物実験用ガラス室である．ビニールハウスは，床面積47 m²，保温比0.38，東西方向，単棟両屋根型である．いずれも設置場所は東京都北区西ケ原，農業技術研究所構内である．無栽植，密閉条件のもとで放射・温度・湿度・地温・蒸発量などの観測資料がえられた．

温度予測に関する数値実験的研究では，計算はすべて電子計算機（TOSBAC −3400）を使用した．制御法に関する研究においても，気候資料の整理および制御法の数値モデルの計算には電子計算機を使用した．

上述の実験的研究および数値実験的研究から，大要つぎのような結果をえた．

1．ハウス内微気候環境の特徴

（1）気温環境の特徴

ハウス内気温日変化の実測から，屋外の全短波放射量に比例して内外気温差の変化がみられること，内気温と外気温の最高起時におくれはみられず，むしろ内気温の最高起時は外気のそれより早い場合が多いことがわかった．また，床面純放射量が終日負値となる積雪時においても，地中熱交換量が十分であれば，内気温は外気温より高く，内外気温差の逆転はみられないことなどが実証的に明らかになった．最高気温時の内外気温差と屋外全短波放射量の日変化を単純な正弦曲線で近似したさいの日最高フラックスとの関係はつぎのようにあらわされる．

$$\langle \Delta T_{max} \rangle = 2.0 + 14.4 \langle R_f' \rangle . \qquad (2.5)$$

このような回帰式の定数および係数は，ハウスの保温化，湿潤度によって異なる値をとるが，この種の関係式は内気温予測の簡便法として利用することができる．

最低気温時の内外気温差は平均約2℃となり，内外気温の逆転現象は冬季間中二,三例しかみられなかった．通常のハウスでは内外気温の逆転現象は出現頻度が非常に小さいと考えられる．

夜間における内気温の降下度（日没時あるいは純放射量が零のときの気温と翌朝の最低気温との差）は，外気温の降下度ならびに長波有効放射量の大きさに関係しており，前者との関係は一次直線によって近似できる．夕刻に屋外での純放射量が零となるときの内外気温差として平均7.0℃がえられた．

ハウス内の放射収支式を用いて，床面と内壁面間の温度差の値を推定した．晴夜における温度差は，6～7℃程度であることが推定された．これらの値は，数値実験（第4章）による結果ならびに卜蔵（1969）の測定値に近いものである．

（2）放射環境の特徴

ハウスは太陽放射を透過させるが，その透光特性は昼間における熱源強度ならびに，夜間の熱源となる地中貯熱量に大きな影響を与える．冬季間の実測によって，太陽放射の日平均透過率とその時期的変化を明らかにし，全期間平均値として0.57をえた．大気汚染度の小さい地方では，これより大きい値をとると推定される．透過率の太陽高度による変化も実測された（第2·12図）．

ハウス内純放射量推定のための，つぎのような関係式をえた．

$${}_iS_d = -14 + 0.50\,{}_oR_s \qquad \text{ly/day}, \qquad (2\cdot15)$$

$${}_iS_d = -8 + 0.87\,{}_iR_s \qquad \text{ly/day}. \qquad (2\cdot16)$$

(2·15) 式は，このハウスの純放射量が屋外全短波放射量の約50%程度であることを示している．この係数は透過率と密接に関係している．(2·16) 式は，ハウス内水平面全短波放射量と純放射量の関係を示すもの

である．係数は床面の反射特性と密接に関係している．

完全晴天時におけるハウス内の純放射量と全短波放射量の関係式から，Heating coefficient γ を計算した．これは純放射量の増加と，それに伴う能動面の温度上昇に起因する長波放射の増加の割合を示すもので，能動面の放射収支特性をあらわす1指標としてもちいることができる（Monteith, 1961）．

ガラス室内の計算値は0.03であり、野外での値 0.3 にくらべて1/10の大きさである．このようにハウス内では，みかけ上純放射の増加にともなう長波放射量の増加率は小さい．これは被覆物による下向き長波放射量がかなり大きいことを示すもので，ハウス内での放射収支特性の一つである．

（3）湿度環境の特徴

ハウス内気層は湿度の日変化振幅が大きいので，それに伴って湿度状態の変化も大きい．ハウス内湿度の表示法としては，相対湿度がよく用いられているが，蒸発散量の評価などとの関連を考えると，水蒸気圧・飽差の方が利用価値が高く，また高温期の湿度特性をよりよく表示しうると考えられる．

ハウス内の水蒸気収支式を基礎として，ハウス内部の乾燥度に関係したボーエン比による湿度日変化振幅の割合，ならびに熱収支項より成る項Aの日振幅に関する数値計算をおこなった．いずれもボーエン比が小さい（湿潤条件）ほど振幅は大きい．

湿度環境は蒸発量に大きな影響を与える．ハウス内蒸発計（直径20cm）蒸発量の露場蒸発計（直径20cm）蒸発量に対する比は，完全湿潤条件下の 0.3 に対し，乾燥条件下では 0.7 という結果をえた．

2．熱収支特性

ガラス室およびビニールハウスの長期観測からえられた資料をもちいて，熱収支解析をおこなうとともに熱収支法を利用した熱交換パラメータの推定をおこなった．

（1）ガラス室の熱収支

室内が乾燥しているため，潜熱交換量がないと仮定して熱収支解析をおこなった．純放射フラックスの最大値0.55 ly/minに対し，内外気温差は約18℃，0.27 ly/minに対し12℃という結果をえた．純放射フラックス強度と内外気温差の関係は、ハウスの構造特性と湿潤度に密接な関係をもっている（第4章）．

ハウスの熱収支特性を表わす1指標である貯熱比は0.58と0.44であり，瀬尾（1962）がえた0.38～0.47にくらべてやや大きい．

ハウス全体についての熱収支の考慮から，昼間の総括熱伝達係数として，$0.5\sim1.5\times10^{-4}$ ly/sec℃の推定値がえられた．

（2）ビニールハウスの熱収支

密閉したビニールハウスを使用し，湛水池の設置および床面の資材による処理などによって5種の熱収支観測をおこなった．

Ⅰ）湛水池面上の熱収支

ハウス内および隣接した屋外に設けた湛水池（4.2 m²）面上の熱収支比較観測をおこなった．ハウス内の湛水温は，夜間には内気温より高く昼間に低い日変化を示した．これは夜間における顕熱フラックスは水層から内気層へ，昼間には気層から水層へ向かっていることを示している．内部湛水池の水温の最高起時は，内気温および純放射フラックスの最高起時よりそれぞれ3時間と4時間のおくれをもっていた．外部湛水池の水温は外気温に非常に近い値を示した．内部湛水面のボーエン比は0.6～0.9，外の湛水面のボーエン比は昼間負となった。

貯熱比は外では0.67，内では0.92また外で0.25に対し内で0.80となり，ハウス内では貯熱比がかなり増加した．熱収支解析から導かれた湛水池面上の交換速度は，ハウス内外であまり大きく違わなかった．

Ⅱ）湿潤裸地床面上の熱収支

純放射強度0.61 ly/minに対し，内外気温差は約20℃であった．ボーエン比は湛水池面の場合と同様に夜間に正の大きな値をとり，昼間に小さい日変化を示した．

外気の水蒸気圧の日変化は一般にわずかであるが，ハウス内の水蒸気圧は高気温によって水蒸気包含力が急増するために，昼間に著しく高くなることがわかった．これは湿潤ハウスに対し換気をおこなうと，顕熱交換のほかに換気による潜熱交換量がかなり大きくなることを意味している．

貯熱比は0.46と0.36で，ガラス室の場合にくらべると小さく，瀬尾の結果に近い．

Ⅲ）断熱材被覆床面上の熱収支

地中熱交換量は床面の状態によって規定されるため，ハウスの保温構機を考える場合に床面の熱的特性が重要な意味をもってくる．床面処理の第１実験として，断熱性の高い発泡スチロール板(大きさ100×200cm，厚さ３cm）を床面にしきつめた場合の熱収支を観測した．

地中熱交換量の抑制によって，夜間の内気温は外気温より２～3.5℃低く経過した．スチロール板の反射率が大きい（0.55～0.65）ため，純放射量はハウス内の全短波放射量の50%に近い値となった．純放射強度0.24 ly/minに対し，内外気温差は16℃であり，単位放射強度あたりの昇温度は大きい．

潜熱交換を無視し，ハウス全体の熱収支から総括熱伝達係数を求めた．昼間の値は1.0～2.7×10^{-4} ly/sec℃の範囲にあり，風速による変化はほとんどみられなかった．

Ⅳ）ビニール被覆床面上の熱収支

潜熱交換量を完全に抑制することを目的としてビニールマルチをおこなった．マルチによって早朝に内外気温差の逆転がみられた．純放射強度 0.6 ly/min に対し，内外気温差18℃がえられた．昼間の飽差は外部11 mmHgに対し，内部では21mmHg となった．これはハウス内のビニールマルチをした場合，蒸散量の増加が見込まれることを意味している．貯熱比は0.23となった．ビニールマルチは，内気層の乾燥化には役立つが保温機能を高める効果はない．

Ⅴ）ビニールフイルムと断熱材で被覆した床面上の熱収支

外気温の最低値が10℃以上という暖候期の５月の実験にもかかわらず，夜間の内気温は外気温より２～３℃低く経過した．昼間の内外気温差は${}_{i}S$＝0.3 ly/minに対し約15℃となった．純放射量の積算値が小さいため，貯熱比は0.39とあまり小さくなっていない．

上述のⅡ～Ⅴの実験結果から，無加温ビニールハウスの気温成立に対し，地中熱交換量がきわめて大きな影響を与えていることがわかる．したがって，とくに夜間の内部気温の予測にあたっては，地中熱交換量をかなりの精度で評価することが必要である．

3．熱交換パラメーターの推定

湛水池面あるいは湿潤裸地面上の熱収支式から，交換速度はつぎのようにして推定できる．

$$ {}_{i}D=\frac{{}_{i}S-{}_{i}B}{c_p\rho\cdot\Delta T+l\rho\dfrac{0.622}{P}(\varphi\Delta T+d)} \quad . \tag{3.8}$$

10日間の観測資料によってえられた内部湛水面上の交換速度${}_{i}D$の平均値は，0.2～1.0cm/sec（${}_{i}h$＝0.58～2.88×10^{-4} ly/sec℃）の範囲で日変化し，屋外湛水池面上の交換速度${}_{o}D$は0.2～2.8cm/sec（${}_{o}h$＝0.58～8.06×10^{-4} ly/sec℃）の範囲で日変化した．湛水面上の${}_{i}D$，${}_{o}D$とハウスの内・外壁面での交換速度が近似的にひとしいと仮定すると，ここにえられた上述の値はハウス内壁面および外壁面での熱伝達係数に関する情報を与えるものである．

