HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	居住室に於ける温度環境の改善と熱対流に関する研究
Author(s)	絵内, 正道
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	乙第1868号
Issue Date	1979-12-25
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/32631
Type	doctoral thesis
File Information	1868.pdf



Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

居住室における温度環境の改善と熱対流に関する研究

絵内正道

居住室に於ける温度環境の改善と熱対流に関する研究　目次

第1章. 序論.

1.1 研究の目的. 1
1.2 既往の研究 5
1.3 研究の方向とその範囲. 11

第2章 居住室の温度環境の実態

2.1 概説 17
2.2 独立住宅の温度環境 20
2.3 集合住宅の温度環境 103
2.4. 実測調査から得られた諸問題 154.

第3章. 室温・壁温変動解析による検討

3.1 概説 198
3.2 解析法 200
3.3 室温変動解析 210
3.4. 室温変動解析から得られた温度環境改善の方策 225

第4章. 模型空間による温熱環境要因の検討.

4.1 概説 227
4.2 小型模型による検討. 229
4.3 実大模型による検討 241
4.4 温熱環境改善の方策とその効果. 258

第5章　室内の熱対流の実測と数値解析

5.1　概説　276

5.2　熱対流解析法について　278

5.3　室内の熱対流の実測　312

5.4　熱対流解析への適用　394

第6章　総論

6.1　今後に向けて　429

6.2　住居の暖房計画とその特殊性　435

謝辞　442

巻末補．解析用プログラム

1　形態係数解析用プログラム

2　熱対流解析用プログラム

第1章　序論



雪達磨

第1章　序論
1.1　研究の目的　1
1.1.1　寒さとは。＝諦念から対処に向けて　1
1.1.2　暖房とは。＝古くていまだ新しい問題である。　2
1.1.3　室温とは。＝単なる居住室の温度を意味しない。　3
1.2　既往の研究　5
1.2.1　実家屋の実測を通じて。　5
1.2.2　模型箱の測定を通じて。　7
1.2.3　数値解析を通じて。　9
1.3　研究の方向とその範囲。　11
1.3.1　研究のアプローチについて　12
1.3.2　現状での限界。　15

1.1 研究の目的

1.1.1 寒さとは、＝諦念から対抗に向けて

ここで問題にしている寒さは、図1-1-1に示す様に、我々を取りまく地域性とか気候条件からくる寒さではなく、家屋の断熱程度、使用暖房器の形態とかという他に、部分・間欠暖房という暖房習慣から生じてくる住居内の寒さであり、居住室内の寒さである。

我々は、居住室の温度環境ばかりでなく生活全般に影響を与えるものとして積雪寒冷を忌み嫌うが、それは、北海道入植後百年という生活体験の不足からくるものと理解される。また、外気温が零度以下になることのない地域、積雪をみない地域、即ち内地との比較が、無意識裏に働いているからではないかとも思われる。

地域性とか気候条件という外部条件の相対的比較にとどまっている限り、寒冷条件は、常に負の条件にならざるを得ない。そして、その負の条件にばかり目を向けて、自から諦念あるいは限界を感じているのでは、居住室の温熱環境に対し、地域性にねざした改善を図ろうという余裕すら見失なってしまうであろう。

問題とすべき寒さは、外部条件からくるのではなく、温度の内と外とを明確に区別する発想に欠けた住居内にある。暖房室の隣接室に、夜間就寝時に、日中の居室の床付近にある。

部分・間欠暖房という一朝一夕で解消できそうにない暖房習慣から生じてくる「寒さ」や断熱不足などから生じてくる「寒さ」に対処してゆくことが、内なる寒さを過去のものとし得る道程である。そして、それは外部条件からくる寒さの見方を変える道程にも通じていよう。本小論の目的の1つは、この道程を探ることにある。

1.1.2 暖房とは　＝古くていまだ新しい問題である。

火を制御できるようになった時点から、例えそれが炊事のみに利用されていたにしても、ここで云う温熱環境問題が、生活上の重大な関心事の1つとしてその1歩を踏み出したと云える。

家屋内に炉を持ち込み、裸火の輻射熱で直接人体を暖めることを求めた段階（採暖）から、維新後、他の文物と共に欧米から輸入したかたちで始まった排煙設備付きの密閉型に、さらに温水・温風と云う熱媒を用い、輻射熱の放出ばかりでなく室の空気そのものを暖めると云う段階（暖房）になったのは一世紀とさかのぼる必要がない。そして、今なお裸火の生活意識（採暖）が継続しているためか、暖かさを追い求めがちになる。