屋外裸地面上の熱収支計算からDを推定し，それを外壁面でのDと仮定することによって外壁面熱伝達係数におきかえ，それと風速との関係を求めた．

$$ {}_{o}h=2.8+0.35\,u_{15} . \tag{3.9}$$

同様にして湿潤裸地床面上の熱収支解析からえられた${}_{i}h$の大きさは，夜間0.3～0.6×10^{-4} ly/sec℃，昼間${}_{i}h\geqq 5.8\times10^{-4}$ ly/sec℃をえた．昼間の値はやや大きすぎるように思われる．

総括熱伝達係数h_tを種々の方法によって推定することを試みた．床面温度の最高起時における地中熱交換量は近似的に無視できるとして，h_tの推定をおこなった．h_tと風速との相関度は小さいが，つぎのような回帰式がえられた．

$$ h_t=1.06+0.15u_{15} \quad (\times10^{-4}\ \text{ly/sec℃}) . \tag{3.13}$$

これによると，風速数m /secにおいてh_tは２×10^{-4} ly/sec℃に近い値をとることになる．

断熱材処理期間中にみられた夜間気温の急変過程を利用してh_tの推定をおこなった．しかし得られたh_tの値は0.05～0.14×10^{-4} ly/sec℃の範囲にあり，小さすぎるように思われる．

4．解析的解法による内部気温の予測

熱収支法を基礎として，ハウス内気温日変化に関する解析解を求めた．それはつぎのようになった．

$$ {}_iT=\frac{c_p\rho V_c b_o}{A_w(h_t+h_{aa})}+\sum_{i=1}^{N}\frac{1}{k^2+(i\omega)^2}\sum_{i=1}^{N}\left\{ b_i(k\cos i\omega t +i\omega\sin i\omega t)+c_i(k\sin\omega t-i\omega\cos i\omega t)\right\}. \tag{4.5}$$

内気温日変化に関する計算値と実測値の比較を，ガラス室とビニールハウスについておこなった．床面の状態がやや複雑であったガラス室の場合には，地中熱交換量の評価が十分でなかったため両者はあまり一致しなかった．しかし裸地床面をもつビニールハウスの場合には，両者はよく一致した．これらの推定値の実測値に対する適合度は，基本式（4.3）に含まれている項Aの日変化をあらわす式の近似度に影響されるところが大きい．

5．無換気定常モデルによる内部気温の予測

ハウス内床面，内壁面，外壁面での熱収支解析から，床面温度・内壁面温度・外壁面温度を電子計算機によるねらいうち法によって求める方法を提案した（内島・岩切，1970)．これは地中からの伝導熱量の床面での顕・潜熱フラックスへの配分（夜間)，床面純放射量の顕・潜熱フラックスへの配分(昼間）にあたって，床面での熱伝達抵抗が考慮されている点が従来の熱収支法と異なっている．

内外壁面温度が近似的にひとしく，内気温が床面温度と内壁面温度の平均値として表わされると仮定すると，この方法による内外気温差は形式的にはつぎのようにあらわすことができる．

$$\Delta T=\frac{R\cdot {}_iB-f\cdot {}_oF}{{}_oh+f\cdot {}_oh_r}+\frac{0.5\,{}_iB}{\left\{ {}_ih_r+\dfrac{{}_ih(1+2\varphi)}{(1+R)}\right\}}. \tag{4.27}$$

昼間の場合には，地中熱交換量${}_iB$の項に床面での純放射量から地中熱交換量を差引いたものを代入すればよい．

（1）夜間における密閉ハウスの温度

夜間における内外壁面温度は，熱源強度を示す地中熱交換量${}_iB$と外壁面上の有効長波放射量${}_oF$の量的相互関係に影響され，${}_iB<{}_oF$ならば内外壁面温度ともに外気温より低くなり，${}_iB>{}_oF$ならば外気温より高くなる．

夜間における外壁面熱伝達係数はつぎのようにあらわされる．

$${}_oh=\frac{R\cdot {}_iB}{({}_oT_w-{}_oT)}\left\{ 1-\frac{f}{R}\frac{{}_oE}{{}_iB}\right\}-f\cdot {}_oh_r. \tag{4.23}$$

式中の各項はいずれも測定可能量であるから上式は${}_oh$の実験的決定に利用できる．

外壁面温度と外気温がひとしく，ハウス内部から貫流してきた熱が外壁面での有効長波放射のみによって伝達される臨界条件C_1は，ハウスの保温比のみの関数であらわされ，保温比0.6のときC_1は0.769である．

床面温度と内壁面温度の差は，熱源強度と保温比の増加に比例して増加し，内壁面熱伝達係数の増加につれて減少する．

内壁面熱伝達係数${}_ih$はつぎのようにあらわされる．

$${}_ih=\frac{1+R}{1+2\varphi}\left\{\frac{{}_iB}{({}_iT_s-{}_iT_w)}-{}_ih_r\right\}. \tag{4.26}$$

これも${}_ih$の実験的決定法に利用できる．

内・外気温差逆転の臨界条件C_2は（4.27）式の変形から求められる．

ここで提案した方法による内外気温差の計算値と，内島(1967)，三原（1969）による計算値との比較をおこなった．比較した2法にくらべて，この方法による値は小さく，よい一致はえられなかった．このくいちがいの原因の一つは，熱源強度を与える${}_iB$の顕熱フラックスへの配分に熱伝達抵抗を考慮したことによると考えている．

ハウス内外面での熱伝達の特徴におよぼす熱交換パラメータ，熱源強度，保温化の影響について数値実験的研究をおこなった．

（2）昼間における密閉ハウスの温度

床面温度はハウス内の純放射強度ならびに湿潤度と密接に関係しており，同一純放射量条件下での温度の

湿潤度による差異は10℃に達している．乾燥条件下での床面温度がこのように高くなるのは，潜熱伝達の回路が閉ざされているためである．内・外壁面温度の差は小さく，いかなる条件のもとでも2℃をこえることはない．

昼間における内気温予測のために，純放射量と内外気温差の関係を保温比別に明らかにした．内外気温差は，内部の温潤度によってことなり，純放射量 0.6 ly/minのとき，13℃（湿潤条件）と22℃（乾燥条件）である．

内外気温差には内壁面熱伝達係数$_ih$と外壁面熱伝達係数$_oh$が関係する．$_ih$ を $1\sim4\times10^{-4}$ ly/sec℃ の範囲で変化させた場合に，内外気温差に与える影響は比較的小さく，通常の純放射量条件下では3℃（湿潤）と5℃（乾燥）以下である．

外壁面熱伝達係数は内外気温差に大きく影響し，$_oh$が小さい（$_oh\leqq3\times10^{-4}$ ly/sec℃）範囲では，とくに$_oh$の差異による内外気温差の変化量は大きく，6×10^{-4} ly/sec℃以上ではohによる内外気温差の変化量は小さい．

矢吹（1961）の観測結果およびガラス室の観測資料との比較から，内部最高気温の気候学的推定にあたっては，$_oh\sim4\times10^{-4}$，$_ih\sim2\times10^{-4}$ ly/sec℃を使用してよいことがわかった．夜間の場合と同様に，内壁面熱伝達係数$_ih$は，床面と内壁面の温度差に密接に関係しており，$_ih$の減少は温度差の増加をもたらす．またこの温度差に対する保温比の影響は内部の湿潤度によってことなり，乾燥条件の場合には保温比が大きいほど温度差が大きくなる傾向がはっきりしているが，湿潤条件下ではその差異はわずかしかみられない．

6．換気定常モデルによる内部気温の予測

換気項を考慮し，床面，内壁面，外壁面の熱収支から床面温度，内壁面温度ならびに外壁面温度を求め，次いで内気温を推定する方法を提案した（岩切・内島, 1970）．これも無換気モデルの場合と同様に，電子計算機によるねらいうち法によって計算を進めるものである（4.39，41，42式）．

換気によって床面温度が減少し，内壁面温度との差も減少する．純放射強度 0.464 ly/min で換気率$N=0$のとき床面温度は55℃であるが，$N=120$に増すとそれは18℃低下して37℃となる．

換気率を考慮した内気温予測法のための計算図を作成した（第4・26図）．換気率の増加にともなう温度差の減少度は，換気率が30以下では大きいが，それ以上では換気率の増加による温度差の減少は次第に小さくなり，単位換気率あたり温度低下量は小さくなる．

換気ハウスにおいては，保温比$R=0.6$を±0.2変更することによってえられる内外気温差の増減は3℃以下であり，保温比の影響は無換気ハウスにくらべて相対的に小さい．

Businger（1963），内島（1964），高倉ら(1968)，三原（1969）の提案式との比較をおこなった．換気率が20以上では5方法による結果は互いによく一致したが，換気率が20以下の小さい範囲では他の4方法による結果に比較して小さい．このくいちがいの原因の一つは，この換気モデルにおいても，床面での顕熱フラックスへの配分に伝達抵抗が考慮されていることにあると思われる．これについては今後実験的に検証する必要がある．

7．非定常モデルによる内部気温の予測

大面積で平たんな屋根をもち，近似的に保温比を1.0とみなせるハウスを想定した．土壌層，ハウス内気層，ガラス層，外気層の4層に対する，一次元非定常熱拡散方程式の差分法による解から，各層の温度分布を求める数値実験をおこなった．数値モデルとしてはまだ初歩的なものであるが，非定常解法に関する研究の第1段階としておこなったものである．

（1）通常差分法による夜間気温の解析

この方法による場合，拡散パラメータ，時間格子間隔，距離格子間隔によって決定される安定条件（4.55式）を満足させる必要がある．ここでは時間格子間隔として0.1秒をとる必要があった．この時間格子間隔では，実時間より大きい演算時間を必要とするため，ここでは夜間における各要素間の定性的関係を明らかにするにとどめた．

拡散係数の分布型として，一定分布型と漸増型分布を仮定したが，後者が実際の場合により近いのではないかと考えた．拡散係数の最大値は200～400 cm²/sec の範囲にあると推定した．これらについては実験的

検証が必要である．床面および内壁面近くでの拡散係数の大きさは，温度分布形ならびにその絶対値の大きさに関係しており，床面付近での拡散係数が大きいと内気温の上昇がみられる．

外壁面上の風速の関数として与えられる外部の拡散係数は，外気と外壁面間の顕熱伝達を規定し，外壁面上の有効長波放射量が大きい条件下では，外壁面の放射熱損失を補償する．

（2）マトリックスによる解法

前法とは格子のとり方を変え，これをマトリックスによって解く方法を応用した．この方法では時間格子間隔を比較的に大きくとることができるので（10秒），中速の電子計算機をもってしても日変化解析が一応可能である．

拡散係数の分布型としては，漸増型（K1），一定値型（K2），放物線型（K3）の3種とし，拡散係数の最大値を200，500，1,000 cm^2/secとすることによって計9種のモデルを考えた．このうち5種のモデルについて昼間気温変化の計算をおこなった．屋外全短波放射量，外壁面上30 cm高さの外気温，ならびに床面下1 m深さの地温などの日変化はフーリエ近似式によってあらわした．

計算値と昼間における内気温分布実測値との比較から，拡散係数分布の形としては放物線型（K3）が実際に近いのではないかと考えられる．拡散係数の最大値の大きさとしては，500～1,000 cm^2/secの範囲の値をとるのではないかと推定した．これらについては今後実験による検証が必要である．

数値計算によってえられた温度分布を整理して，熱交換パラメータが床面—内壁面間温度差におよぼす影響を明らかにした．これらの関係は定常モデルによってえられた結果と傾向的によく一致している．

非定常モデルによる内気温成立の解析のもっとも大きな特徴は，内部気温と各熱収支項の時間的変化を明らかにできることにある．

8．温度制御に関する研究

栽培用ハウスの温度制御の中で，とくに夏季の冷房に焦点をあわせ，冷房計画に関する基礎的資料をととのえるために簡単なモデルを用いて各種冷房法に関する数値実験的研究をおこなった．

（1）可能上昇温度の熱収支気候学的推定

冷房負荷量決定の基礎となる内部気温の可能上昇度ならびに内気温の絶対値は，純放射強度と外気温によって決定される．純放射の日最高フラックスを二通りの方法で決定し，それぞれについて可能上昇値を求めた．ここではより実際の値に近いと推定される実測日照時数による結果についてのみ説明する．

内部最高気温の決定は次式によった．

$$ {}_iT = {}_oT + 23.0\,{}_iS - 1.2, \qquad \text{(wet)} \qquad (5\cdot3) $$

$$ {}_iT = {}_oT + 38.8\,{}_iS - 1.5. \qquad \text{(dry)} \qquad (5\cdot4) $$

湿潤条件下における内気温の年間最高値は，北海道を除き50℃以上，乾燥条件の場合には60～70℃に達することがわかった．

（2）冷房負荷量の推定

密閉ハウスの内部気温日変化データからえられた，設定温度Tc以上の冷房デグリーアワーを求める簡便式を提案した（岩切・内島，1970）．

$$ D_h = ({}_iT_{max} - T_c)^{1.65}. \qquad (℃\cdot hr/day) \qquad (5\cdot10) $$

i）年間積算冷房デグリーアワーの累年平均値

設定温度T_c＝30℃以上の冷房デグリーアワーの年間積算値を累年気候資料から推定した．累年平均値は湿潤条件下で5～25 k℃hr，乾燥条件下で30～80 k℃hrの範囲にあり，北日本と西日本ではかなりの差異が認められる．

ii）年間積算冷房デグリーアワーの年次間変動

累年統計値から標準偏差σの地理的変異を明らかにした．標準偏差の大きさは北海道で1.2～1.3 k℃hr，その他の地方で1.3～1.6 k℃hr（湿潤条件）あるいは2.2～3.0 k℃hr（乾燥条件）であり，年次間変動については明確な地域差は認められない．デグリーアワーの累年平均値に対する標準偏差の比率（変動係数）は10%以上（湿潤）と10%以下（乾燥）であり，変動係数は北へいくほど大きくなる．

iii）確率を考慮した年間積算冷房デグリーアワー

もっとも単純な再現期間の経験的決定法をもちいて，年間積算冷房デグリーアワーの確率値をもとめた．再現期間10年をもつ確率値P_{10}は10～28 k℃hr(湿潤条件）と30～80 k℃hr（乾燥条件）の間にある．

上述の冷房デグリーアワーの年間積算値は冷房に使用される年間積算資材量の評価に利用することができる．

（3）しゃ光法と冷房効果

しゃ光法は昼間におけるハウス内の熱源強度を直接規制するため効果は大きい．屋外全短波放射量を一定値にとり，透過率を変化させた場合の密閉ハウス内気温の変化について数値計算をおこなった．通常のハウスにおいて透過率を10%低下させた場合の内気温の低下度として，2.5℃（湿潤条件）と4℃（乾燥条件）程度を見込むことができる．

（4）換気法と冷房効果

換気法の定量的評価は，換気を考慮したモデルをもちいておこなうことができる．床面積100 m²のハウスを例として，送風量と内外気温差の関係について数値計算をおこなった（第5·13図)．この場合，送風量を10 m³/sec以上とすることによって内外気温差を3℃以下に低下させることができる．

（5）しゃ光法と換気法の併用と冷房効果

透過光量抑制には，作物の光合成活動の観点から一定の制約があるので，しゃ光法に換気法を併用することによって放射量の抑制を軽減し，冷房効果を維持することが望ましい．床面積100 m²のハウスについて数値計算をおこなった（第5·14図)．　送風量が小さい場合にはしゃ光の影響が大きく，送風量の影響があらわれるのは，この場合1 m³/sec以上の範囲である．

（6）冷水掛流し法と冷房効果

屋根上の冷水掛流しによって生ずる，透過率の減少，外壁面での熱伝達係数の増加，壁内外面間の温度傾度の増加について検討し，簡単なモデルによる数値計算をおこなった．

i）水膜形成による太陽放射透過率の減少

波長0.3～3.0 μ域の光透過率の測定値（千葉，1964）から，浅い湛水に対する光強度の平均減衰係数を0.33として，掛流し法に関係のある水深1 cmまでの日射減衰率を計算した．

0.1 cm 3.3%,　0.5 cm 15.2%,　1.0 cm 28.1%.

掛流しによる日射減衰率として期待できる量は10%以下である．

ii）外壁面での熱伝達係数の増加

平板上のヌセルト数を求める式をもちいて，空気および水に対する熱伝達係数を求めた．水の場合の熱伝達係数は空気の場合のそれの約1,000倍の値であり，外壁面と水体間の熱伝達抵抗を無視してよいことがわかった．

iii）内外壁面間の温度傾度の増加

水源をその地方での年平均気温に近い温度をもつ地下水にとると，水温は10～16℃の範囲にある．したがって温度差の増加量（外気最高温度と水温の差）は16～18℃程度である．

iv）モデルによる数値計算

掛流し時とそうでないときの熱収支式の比較から，内気温の差はつぎのようにあらわされる．

$$({}_iT-{}_iT')={}_oT+\frac{R(S-B)}{(h_{ad}+h_t+h_r)}-\frac{R(S'-B')-h'_r(\theta_w-{}_oT)+h_{ad}\cdot{}_oT+h'_t\theta_w}{(h'_t+h_{ad})}. \qquad (5.19)$$

数値計算の結果によると，温度差すなわち内気温の低下度は3℃以下であり，流下に伴う水温の上昇が大きいほど低下度は小さい．

上述のことからわかるように，冷水掛流し法を単独に冷房法として採用するには，あまりに温度低下量が小さすぎる．

（7）気化冷却法の検討

冷房デグリーアワーを基礎として決定した冷房負荷量に対する，送風量ならびに必要水量の計算図を提出した．

ハウス内末端での設定温度を外気最高温度の月平均値とし，送風気温をそのときの湿球温度とすると，そ

の差が送風量決定に関係する温度差となる．８月の温度差は東日本で５～６℃，西日本で６～８℃となっている．

必要噴霧水量に関係する湿度差（外気の湿球温度での飽和混合比と外気の混合比の差）について，気候資料による推定をおこなった．８月の値は北海道で２～2.5 g/kg，関東以西の各地で2.4 g/kg以上，もっとも大きい地方で2.8 g/kg以上となっている．

８月のデータをもちいて，設定温度30℃としたときの必要送風量・噴霧水量の地理的分布をあきらかにした．

気化冷却法の効果が大きいのは，山陰，東九州，南四国を除く，関東以西の各地である．

（8）地ー気熱交換法の検討

これは地温の年変化持性を利用して，地層を夏季における熱の吸源とするものである．

簡単なモデルの設定から送風量と吹出し口温度との関係を導き，必要パイプ長さに関する数値計算をおこなった．パイプ長さはつぎの式によって決定される．

$$l=\frac{c_p\rho V_a\,(T_c-T_m')}{2\pi r_m\cdot h_*\cdot\Delta T_m}\quad . \tag{5.35}$$

パイプの長さは，必要送風量とパイプ出口とハウス末端との温度差に比例し，パイプの総括熱伝達係数，パイプ円周ならびにパイプ出口と入口での送気温と地温の対数平均温度差に逆比例する．

４種類の資材によるパイプ長さの比較計算の結果，硬質塩ビ管がもっとも長く必要で，鋳鉄管がもっとも短くてすむことがわかった．パイプの長さの計算には，総括熱伝達係数の評価がもっとも重要な意味をもっている．

ハウス内気温の可能最高値が30℃をこえる期間における内気温と，地中２m深さの温度の差の積分値は１種の農業気候資源量とみなすことができる．これを最大可能冷房デグリーデーとよびその地理的変化を明らかにした．年合計値は北海道がもっとも小さく約 7,500 ℃-day，東北地方から関東地方にかけては8,900～°,700°C-day,東海地方以西の各地では10,000℃ -day以上となっており，そこでの地域間差異は小さい．地ー気熱交換法を冷房法として利用する期間は北へいくほど短くなる．

上述のように，実験的研究においてはまず長期観測資料をもちいて内部気象環境の特徴を明らかにし，つぎにハウス内での熱収支特性を明らかにした．またハウス内外壁面の熱交換パラメータの実験的推定を試みた．これらは内部環境の予測法を確立するための基礎資料となるものである．

ハウス内温度環境予測のために無換気定常モデルと換気定常モデルを提出し，数値実験的研究によって温度環境への構造要素，伝熱・気象パラメータの影響を定量的に明らかにした．また単純化した非定常モデルについての温度の日変化計算をおこない，数値実験的に温度場におよぼす熱交換パラメータの影響について明らかにした．これらのモデルとくに非定常モデルでは，まだ仮定条件がかなり含まれているので，今後さらに各種の条件を組み入れたより完全な物理的モデルの開発と，それによるより詳細な数値実験の遂行，ならびに実験結果との比較が必要である．

とくに作物生育の場としてのハウス内気象環境，すなわち，気温場，湿度場，CO_2場を連立的に考慮した体系的な物理的モデルの開発が急がれねばならない．

温度制御については，ハウスの周年利用にあたって必要な夏季の冷房について研究した．各種の冷房法について，熱収支法を基礎とした物理的モデルによる数値実験的研究をおこない，それぞれの特徴と適用限界を明らかにした．この場合にも比較的に単純化された条件のもとでの計算をおこなっているので，今後実験的研究と相まってその不備な点を補っていく必要がある．

参　考　文　献

1) Айзенштат, Б. А. (1958): Тепловой баланс и микроклимат некоторых ландшафтов песчаной пустыни. Современные проблемы метеорологии приземного слоя воздуха, Гидрометеоиздат, Ленинград, 67-130.