また　室へ熱供給する術にばかり気をとられ、ややもすれば　室温を上げる量的確保に走り（図1-1-2参照）、暖房とは「寒さの除去、室温の質的な確保」にあることを忘れがちになる。「寒さの除去、室温の質的確保」に最重点をおくならば、生活空間から熱を逃さぬことが、重要であって、そのためには　断熱に対する充分な配慮と温度の内と外とを明確に区別する発想を欠くことができない。

しかしながら、今なお部分暖房にとどまり、燃料費の経済性のみに力点のおかれた間欠暖房を習慣としている状態では、寒さの除去は困難であり　断熱への配慮を欠いていれば、温熱環境の質的向上も望み得ない。それは　節約と云えても省エネルギーではないし、狭義的には暖房とも云えないのではあるまいか。

以上、述べてきた様に、暖房は、生活習慣や社会と密接に関係し、さらにその時代、時代の生活文化の反映としても考えられるところから「古くていまだ新しい問題である」と云って構わないのではあるまいか。

1.1.3 室温とは、＝単なる居住室の温度を意味しない。

一般に日射や生活活動があれば、それによって暖められた空気は、室の上部に成層し、上下温度分布が形成され、それに伴って水平温度分布も助長される様になる。そしてそれに暖房放熱が加わった居住室では、室温分布はさらに際立ったものとなり、断熱の不足している住居程、その分布は、著しい形になる。その様な場合、室の内に暖かさはあっても1ヶ所の測温をもって、室温を定義するのは大変難しいものとなる。また居住室の壁に設置された寒暖計による室温は、居住者の体感的室温の自己確認の目安であって、居住室の時間的・空間的温度の全てを示している訳ではない。

居住室の時間的・空間的な温度およびその変動は、外気条件（外気温、日射など）や建築要素（断熱程度、構造と開口条件、平断面形）の影響ばかりではなく、居住者の暖房に対する選択条件（暖房器種，部分暖房か否か，間欠暖房か否か）の影響を大きく受けている。その意味では室温変動の記録結果は、その居住者の生活意識を含む生活履歴現象そのものと考えて良い様に思われる。

以上の様に、室温は、対象あるいは解析目的、使用目的によってその意とするところが変わる。従って単なる居住室の温度という面だけを意味している訳ではない。

先に温度ムラのある空間では室温の定義が難しいと述べたが、次に断熱がゆきとどき、温度ムラも少なく、輻射の暖かさを必要としない状態に於ける室温について考えてみよう。図1-1-3に示す様に、寒い～寒くないという場合を限界指標，寒い～暖かいという場合を最適指標と考えると、最適指標の方が、至適範囲が広くなる。皆が好都合という所に至適範囲をもってくると、室温は除々に上限へ移行する様になるだろう。経済力、生活意識、建物の保温性の向上に伴い、年とともに室温が上昇し

ていると云われているが、それは 我々がいつも最適指標で行動していることの表われではなかろうか。 暖房の役割は「寒さの除去、室温の質的確保」にあるとしたが、この質的に確保された室温は、寒くないという限界指標下にあるものと考えたい。