2) 赤井清康（1955）：家屋の防寒力解析の気象学的新方法．気象集誌，Ⅱ，**33**，189—193.

3) Берлянд, М. Е. (1956): Предсказание и регулирование теплового режима приземного слоя атмосферы. Гидрометеорологическое издательство, Ленинград, 135-171.

4) Берлянд, М. Е., Красиков, П. К. (1960)：凍霜害——その予報と防除の実際．畑地農業研究会（内島善兵衛訳），41—60.

5) Берлянд, Т. Г. (1960): Методика климатологических расчетов суммарной радиации. Метеорология и Гидрология, **6**, 9-12.

6) Bevans, J. T. and Dunkle, R. V. (1960): Radiant interchange within an enclosure. *Trans. Amer. Soc. Mech. Engr., Ser. C, J. Heat Transfer*, **82**, 1-19.

7) 卜蔵建治（1969）：降雪期におけるガラス室の気象条件について．農業気象，**25**，9—12.

8) Bouchet, R. J. and Damagnez, J. (1967)：Etude théorique du bilan d'énergie des serres. *4e congrès international du chauffage et de la climatisation*, pp. 11.

9) Будыко, М. И. (1956): 地表面の熱収支．　河川水温調査会（内島善兵衛訳），pp. 181.

10) Businger, J. A. (1963): The glasshouse climate. In "*Physics of Plant Environment*" edited by van Wijk North-Holland, Amsterdam, 277-318.

11) Carpenter, W. J. and Willis, W. W. (1959): Comparison of evaporative fan and pad and high pressure mist systems for greenhouse cooling. *Proc. Amer. Soc. Hort. Sci.*, **70**, 490-500.

12) 千葉　豪，我妻幸雄（1959）：電熱温床内の熱収支と効率について．農業気象，**15**，29—33.

13) 千葉　豪（1964）：水田水温の物理的研究．北海道農業試験場報告，**64**，1—50.

14) Dunkle, R. V. (1962): Radiation in phytotrons. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C.S.I.R.O., Melbourne*, 230-246.

15) Dyer, A. J. (1962): The measurement of temperature and humidity in a controlled environment. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C.S.I.R.O., Melbourne*, 221-225.

16) Edwards, R. I. and Moulsley, L. J. (1958): Preliminary measurements of the distribution of light in a glasshouse. *J. Agric. Engng. Res.*, **3**, 69-75.

17) Edwards, R. I. and Lake, J. V. (1965): Transmission of solar radiation in a large span east-west glasshouse. *J. Agric. Engng. Res.*, **10**, 125-131.

18) 藤井利重，町田英夫（1961）：ファン・アンド・パッド方式による冷房ガラス室の冷却効果について．園芸学会雑誌，**30**，371—376.

19) Funk, J. P. (1962): Improvements in polythene-shielded net radiometers. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 248-254.

20) Gaastra, P. (1963): *Environmental Control of Plant Growth*. Academic Press, New York, 113-138.

21) Giedt, W. H. (1960): 基礎伝熱工学（横堀，久我共訳）．　丸善株式会社，pp. 338.

22) Grigull, U. (1961): 熱伝達の基礎（坪内，加藤訳）．　朝倉書店，pp. 479.

23) Hack, H. R. B. (1960): Solar radiation measurements and the design of research glasshouse. *J. Agric. Engng. Res.*, **5**, 336-340.

24) Hand, D. W., Slack, G. and Machin, D. R. (1970): Evaporation rates of capillary-watered tomatoes in an east-west glasshouse. *J. Hort. Sci.*, **45**, 3-14.

25) Hanson, K. J. (1963): The radiative effectiveness of plastic films for greenhouse. *J. Appl. Met.*, **2**, 793-797.

26) 羽生寿郎（1955）：温床紙等の波長別透過率の測定．青森県農事試験場研究報告，第2号，1－3．

27) 原田　宏（1957）：温室の冷却装置とその効果．農耕と園芸，**12**(8)，64—65.

28) Hely, F. W. (1959): Adjustable shading to modify glasshouse temperature. *J. Agric. Engng. Res.*, **4**, 133-138.

29) Hiller, F. (1957): Wärmehaushalt und Klimafaktoren des Gewachshauses. *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, **8**, 115-119, 153-157, 181-184, 201-204.

30) 飯塚一郎（1957）：きうり圃の炭酸ガスについての研究．農業気象，**12**，87—90.

31) 板木利隆（1968）：温風暖房ハウスの温度環境ならびに地中加温の一方法について．第1回施設園芸環境研究会講演予稿集，日本農業気象学会関東支部，19—28.

32) 岩切　敏（1969）：ガラス室の気象（1），温度環境について．農業気象，**24**，177—184.

33) 岩切　敏（1969）：ガラス室の気象（2），放射ならびに温度環境について．農業気象，**24**，185—191.

34) 岩切　敏，内島善兵衛（1969）：ビニールハウス内微気候の制御に関する基礎的研究（1），ハウス内外における交換速度の差異．昭和44年度日本農業気象学会大会講演要旨，p. 14.

35) 岩切　敏，井上君夫（1970）：4層モデルによるハウス内気温の数値解析（1），夜間の場合．昭和45年度日本農業気象学会大会講演要旨，p. 38.

36) 岩切　敏，内島善兵衛（1970）：ハウス内微気候の制御に関する基礎的研究（4），最高気温とデグリーアワー．昭和45年度農業気象学会講演要旨，p. 40.

37) 岩崎　尚（1969）：夜間気温変化の解析．農林研究計算センター報告，A 5号，113—115.

38) Kalbfleisch, W. (1964): An evaporative spray cooling system for glasshouse. *Can. J. Plant Sci.*, **44**, 297-299.

39) 金関四郎，宮川逸平（1954）：温床内の微気象（1）．農業気象，**9**，107—108.

40) 金関四郎（1954）：温床内の微気象（2）．農業気象，**9**，109—111.

41) 金関四郎（1968）：植生のない被覆栽培用小型一重トンネル内の微気象環境特性．農業気象，**24**，25—31.

42) 金関四郎（1968）：小型被覆栽培の微気象学的研究．*Bull. of Univ. of Osaka Prefecture, Ser. B*, **20**, 49-121.

43) 川勝義夫（1962）：温室暖房計画の理論と実際（1）．農業及び園芸，**37**，1792—1798.

44) 川勝義夫（1962）：温室暖房計画の理論と実際（2）．農業及び園芸，**37**，1923—1928.

45) Kelly, C. F., Bond, T. E. and Itnner, N. R. (1955): Water cooling for livestock in hot climates. *Agric. Engng.*, **36**, 173-180.

46) 北村一男（1967）：ビニールハウスの地温と気温について（夜間の場合）．農業気象，**23**，75—80.

47) 北村一男（1969）：プラスチックハウスの窓の開閉とハウス内気温と地温について，夜間の場合．農業気象，**25**，87—91.

48) Кондратьев, К. Я. (1956): Лучистый теплообмен в атмосфере. Гидрометеоиздат, Ленинград, pp. 420.

49) Кондратьев, К. Я. (1969): *Radiation in the Atmosphere.* Academic Press, New York, pp. 912.

50) 高志，松浦，谷口（1962）：土壌凍結工法（Ⅲ）．冷凍，**37**，1—7.

51) Kowalczewski, J. J. (1962): Control of environment under natural lighting in phytotrons. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 126-160.

52) Курец, В. К. (1969): Установки искусственного климата для опытов с растениями. Издательство "НАУКА", Москва, pp. 134.

53) Lang, Anton (1962): Phytotron design criteria-biological Principles. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 5-19.

54) Lawrence, W. J. C. (1957): The glasshouse as an environment for plant experiments. In "*Control of Plant Environment*" edited by J. P. Hudson, Butterworths Sci. Publ., London, 129-138.

55) Lawrence, W. J. C. (1963): *Science and the Glasshouse*, 3rd ed. Oliver and Boyd, London, pp. 183.

56) Матвеев, Л. Т. (1965): *Physics of the Atmosphere*. Israel program for scientific translations, Jerusalem, 1967, pp. 699.

57) 三原義秋（1968）：わが国の園芸施設の特質と環境工学の課題．第1回施設園芸環境研究会講演予稿集，日本農業気象学会関東支部，69—80.

58) 三原義秋（1969）：無加温小温室の夜間温度について．農業気象，**25**，1－8．

59) Михеев, М. А. (1956): Основы теплопередачи. Госэнергоиздат.

60) 蓑原善和，高梨成行ら（1965）：ビニールハウス，トンネル内における光線透過および被覆物の分光透過率について．ビニールハウス温室に関する特別講演報告，日本農業気象学会関東支部，8－32.

61) 蓑原善和（1968）：光と植物の生育，施設園芸面からみて．農業気象，**24**，103—108.

62) 宮本二郎（1968）：温室内の日射量に関する研究（第2報）．農業及び園芸，**43**，1749—1750.

63) 宮崎県（1968）：昭和41年度農業気象補完観測事業成果報告書.

64) 宮崎県総合農業試験場（1968）：昭和42年度気象災害対策試験成績書，37—50.

65) Monteith, J. L. and Szeicz, G. (1961): The radiation balance of bare soil and vegetation. *Quart. J. Roy. Met. Soc.*, **87**, 159-170.

66) 守安虎治（1956）：地熱の利用．衛生工業協会誌．**30**，305—314.

67) Morris, L. G. et al. (1954): Ventilation and the supply of CO_2 to a glasshouse tomato crop. *Techn. Mem.*, **87**, *Nat. Inst. Agric. Engng., Silsoe*, pp. 14.

68) Morris, L.G. (1956): Some aspects of the control of Plant environment, Pt. I. *J. Agric. Engng. Res.*, **1**, 156-166.

69) Morris, L. G. (1957): Some aspects of the control of plant environment, Pt. II. *J. Agric. Engng. Res.*, **2**, 30-43.

70) Morris, L. G. et al. (1957): The transpiration of glasshouse crops and its relationship to the incoming solar radiation. *J. Agric. Engng. Res.*, **2**, 111-122.

71) Morris, L. G., Trickett, E. S., Vanstone, F. H. and Wells, D. A. (1958): The limitation of maximum temperature in a glasshouse by the use of a water film on the roof. *J. Agric. Engng. Res.*, **3**, 121-130.

72) Morris, L. G. and Lake, J. V. (1962): The water loss from plants and soil under glass. Reprint from "*Advances in Horticultural Science and Their Applications*", **111**, 323-328. Pergamon Press, New York.

73) Morris, L. G. (1962): Some recent advances in the control of plant environment in glasshouses. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 62-93.

74) 中川行夫（1967）：農業構造物の環境調節に関する研究（1），パットアンドファン式による夏のガラス室の冷房．農業気象，**22**，143—148.

75) 中川行夫（1968）：ビニールハウスの微細気象．農業気象学会大会講演要旨，55—56.

76) 中川行夫，角田篤義（1968）：ハウスの換気量について．第1回施設園芸環境研究会講演予稿集，日本農業気象学会関東支部，1－8．

77) 南条孝一郎（1956）：冷凍および暖房．共立全書，**121**，共立出版株式会社，pp. 299.

78) Нерпин, С. В. и Чудновский, А. Ф. (1967): Физика почвы. Издательство "НАУКА", Москва, pp. 583.

79) Neubauer, L. W., Cramer, R. D. and Laraway, Melvin (1964): Temperature control of solar radiation on roof surfaces. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **7**, 432-438.

80) 西川篤吉（1957）：機器と装置，温湿度および光の調節装置とその利用，第1部，技報堂，1—56.
81) 小倉祐幸（1967）：空気調和ガラス室の透光率について．生物環境調節，**5**，24—29.
82) 小倉祐幸（1968）：空気調和ガラス室の純放射および短波放射について．農業気象，**24**，1—5.
83) 小倉祐幸（1968）：空気調和ガラス室の日射による冷房負荷．生物環境調節，**5**，77—84.
84) 小倉祐幸（1969）：空気調和ガラス室内外の蒸散比較．農業気象，**25**，147—150.
85) 岡部豊彦，酒井真一（1954）：デスパーヒータを附した熱ポンプの効率．電気試験所彙報，**18**，326—330.
86) 岡部豊彦，酒井真一（1954）：大地利用熱ポンプの運転時における地中温度分布の簡易式．電気試験所彙報，**18**，587—599.
87) 大沼一巳（1960）：電研育苗器内の気流と温度特性について．農業気象，**16**，51—55.
88) 大沼一巳（1961）：ポリエチレンフィルム及び温床紙被覆苗代の微細気象と熱収支特性．農業気象，**17**，15—20.
89) 大和田　道雄（1969）：日本における地中温度分布について．地理学評論，**42**，138—144.
90) Palmatier, E. P. (1968): The psychrometric chart and its application. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **11**, 181-184.
91) Pattie, D. R. and Milne, W. R. (1966): Ventilation air flow patterns by use of models. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **9**, 646-649.
92) Pescod, D., Read, W. R. W. and Cunliffe, D. W. (1962): Artificially lit plant growth cabinets. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 175-188.
93) Priestley, C. H. B. (1959): *Turbulent Transfer in the Lower Atmosphere*. Univ. of Chicago Press, pp. 130.
94) Read, W. R., Cunliffe, D. W., Chapman, H. L. and Kowalczewski, J. J. (1962): Naturally lit plant growth cabinets. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 102-120.
95) Renard, W. (1956): Kunststoffe für die Überdeckung von Kulturflächen. *Gartenwelt*, **56**, 249-253.
96) Rose, C. W. (1966): *Agricultural Physics*. Pergamon Press, New York, pp. 226.
97) Schulze, L. (1955): *Lichteinstrahlung in glasgedeckte Landwirtschaft der Gewächshäuser*. Inst. für Technik im Gartenbau und Tech. Hochschule, Hannover.
98) Шульгин, И. А. (1967): Солнечная радиация и растение. Гидрометеорологическое издательство, Ленинград, pp. 179.
99) Selçuk, M. K. (1970): Analysis design and performance evaluation of controlled-environment greenhouses. Paper submitted to A. S. H. R. A. E. for the national meeting in Kansas City, pp. 17.
100) 瀬尾琢郎（1962）：ビニールハウスの微気象観測例．農業研究，**49**，145—165.
101) Sherwood, B. I. (1968): An analysis of the heating coefficient concept. *J. Appl. Met.*, **7**, 716-717.
102) Shimanuki, A. (1969): Matrix analysis of parabolic partial differential equation. *J. Met. Soc. Japan II*, **47**, 235-237.
103) 清水　茂（1963）：プラスチックの利用．園芸全編，農林省振興局研究部監修，養賢堂，680—702.
104) 清水　茂（1964）：施設園芸と気象．農業気象，**20**，69—73.
105) Siebert, L. and Renard, W. (1962): Wärmebedarf von Gewächshäusern. Heizung-Lüftung-Haustechnik, **13**, 101-105.
106) Slatyer, R. O. and McIlroy, I. C. (1961): *Practical Microclimatology*. C. S. I. R. O., Melbourne.
107) Smith, E. M., Skaggs, R. W. and Casada, J. H. (1968): Potential of heat transfer in soil covered with plastic mulches. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **11**, 546-548.

108) Stanhill, G., Hofstede, G. J. and Kalma, J. D. (1966): Radiation balance of natural and agricultural vegetation. *Quart. J. Roy. Met. Soc.*, **92**, 128-140.

109) Suggs, C. W. (1966): Role of enthalpy in heat loss. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **9**, 322-325.

110) 杉　二郎，高倉　直（1965）：温室による植物環境条件制御に関する基礎的問題．農業気象，**20**，147—154.

111) 鈴木親坻（1953）：数種の紙の二・三の性状．農業気象，**8**，47—49.

112) Sutton, O. G. (1953): *Micrometeorology*. McGraw-Hill, New York, pp. 333.

113) 立花一雄（1965）：ファイトトロンの環境測定．ビニールハウス温室に関する特別講演報告，日本農業気象学会関東支部，33—51.

114) 立花一雄（1969）：プラスチックハウスおよびトンネルの温度調節作用に関する研究（1），フィルムの長波特性と放射収支，温度との関係．農業気象，**25**，79—85.

115) 高橋和彦（1969）：酢酸ビニル被覆下の温度．農業気象，**24**，193—197.

116) 高倉　直，杉　二郎（1965）：温室による植物環境条件制御に関する研究（2）．農業気象，**21**，99—104.

117) Takakura, T. (1967): Temperature gradients in the greenhouse. *J. Appl. Met.*, **6**, 956-957.

118) Takakura, T. (1967): Fundamental studies on the control of glasshouse plant environment. Thesis, *Univ. of Tokyo*, pp. 165.

119) 高倉　直，立花一雄，古在豊樹，碇宏八郎（1968）：温室の熱収支．農業気象，**24**，115—118.

120) 玉井虎太郎（1965）：シャワー式冷房装置とその効果．農業及び園芸，**40**，749—754.

121) 東海近畿農業試験場畑作部（1970）：作物の水分消費特性に関する試験成績書（1），1—33.

122) Trickett, E. S. and Goulden, J. D. S. (1958): The radiation transmission and heat conserving properties of glass and some plastic films. *J. Agric. Engng. Res.*, **3**, 281-287.

123) Trickett, E. S. (1962): Environmental measurements in a glasshouse. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth, C. S. I. R. O., Melbourne*, 196-215.

124) Ubing, D. W. S. (1961): Short wave and net radiation under glass as compared with radiation in the open. *Agronomy J.*, **53**, 295-297.

125) 内島善兵衛，三原義秋（1954）：温床紙の物理性とその効果に関する研究（1），通気性とその床内温度に対する効果について．農業気象，**9**，131—135.

126) 内島善兵衛，三原義秋（1955）：温床紙の物理性とその効果に関する研究（2），温床紙被覆下の水温と熱の流れについて．農業気象，**10**，113—117.

127) 内島善兵衛（1964）：技術者のための農業気象学講座（1～11）．農業技術，**19**，Nos. 2—12.

128) 内島善兵衛（1965）：熱収支気象学に関する研究．農業気象，**21**，31—34.

129) 内島善兵衛（1965）：Growth chamber内の微気候（1），微気候と換気との関係．農業気象，**21**，105—112.

130) 内島善兵衛（1966）：Growth chamber 内の微気候（2），室内の炭酸ガス環境．農業気象，**22**，65—70.

131) 内島善兵衛（1967）：Growth chamber内の微気候(3)，温室内気温の夜間降下に関する一考察．農業気象，**23**，55—63.

132) 内島善兵衛（1968）：Growth chamber内の微気候（4），温室の暖房デグリーアワーについて．農業気象，**24**，59—65.

133) 内島善兵衛，岩切　敏（1969）：ビニールハウス内微気候の制御に関する基礎的研究（2），地中熱交換量を制御した場合のハウス内気象の特徴．農業気象学会関東支部会発表.

134) 内島善兵衛，岩切　敏（1970）：ハウス内微気候の制御に関する基礎的研究（3），ハウス内気温の簡易推定法．農業気象学会大会講演要旨，p. 39.

135) 内島善兵衛，岩切　敏（1970）：夜間における無換気ガラス室の温度状態と熱伝達．農業気象，**26**，77—89.

136) 上原勝樹，磯崎義政（1953）：ホットキャップの微気象について（1），農業気象，**8**，4－6．

137) 内海修一（1965）：ビニールハウス内におけるそ菜栽培の気象学的問題点．ビニールハウス温室に関する特別講演報告，農業気象学会関東支部，2－7．

138) Vince, Daphne (1962): The plant's light requirements. *Proceedings of a symposium on engineering aspects of environment control for plant growth,. C. S. I. R. O., Melbourne,* 135-155.

139) Waggonner, P. E. (1958): Protecting plants from the cold—the principles and benefits of plastic shelters. *Connecticut Agric. Exp. Sta. Bull.*, **614**. Reprint, pp. 35.

140) Waggonner, P. E. and Reifsnyder, W. E. (1968): Simulation of the temperature, humidity and evaporation profiles in a leaf canopy. *J. Appl. Met.*, **7**, 400-409.

141) Walker, J. N. (1965): Predicting temperatures in ventilated greenhouses. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **8**, 445-448.

142) Walker, J. N. and Cotter, D. J. (1968): Cooling of greenhouses with various water evaporation systems. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **11**, 116-119.

143) Walker, J. N. and Cotter, D. J. (1968): Condensation and resultant humidity in greenhouses during cold weather. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **11**, 263-266.

144) Walker, J. N. and Cotter, D. J. (1968): Control of high humidity in greenhouses during warm weather. *Trans. Amer. Soc. Agric. Engng.*, **11**, 267-269.

145) Whittle, R. M. and Lawrence, W. J. C. (1959): The climatology of glasshouses, I. Natural illumination. *J. Agric. Engng. Res.*, **4**, 326-340.

146) Whittle, R. M. and Lawrence, W. J. C. (1960a): The climatology of glasshouses, II. Ventilation. *J. Agric. Engng. Res.*, **5**, 36-41.

147) Whittle, R. M. and Lawrence, W. J. C. (1960b): The climatology of glasshouses, III. Air temperature. *J. Agric. Engng. Res.*, **5**, 165-178.

148) Whittle, R. M. and Lawrence, W. J. C. (1960c): The climatology of glasshouses, Ⅳ. Soil temperature. *J. Agric. Engng. Res.*, **5**, 235-240.

149) Whittle, R. M. and Lawrence, W. J. C. (1960*d*): The climatology of glasshouses, V. The heat consumption of glasshouses. *J. Agric. Engng. Res.*, **5**, 399-405.