今後の居住室の温熱環境あるいは省エネルギーにとっては 限界指標にもとづいた方向づけが大切になってくるであろう。

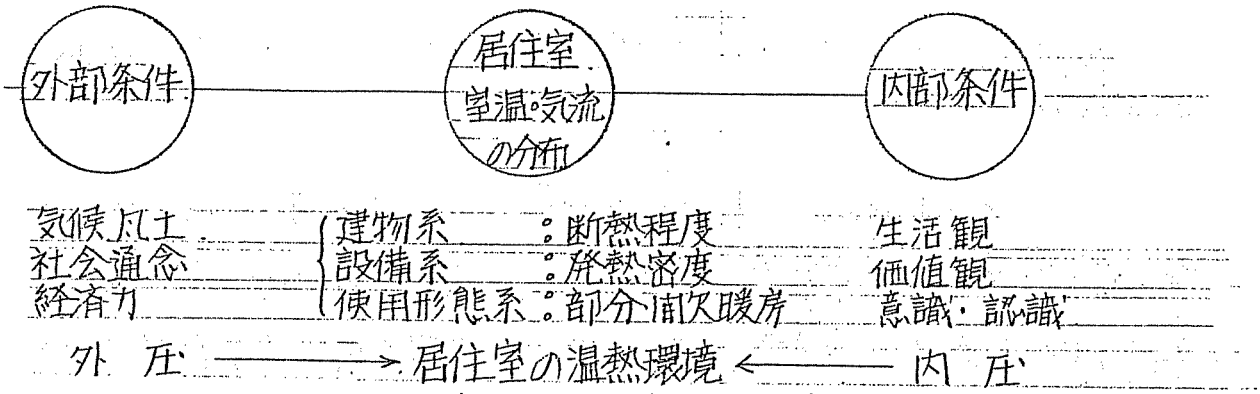


図1-1-1 外部条件，内部条件と室温

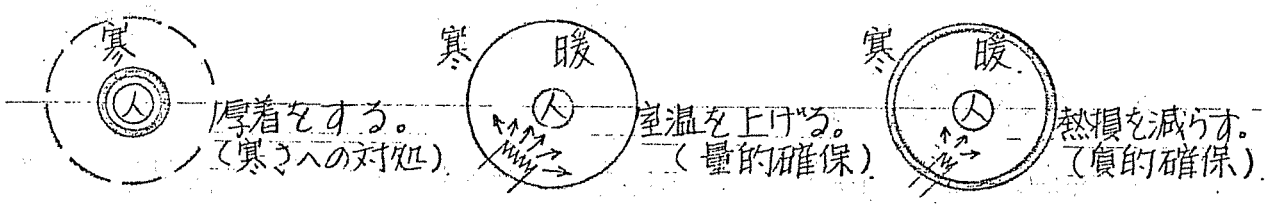


図1-1-2 寒さへの対処、保温の意味（その量と質的な側面）

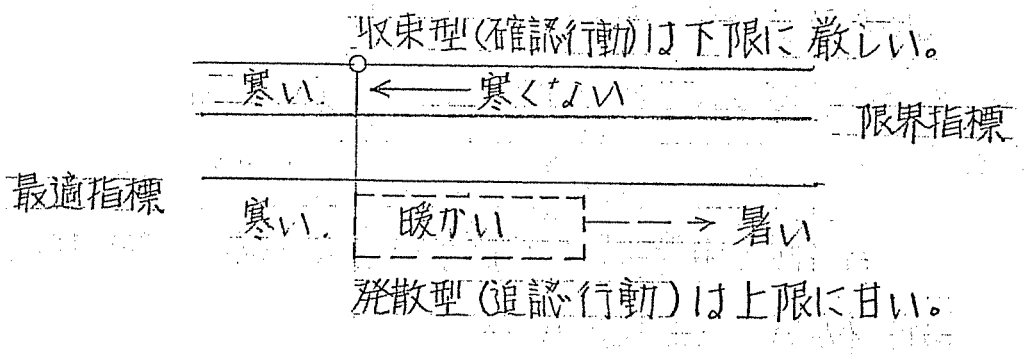


図1-1-3 最適指標と限界指標

1。2　既往の研究。

環境工学が古くは建築計画原論と呼称されていた時代から　又　現在でも、これを研究している人は、室温、気流分布の測定、研究を必ずや一度、手掛けているのではなかろうかと思われる。　それ故、温度気流分布の研究の全般を概観することは　到底筆者の手に負えるものではないので、一応本論に関係が深いと思われた、あるいは参考に引用させていただいた論文を中心に、筆者の一存で選択分類し、次に述べる。

(1)。実家屋の実測を通じて、
(2)。模型箱の実測を通じて。
(3)。数値解析を通じて。

の順に、我国の建築工学方面の研究が主であるが触れてみよう。

1 2 1　実家屋の実測を通じて。

室温測定の研究には大きく分けて　環境評価の方向、家屋の熱特性の把握、さらに生活実態の調査、記録と云う方面のものがある。

環境評価の場合、その多くは上下温度差を求めると云う様な温度分布の測定に力点がおかれる。　その上下温度差は居住室からの熱損失状態を表現する1つの指標になる所から　防寒診断に用いられた一連の研究[1]がある。　そして　それはまた放熱形態の差をも明瞭にする所から、放熱器が熱的居住性へ及ぼす影響についての判定に用いられている。

上述の意図を実家屋の実測で生かそうとしても、実家屋の温度測定は、居住者の生活に何らかの迷惑をかけると云う場合が多く　短期間はともかくとして半年あるいは通年にわたって実測し、温度分布の動静に注目した研究[2]はすくない様に思われる。　一般に　熱的居住性に関して論じている研究の場合、平面図を提示するのは勿論であり　放熱器と測定の位置が

記載されているのも当然であるが、家具・調度の類までの記入は行なわれていない。

先述した様に　室温は居住者の生活履歴であるから、その記入があって居住者の生活々動，室温の選択と　測定者の想定とが一致するのではあるまいか。　その意味では、家族構成、年令についても検討対象とするのが、この種の研究にとって不可欠と云って良いであろう。　これらの研究は一般の住宅の防寒性能、熱的居住性の経年的推移の検討のために　今後とも続けてゆかねばならないものの1つである。