150) 矢吹萬寿，今津　正（1961）：ガラス室の温度制御に関する研究（第1報），植栽のない密閉したガラス室の熱収支について．園芸学会雑誌，**30**，171—177.

151) 矢吹萬寿（1964）：噴霧冷却方式によるガラス室の冷房設計—兵庫県栄光園冷房ガラス室．生物環境調節，**2**，14—20,

152) 矢吹萬寿，今津　正（1965）：ガラス室の炭酸ガス濃度について．農業気象，**20**，125—129.

153) 矢吹萬寿，牛山治男（1965）：炭酸ガス濃度調節装置．農業気象，**21**，1－4．

154) 矢吹萬寿（1967）：農業用ガラス室の環境調節について．農業気象，**22**，35—38.

155) 矢吹萬寿，田村順介，織田弥三郎，今津　正（1967）：フダンソウの乾物生産に対する炭酸ガス濃度と栽培密度の影響．農業気象，**23**，25—29.

156) 山本雄二郎（1966）：地中一空気熱交換の応用例．農業気象，**22**，77—79.

157) 横木清太郎（1970）：ビニールハウスにおける換気扇の適正利用法．農業及び園芸，**45**，363—368.

（1970年10月24日　原稿受理）

Summary

In recent years, glass- and vinylhouses for improving microclimatic conditions have been widely adopted in Japan for enhancing the cultivation of various vegetables under unfavourable weather conditions to plant growth. In relation to the spread of the indoor cultivation of vegetables, agricultural meteorologists have paid their attention to the elucidation of the characteristics of temperature regime and heat balance inside the house, and to the development of more efficient procedures for environmental control.

Through the historical review of papers offered for investigation of problems related with the environment inside the house for crop cultivation, it is found that most of these studies are concentrated into measurement of physical properties (total and spectral light transparency, heat conductivity, etc.) of covering materials and into observations of microclimatic regime and heat balance structure within the house. Since Businger (1963), the heat balance approach has been utilized for making clear of the characteristics of energy partition between outside and inside the house and many microclimatic observations have been made, but they are not used for investigation into physical processes governing the microclimate.

Therefore, the improvement of physical models for the description of inside environment and the collection of detailed data about physical parameters relating to heat transfer are needed for further improvement of both the prediction method and controlling procedures of the inside environment.

For the purposes mentioned above, the author has experimentally and theoretically made investigations concerning the temperature regime inside the glass-and vinylhouses without plants. These comprise the following four parts:

1. Experimental study of characteristics of microclimatic regime inside the house;
2. Experimental studies of characteristics of heat balance structure inside the house and collection of the data of physical parameters related with heat transfer;
3. Improvement of several physical models for predicting the inside environment within the house;
4. Analytical consideration of effectiveness of several procedures for controlling the inside environment on the basis of physical models here presented.

The results obtained can be summarized as follows:

1. Characteristics of microclimatic regime inside the houses.

Microclimate observations in an unventilated glasshouse (floor area = 22.6 × 10.5 m^2) and in an unventilated vinylhouse (floor area = 10.2 × 4.6 m^2) are made to collect data on the temperature, water vapour and radiation regime indoors.

Using these data, the diurnal change of air temperature inside the glasshouse is found to be in phase with that outside the house. This result indicates that heat capacity of house is not very effective to the diuranl change of temperature inside the house. Even when net radiation at the floor surface is negative throughout the daylight hours due to snowfall, the indoor air temperature is retained at higher level than that outdoors, implying that this is attributed to continuous release of stored heat into soil layer.

The dependence of excess temperature of the glasshouse on the total short-wave radiation is approximated by an empirical equation:

$$<\Delta T_{max}> = 2.0 + 14.4 <R_f'>, \qquad (2.5)$$

where $<\Delta T_{max}>$ is the five-day mean of temperature excess $({}_iT - {}_oT)$ when the indoor temperature is maximum; $<R_f'>$ the five-day mean of daily maximum flux of solar radiation inside the house. This empirical relationship is of use for predicting the maximum of air temperature inside the house from climatic data.

Data on radiation balance components obtained inside and outside the glasshouse are utilized for introducing the empirical formulae relating the indoor radiation balance to the outdoor radiation balance. It is found from the radiation balance analysis that the transmissivity of the glass wall to total short-wave radiation controls exclusively the intensities of effective heat and of soil heat flux at the floor surface inside the house. Processing the data for the whole period of observation, the mean transmissivity is given to be 0.57. The following relations are respectively obtained for the relationships of the daily net radiation inside the house to the daily short-wave radiations inside and outside the glasshouse $({}_iR_s, {}_oR_s)$:

$${}_iS_d = -14 + 0.50\ {}_oR_s \qquad \text{ly/day}, \qquad (2.15)$$

$${}_iS_d = -8 + 0.87\ {}_iR_s \qquad \text{ly/day}, \qquad (2.16)$$

where ${}_tS_d$ is the sum of net radiation during daylight hours. Net radiation inside the glasshouse is nearly equal to the effective short-wave radiation measured in the house ($={}_iR_S\,(1-a)$, where a denotes the albedo of floor).

Heating coefficient characterizing the radiation balance structure of underlying surfaces (cf. Monteith, 1961) is 0.03, indicating that it is about one tenth of the value obtained for natural surfaces. This seems to be caused by relatively large downward long-wave radiation from the glass ceiling.

It is found from observations that the diurnal change of relative humidity inside the house is completely converse in phase with that of indoor air temperature. The water vapour deficit inside the house reaches the maximum at noon because then the relative humidity becomes lowest, and the air temperature highest. A simple model based on the water vapour balance equation has been tested to know whether or not it describes the humidity environment inside the glasshouse in relation to the wetness of floor and to the ventilation. The results obtained from Eq. (2.20) indicate that the decreasing Bowen ratio of the inside floor leads to an increase of the amplitude of diurnal change and that the amplitude decreases with the ventilation rate.

2. Experimental studies of characteristics of heat balance structure indise the house and collection of the data of physical parameters related with heat transfer.

The data of heat balance observation made inside and outside the glasshouse during a winter season from November 1966 to April 1967 are used to estimate the order of heat transfer coefficient inside and outside the house. Because of the glasshouse with its roughly dry floor, the role of latent heat flux is ignored in the computations. Difference in the maximum air temperature between inside and outside the glasshouse increases with the intensity of net radiation inside the house and reaches about 18°C when the daily maximum of net radiation is 0.55 ly/min. Storage ratio (${}_iB/{}_tS$), which is an important index for characterizing the partition of heat energy between the air layer and the floor, is about 0.5, implying that more heat is stored into the soil layer. This value is slightly large in comparison with 0.42 obtained by Seo (1962) in a vinylhouse. From the analysis of heat balance in the glasshouse the overall heat transfer coefficients during daytime are determined to be 0.5 to 1.5×10^{-4} ly/(s deg).

The difference in heat balance structure of a shallow pond between inside and outside the vinylhouse is studied to make clear the influence of the inside environment on the energy partition. Bowen ratio calculated for the pond in the house is in a range between 0.6 and 0.9, while for the pond outdoors it ranges from -0.3 to+0.3. This indicates that the contribution of sensible heat flux to the heat transfer from the water surface to the air layer is larger in the house than outdoors. Storage ratio inside the house (0.8 to 0.9) is fairly large as compared with that outside the house (0.25 to 0.67).

The heat balance structure and temperature regime in an unheated and unventilated vinylhouse, of which the floor is mulched by a vinyl film (0.1 mm thick) and by a polystyrol plate (30 mm thick) respectively, are observed. In the early morning, the air temperature in the house with the floor mulched by vinyl film falls to somewhat lower than that outside the house. The maximum of saturation deficit inside the vinylhouse is twice as large as that observed outside the house. The storage ratio at the floor mulched by vinyl film is one half of that at the bare wet floor, mainly because of the higher thermal resistance between the floor surface and the film. The humidity inside the vinylhouse is fairly lowered by the cover of vinyl film on the floor. However, the efficiency of heat storage into the floor during the daylight hours is not improved by mulching of the film. The indoor air temperature with the floor mulched by polystyrol plate is kept at a level lower than the outdoor air temperature by about 2 to 3 degrees even in May when relatively warm weather is prevailing. This indicates clearly that the heat supply from the floor to the air plays an important role in maintaining the inside air higher than the outside air.

Based on an assumption that the contributions of latent heat flux to heat exchange in the house can be ignored with reasonable accuracy, the overall heat transfer coefficient of the house for daylight hours is evaluated by heat blance method as $h_t = 1.0$ to 2.7×10^{-4} ly/(s deg).

From the experiments described here, it can be concluded that the heat supply from the floor to the air gives much influence on the temperature regime and the heat balance structure in the glass- and vinylhouses. Therefore, more accurate information on the soil heat flux is needed, in order to make the reliable prediction of temperature variation in a glass- or vinylhouse.

The following relation is derived from the heat balance equation for the purpose of calculating the exchange speed, and by this relation the flux of each physical quantity transferring between the floor surface and the air can be known:

$$D = \frac{{}_iS - {}_iB}{c_p\rho \cdot \Delta T + l\rho \dfrac{0.622}{P}(\varphi \Delta T + d)} \text{ cm/s.} \tag{3.8}$$

Ten-day mean values of exchange speed obtained in the vinylhouse (${}_iD$) are in a range from 0.2 to 1.0 cm/s. On the other hand, the exchange speed in the open (${}_oD$) varies from 0.2 to 2.8 cm/s. As a first approximation, it is assumed that the values of ${}_iD$ thus obtained are applicable to the inner surface of vinylhouse, and that the values of ${}_oD$ thus obtained are applicable to the outer surface of the vinylhouse. The wind dependence of sensible heat transfer coefficient obtained at the outdoor wet surface is approximated by the equation

$${}_oh = 2.8 + 0.35\ u_{15}. \tag{3.9}$$

By using heat balance method, the values changing from 0.3×10^{-4} to 0.6×10^{-4} ly/(s deg) are obtained as to the sensible heat transfer coefficient at inner surface of the vinylhouse during nighttime. The coefficient for daylight hours is nearly equal to or larger than 5.8×10^{-4} ly/(s deg). The overall heat transfer coefficient of the vinylhouse (h_t) is also estimated on the basis of heat balance of the vinylhouse. The dependence of h_t on wind speed is approximated by the equation

$$h_t = 1.06 + 0.15\ u_{15}. \tag{3.13}$$

The data of transitional change of air temperature inside the house resulting from the approximately abrupt change of nocturnal radiation level are also utilized for evaluation of the order of overall heat transfer coefficient (h_t). The values thus obtained are in a range from 0.05 to 0.14×10^{-4} ly/(s deg) and are found to be too small in comparison with those obtained by heat balance method.

3. Improvement of several physical models for predicting the inside environment within the house.

(1) Prediction by an analytical method.

By taking some reasonable assumption into consideration, the following relation is analytically obtained and relates the diurnal change of air temperature inside the glasshouse to the meteorological parameters and ventilation rate:

$$\begin{aligned} {}_iT = {} & \frac{c_p\rho\, V_c b_0}{A_w (h_t + h_{ad})} + \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{k^2 + (i\omega)^2} \\ & \times \sum_{i=1}^{N} \left\{ b_i (k \cos i\omega t + i\omega \sin i\omega t) \right. \\ & \left. + c_i (k \sin i\omega t - i\omega \cos i\omega t) \right\}. \end{aligned} \tag{4.5}$$

Though the air temperatures calculated from Eq. (4.5) for the vinylhouse are compared with those observed in the vinylhouse with good results, there is a relatively large discrepancy between the calculated and observed temperatures for the glasshouse. The disagreement of the results in the glasshouse seems to be mainly caused by the inaccurate determination of soil heat flux, because any heat flow meter was not used in this case.

(2) Prediction of air temperature in an unventilated and unheated glasshouse by a stationary model.

A simple heat balance approach is developed to find out approximately the mean air temperature inside the house under stationary conditions. At first, the temperatures of the floor and of the inner and outer surfaces of the glass wall are numerically determined on an electronic computer (TOSBAC 3400) by the shooting method. The mean air temperature is determined from the next relation with acceptable error (cf. Uchijima and Iwakiri, 1970):

$$({}_iT - {}_oT) \simeq \frac{R \cdot {}_iB - f \cdot {}_oF}{{}_oh + f \cdot {}_oh_r} + \frac{0.5\ {}_iB}{\left\{ {}_ih_r + \dfrac{{}_ih(1 + 2\varphi)}{1 + R} \right\}}. \tag{4.27}$$

The main difference of this method from ordinary heat balance methods (*e.g.* Businger, 1963; Uchijima, 1964, 1965, 1967; Takakura *et al.*, 1968; Mihara, 1969) is that the thermal resistance in heat transfer at the floor surface is taken into account in the consideration of the energy partition at the surface.

Considerable differences are observed between the temperature profiles inside and outside the glasshouse at nighttime, depending upon the relative relationship of the soil heat flux ($_iB$) to the effective long-wave radiation flux ($_oF$). The temperature profiles can be classified into the following two groups:

$$_iT_s > {}_iT_w > {}_oT_w > {}_oT, \quad \text{for} \quad {}_iB > {}_oF,$$
$$_iT_s > {}_iT_w > {}_oT_w < {}_oT, \quad \text{for} \quad {}_iB < {}_oF.$$

The heat balance consideration gives the following two relations for evaluating sensible heat transfer coefficients ($_ih$ and $_oh$) at the inner and outer surfaces of the glass wall:

$$_ih = \frac{1+R}{1+2\varphi}\left\{\frac{iB}{(_iT_s - {}_iT_w)} - {}_ih_r\right\},$$

$$_oh = \frac{R \cdot {}_iB}{(_oT_w - {}_oT)}\left\{1 - \frac{f \cdot {}_oF}{R \cdot {}_iB}\right\} - f \cdot {}_oh_r .$$

The above-mentioned relations can be used for predicting the order of heat transfer coefficients, by which the temperature regime and the heat transfer in the house are expressed, from the measurements of temperature difference and two heat balance components. The excess temperature of glasshouse ($_iT - {}_oT$) is affected not only by $_iB$ and $_oF$, but also by the area ratio ($R = A_f/A_w$) and heat transfer coefficients ($_ih$ and $_oh$). The relation between the excess temperature and the heat transfer coefficient at the outer surface of glass wall changes, depending upon the circumstances that the soil heat flux ($_iB$) is larger than effective long-wave radiation flux ($_oF$) or smaller. Namely, under conditions that $_iB$ is smaller than $_oF$, the increase of the heat transfer coefficient leads to the increase of the excess temperature. A quite opposite dependence of the excess temperature on the coefficient is observed under conditions that $_iB$ is larger than $_oF$. This result indicates that in the former case more heat is supplied from outer air layer to the wall surface with increasing $_oh$. The excess temperature of the glasshouse is also affected by values of the heat transfer coefficient at the inner wall surface. With the increase of the coefficient ($_ih$), the excess temperature decreases gradually and becomes negative, implying that the inner air temperature becomes lower than the outer air temperature.

On the assumption that the temperature of inner surface of glass wall is equal to that of outer surface, the following relation is derived from the heat balance consideration for the criterion (C_2) characterizing the vanishing condition of the excess temperature ($_iT - {}_oT$) of the house:

$$C_2 = \left[\frac{{}_oF}{{}_iB}\right]_{\Delta t=0} = \frac{1}{f}\left[R + \frac{(1+R)\,(_oh + f \cdot {}_oh_r)}{2\left\{{}_ih_r(1+R) + {}_ih(1+2\varphi)\right\}}\right].$$

The above-mentioned relation and the results presented in Fig. 4.10 indicate that the values of criterion (C_2) change with the area ratio ($R = A_f/A_w$) and the heat transfer coefficients ($_oh$ and $_ih$).

The excess temperatures of glasshouse calculated by the present method on the electronic computer are compared with those by other methods (Uchijima, 1967; Mihara, 1969). The excess temperatures at nighttime obtained by this method are smaller than the values obtained by others under the whole conditions. Particularly, the discrepancy is large in the case that the area ratio of the house is nearly 1.0. It seems reasonable to consider the thermal resistance in the heat transfer between the floor surface and the inner air layer as one of the main causes of the above-mentioned discrepancy.

The data of numerical experiments are also used for making clear the characteristics of heat transfer or heat balance structure of the glasshouse. As can be seen in Fig. 4.12, the total convective heat transfer increases with increasing $_ih$, although the radiative heat transfer between the floor surface and the ceiling decreases.

The sensible heat flux from the outer air to the outer surface of the glass wall decreases inversely with increasing of the soil heat flux. When ${}_iB < {}_oF$, the downward sensible heat flux decreases exponentially with area ratio, independently of the dryness in the house and of the heat transfer coefficient. In the wet house with the area ratio of 1.0, each of the components of heat balance (${}_oL_w$, ${}_iF_w$ and ${}_iQ_w$) equally contributes to the heat transfer from the house. In the dry house, the contribution of ${}_iQ_w$ to the heat transfer is lower than that of any other component throughout the whole range of the area ratio.

The method similar to that described above is applied to a study of the temperature regime of the glasshouse for daylight hours. The temperature of the inside floor is closely related to the net radiation intensity above the floor and to the dryness. As shown in Fig. 4.15, under conditions that other parameters are the same, the floor temperature is higher in the dry house than in the wet house by about 10 degrees. Such a relatively large difference in the floor temperature between dry and wet houses is mainly due to the non-existence of transfer channel for latent heat in the former case.

The dependence of excess temperature of the glasshouse (${}_iT - {}_oT$) upon the net radiation at the floor surface (${}_iS$) is studied for obtaining a simple method of predicting the inside temperature regime during daylight hours (Fig. 4.17). Under the condition of ${}_iS = 0.6$ ly/min, ${}_ih = 2.0 \times 10^{-4}$, ${}_oh = 4 \times 10^{-4}$ ly/(s deg), and $R = 0.6$, the excess temperatures estimated by the present method in both the wet and dry houses are respectively 13 degrees and 22 degrees. The excess temperature of the glasshouse is affected by sensible heat transfer coefficients at the inner and outer surfaces of the wall. The change of excess temperature with the coefficients is especially large in the range of smaller values of ${}_oh$, that is, the initial decrease of the excess with the heat transfer coefficient ${}_oh$ is large.

It is found from the comparison of results obtained by the present method with results reported by Yabuki (1961) and Iwakiri (1969) that the use of sensible heat transfer coefficient (${}_oh$) of 2 to 4×10^{-4} ly/(s deg) may give reasonable results in climatological estimation of daily maximum of air temperature inside the glasshouse. The difference in temperature between the inner glass surface and the floor surface is closely related to the sensible heat transfer coefficient at inner surface of glass wall. The temperature difference increases with decrease of the coefficient. In the dry house the temperature difference (${}_iT_s - {}_iT_w$) increases to some extent with the area ratio, but the increase of the difference with the area ratio (R) is slight in the wet house.

(3) Prediction of temperature regime and heat transfer in a ventilated glasshouse by a stationary model.

The physical model used in the foregoing section is improved for a study of the temperature regime in a ventilated glasshouse. In the same way as those described in the case of an unventilated glasshouse, temperatures at several surfaces (${}_iT_s$, ${}_iT_w$, ${}_oT_w$) of the ventilated house are numerically determined by the shooting method on the electronic computer, taking heat transfer due to ventilation into consideration. With the increase of the ventilation rate (N per hour), the floor temperature (${}_iT_s$) and the temperature difference between the floor surface and the ceiling (${}_iT_s - {}_iT_w$) decrease. The temperature at the floor surface, estimated by the present method under the conditions that ${}_iS$ is 0.464 ly/min and N is 0.0 per hour, reaches 55°C, agreeing well with that in the unventilated house obtained by the method described before. The temperature at the floor surface decreases gradually with the decrease of ventilation rate and drops down to 37°C in a case of $N = 120$ per hour.

The excess temperature (${}_iT - {}_oT$) of ventilated glasshouse is shown as a function of both the ventilation rate (N) and the net radiation above the floor in Fig. 4.26. Although the initial decrease of the excess temperature with the increase of the ventilation rate (N) is fairly large, the decreasing rate diminishes gradually ($N \gtrsim 30$ per hour).

The results obtained by the present method are compared with those obtained by other methods (Businger, 1963; Uchijima, 1964; Takakura *et al.*, 1968; Mihara, 1969) and presented in Fig. 4.30. In the range of ventilation rate larger than 20 per hour, the excess temperatures obtained by these methods are in good accordance with each other. However, when the ventilation rate is lower than 20 per hour, the difference between the excess temperatures calculated by the present method and other ones becomes significantly large. As is indicated in the foregoing section, such discrepancy between estimated excess temperatures seems to be due to the thermal resistance of air layer above the floor in the partition of net radiation into each component.

(4) Use of a non-stationary model for prediction of temperature regime within a ventilated glasshouse.

In this model, the glasshouse is assumed to have a wide roof which is almost horizontal. This assumption means that the area ratio of this glasshouse is nearly equal to 1.0. Therefore, the problem can be reduced to the investigation of temperature regime in a multiple layer consisting of four layers such as an outer air layer, a glass wall, an inner air layer and a soil layer. One-dimensional and non-stationary simultaneous diffusion equations describing heat transfer in the multiple layer are numerically solved by the finite difference method on the electronic computer to find out the temperature profile in the glasshouse. Two profiles of diffusivity (K) as shown in Fig. 4.34 are used in the study of nighttime temperature regime in the glasshouse. From the comparative study of temperature profiles between numerical experiments and observations, it is concluded that an increasing function of K with height above the floor gives more realistic results than a constant K-profile does. During the nighttime, the magnitude of the maximum of thermal diffusivity in the inner air layer seems to be in the range from 200 to 400 cm^2/s. Further experimental investigations are needed to know the absolute values of thermal diffusivity and its height dependence in the glasshouse.

The magnitude of K in the surface air layer closely near both the floor surface and the ceiling gives significant influence upon the temperature profiles in the inner air layer. Larger K-values in the surface air layer near the floor surface lead to higher temperatures of the air in the house. Characteristics in heat transfer between the outer air layer and the outer surface of glass wall are considerably affected by thermal diffusivity, which is a function of wind speed in the outer air layer. When the effective long-wave radiation at the outer surface of the wall is large in comparison with heat flux transferred from the inner air layer to the glasshouse, a part of the radiative heat loss at the outer surface is supplied by the downward heat flux from the warm outer air to the cool surface.

In order to shorten the time consumption for calculation on the electronic computer, a matrix method is used in place of the finite difference method in numerical experiments of temperature regime of the glasshouse during daylight hours. Diurnal changes of air temperature in the glasshouse are calculated respectively for the cases of five shapes of K-profile with the inner air layer, and are compared with those observed in the glass- and vinylhouses. Although the diurnal change calculated on the basis of parabolic K-profile is compared with observed temperature change with a good accordance, the results from the other K-profiles are not so.

It is expected that the maximum of thermal diffusivity in the glasshouse during the period of daylight hours might be in a range of 500 to 1,000 cm^2/s. This problem, however, needs further experimental studies of turbulent field in the glasshouse. By making use of the data about K-profiles in the glasshouse, sensible heat transfer coefficients at the inner surface of glass wall and at the floor surface are calculated from an ordinary relation. The difference in temperature between the floor surface and the ceiling changes with the magnitude of sensible heat transfer coefficient. Results presented here are in good accordance with those obtained by the stationary model in the foregoing section.

4. Analytical consideration of effectiveness of several procedures for controlling the inside environment on the basis of physical models presented here.

Extremely high temperature to be observed in a glass- or vinylhouse during summer season is an important factor, by which the use of such house for crop production throughout the year is interrupted. From this reason, the study is at first concentrated on the evaluation of geographical distribution of cooling load of the glass- or vinylhouse. The stationary model for the unventilated house is used for evaluation of the excess temperature of the house from climatological data. The results of climatological study on heat balance of potential excess temperature in an unventilated house reveal that the daily maximum of air temperature of a dry unventilated house is in a range of 60 to 70°C throughout the country, whereas that of a wet unventilated house is nearly 50°C except in Hokkaido. The results obtained for the dry house are in good accordance with those reported by Yabuki in 1961.

In order to get a simpler and more convenient formula for calculating the cooling degree-hour (D_h), the data of diurnal change of air temperature obtained in a glasshouse are processed and the following relation is obtained:

$$D_h = ({}_iT_{\max} - T_c)^{1.65} \quad \text{degree-hours per day,} \qquad (5.10)$$

where ${}_iT_{\max}$ is the daily maximum of air temperature in the house, and T_c the critical air temperature for crop growth. By making use of the critical air temperature 30°C and climatological data together with the above-mentioned formula, the annual total of cooling degree-hour of the glasshouse is evaluated for forty stations all over the country. The annual total in the wet house ranged from 5,000 in the northern part of Japan to 25,000 degree-hours in the southern part. The annual total in the dry house increases considerably in comparison with those in the wet house, that is, the annual totals in

the northern and southern parts of Japan are respectively 2.5×10^4 and 3×10^4 degree-hours.

The standard deviations in the inter-annual variation of annual totals in the wet house are in a range from 1,200–1,300 in Hokkaido to 1,300–1,600 degree-hours in other regions. The standard deviations calculated in the dry house reached 2,000–3,000 degree-hours in the districts other than Hokkaido. However, the variation of the standard deviation in respect to districts is more distinct in the wet house than in the dry house.

The values of coefficient of variation (C.V.) of the annual cooling degree-hours in both the dry and wet houses are above 10 percent and below 10 percent, respectively. Moving from the southern part to the northern part of Japan, the values of coefficient of variation increase gradually in both the cases. A simple programme is devised for computing the return period of the cooling degree-hour on the electronic computer. The values of cooling degree-hour to be observed at the interval of ten years (P_{10}) change from 10×10^3 in the solution part to 28×10^3 degree-hours in the northern part of Japan for the wet house and from 3×10^3 in the southern part to 80×10^3 degree-hours in the northern part for the dry house. The data of annual cooling degree-hour mentioned here can be used for quantitative prediction of the electric power necessary for maintaining the inner environment in favourable conditions. At present, many practical ways are utilized for the control of the inner environment, particularly of the temperature regime of the glasshouse, and the adaptability and cooling capability of the following five methods are studied on the basis of consideration of heat balance:

(1) Shading,
(2) Ventilation,
(3) Shower on the roof,
(4) Evaporative cooling (pad-and-fan system, high pressure mist system),
(5) Soil-air heat exchange.

(1) Shading method is used to interrupt the penetration of sunlight (direct and diffused) into the house. The effect of the shading method in controlling of temperature rise is closely related to the degree of reduction of transmissivity by the shading. The stationary model for the unventilated house is used for quantitative determination of the influence of variation of transmissivity of the glass wall (t_m) upon the temperature regime in the glasshouse. The degrees of temperature lowering in both the wet and dry houses ($R = 0.6$, ${}_oR_s = 1.2$ ly/min) due to the reduction of transmissivity by 10 percent are about 2.5 degrees and 4 degrees, respectively.

(2) The effect of ventilation upon the temperature regime of the glasshouse is studied by making use of the stationary model for the ventilated house.

Fig. 5.13 shows the relation between the excess temperature of the glasshouse (${}_iT - {}_oT$) and the ventilation rate obtained as to a glasshouse with floor area of 100 m^2. From the standpoint of practical application, both the shading method and the ventilation method seem better than other ones, because they are simple and effective.

(3) Thin water flow made by sprinkling water on the glass roof not only lowers the total transmissivity of the house to sunlight, but also strengthens the sensible heat transfer between the inner and outer surfaces of the glass wall. An example of calculation shows that the lowering of total transmissivity due to the thin water film on the roof is at the largest about 10 percent. As the heat transfer coefficient in flowing water layer is extremely large in comparison with that in the air, thermal resistance to heat flow between the outer glass surface and the flowing water can be neglected. Temperature difference between the water flow and the inner surface of glass wall (${}_oT_{max} - \theta_w$) is found to become about 16 to 18 degrees. The following relation is obtained from the heat balance consideration and relates the degree of temperature lowering due to water sprinkling to other factors:

$$({}_iT - {}_iT') = {}_oT + \frac{R(S-B)}{(h_{ad} + h_t + {}_oh_r)} \qquad \frac{R(S'-B') - h_r'({\theta}_w - {}_oT) + h_{ad} \cdot {}_oT + h_t' \cdot \theta_w}{(h_t' + h_{ad})} \qquad (5.19)$$

The above-mentioned relation indicates that the lowering of air temperature in the house by flowing water on the roof is less than 3 degrees. This result means that the showering method is not so effective for lowering of air temperature.

(4) Both of the pad-and-fan system and the high pressure mist system have been widely adopted for the control of air temperature in the glass- and vinylhouses. A nomograph for predicting the

ventilation rate and the amount of cooling water necessary to remove the surplus heat corresponding to the cooling load of glasshouse is made on the basis of heat balance consideration and shown in Fig. 5.17.

Figs. 5.18 and 5.19 denote the geographical distributions of the temperature difference $({}_oT_{\max} - {}_oT_{\mathrm{wet}})$ and of the mixing ratio difference $(\chi_s - \chi)$, respectively. These are used as the basic data in the calculation of the ventilation rate and of the amount of cooling water. The temperature difference $({}_oT_{\max} - {}_oT_{\mathrm{wet}})$ in summer season (August) ranged from about 6 degrees in the eastern part of Japan to about 8 degrees in the western part of Japan. The mixing ratio difference about noon in summer lies between about 2.0 g/kg in Hokkaido and about 3.0 g/kg in the western part of Japan. The methods by evaporative cooling such as the pad-and-fan system and the mist system are concluded to be especially effective in the west districts of Japan, excepting the San'in, the east part of Kyushu and the south part of Shikoku.

(5) Soil layer is known to behave as a kind of heat sink or heat source, because of its large heat capacity. Namely, there is a large difference in temperature between the air and the deeper soil layer in warm season. In this season, the soil layer underlying below the ground surface can be used as a heat sink, in which the surplus heat of the glasshouse is absorbed and stored effectively. For evaluation of adaptability of this method, potential capacity of the soil layer as the heat sink is studied by making use of the data concerning both the soil temperature and the air temperature in the house. By simultaneous consideration of heat balance of air mass flowing through the house and buried pipes in the soil layer, the following relation is derived for determination of pipe length necessary to lower the inner air layer down to arbitrary temperature (T_c):

$$l = \frac{c_p \rho V_a (T_c - T_m')}{h_* (2\pi r_m) \cdot \Delta T_m} \text{ meters.} \tag{5.35}$$

The pipe length is proportional to the amount of ventilation (V_a) and to the temperature difference between the inlet and outlet of the pipe. That is in inverse proportion to overall heat transfer coefficient (h_*), to the radius of pipe and to logarithmic mean of the difference in temperature. The pipe lengths calculated from Eq. (5.35) as to four sorts of materials are presented in Fig. 5.23.

As has been described in the first section, experiments concerning the characteristics of microclimatic environment and heat balance structure inside the house are made in the unheated glass- and vinylhouses without crops. This is to avoid unnecessary difficulties to be expected in the glasshouse with crop plants. The heat flux at the floor surface is controlled by mulching the floor surface with vinyl film or polystyrol plate to make clear the influence of soil heat flux on the inner temperature regime. The data of temperature regime and heat balance inside and outside the houses are utilized to evaluate the order of physical quanitities relating to the heat transfer. The data of physical quanitites enable us to improve the prediction method of temperature regime in the glasshouse and to develop more effective ways of temperature control.

In the later part of this study, much efforts have been paid to studies of physical models for describing the temperature regime in the glasshouse. The models proposed are used to study numerically the temperature condition in the glasshouse in relation to meteorological elements and architectural parameters of the house. The comparison of experimental results with the results obtained from the physical models is needed for the examination of the validity of physical models.

In order to accomplish the adaptative control of physical environment in the glasshouse in relation to crop growth, it is necessary to develop a complicated system model, in which the development and the growth of crop plants are quantitatively related with physical environment inside and outside the house, and to establish the ways of effective control for crop growth.

(Manuscript received 24 October 1970)