次の熱特性の把握に注目した場合については、間欠暖房に伴った夜間の冷却に焦点を合わせた研究[3]が多く、構造体からくる熱容量の差について検討している。　この場合も測定が短期間であれば、居住者の生活々動に伴う乱れ要因に苦慮せざるをえず、単なる冷却の度合の比較、室温変動の比較にとどまることがある。　注目すべきものとしては実測から間欠暖房補正係数なる指標で構造特性の整理を行なっている研究[4]がある。

最後の生活実態の調査は　室温実測研究の内で最も面倒なものの1つであろう。　その理由は　生活そのものが千差万別のためある程度の資料数を必要とするからであるが、解析対象としては大変興味深いものがある。　その内に数地域にわたる広範な実測研究[5]がある。　これによると室温は単に家屋条件、外気条件に支配されいるのではなく、居住者も含めその地域の社会観、生活観と密接な関係があると論じられている。　本論を整理するにあたって上記報告から貴重な示唆を受けた。

本小論に於いては　北海道　それも道央での体験、経験が中心になって判断されているという片手落の面があるかもしれないが、地域の生活観、社会観が　温熱環境解析に際し考慮すべき境界条件の1つである　という見方を見失うことのない様に努めている。

122 模型箱の測定を通じて

この種の研究は 居住者の生活要因、外的条件の影響を全く考慮せずに温度分布、気流分布について検討することが可能であるため、隔壁の熱的特性、平面形、規模、あるいは放熱形態についてまでも含めて研究されたものが多い。 それらを分類してみると、模型箱の大小を問わず、温度分布の形態、気流の観察に主眼のあるもの、模型実験を実物に対応させるための模型則の確立、相似則理論とその実験検証に目的のあるもの、に分けることができよう。

温度分布の形態、気流の観察に力点のおかれた研究は、相似則に一応触れてはいるものの、放熱器の位置の違いによる温度分布の現われ方や熱供給量、隔壁の熱貫流量の差による影響について検討[6]しているものが多い。 それら一連の実測から ①室の大きさや熱供給量を変化させると、温度分布が一致しない、②熱貫流率も1つの要因である、③上下温度差は放熱に占める対流成分の割合の大なる程大、外気流入孔が床付近にある程大、④窓下放熱になると分布は均一化する、等々と云う様に 熱環境の基本的性質を把握したと云う意味では 貴重な研究成果を収めているものと思われる。 ある報告[7]では 自然熱対流の状況を知るために2次元模型による実験を行い、同じ模型箱を使用し、放熱器の代りにファンによる気流の状況と比較観察をしている。 そこで熱対流現象が機械的駆動力に置換できないと云う結論は「熱対流は 熱対流」として取り組む必要のあることを示唆していると云って良いであろう。

実物との対応を見るものには 模型則との関連で現象を把握する必要から無次元化の作業が加わる。 しかしながら、単純にレイノルズ数、グラスホフス数を合わせようとしても建築空間の場合想定空間と模型の間で温度差を100倍にと云う様に極端な操作が要求されることになる。 これを避けるために、床面積当りの対流放熱量と云うパラメーターを選択し

て検討を加え[8]、流型、乱相について整理したものもある。

実大模型による実測を除けば、相似則理論と実験的検証の双方から進めてゆくのが一般的であろう。その中には渦動粘性の比が、模型縮尺に比例するとして近似相似則を見い出そうとした研究[9]がある。これによると層流理論で組み立てられた場合に比べ、実験が容易になるなどその応用範囲は広いと思われる。

全てとは云わないが、研究の為の研究に近いもの、あるいは応用面よりは相似則の存否を検証しよう、と云った昭和30年代に盛んに行なわれたこの種の研究が、ドーム内や大ホールなどの大空間の熱環境予測のために再び取り上げられる様になり、実空間との照合を検討[10]している。むしろ模型箱の解析には先の予測に意味があるので、特異な空間の計画、設計情報の入手に威力を発揮すべきものと思われる。

また一方で模型則とは別に模型空間に吹き出された気流の分布の解析、乱流下に於ける乱れの性状の解析を目指した研究[5]も地道に行なわれている。これなどは、次に述べる数値解析の方から温度分布、気流分布を得ようと云う立場の人々にとって成果のまたれる分野の模型実測であるかもしれない。

いずれにしても、この模型による温度分布、気流分布の実測、実験、推定、検証については、その時々で要求される温熱環境と、その解析手段、計画・設計の緒を見い出す術の1つとして、その重要性は今後とも失なわれると云う様なことはないであろう。本小論でも、熱供給形態、熱損失形態と温度分布の関係、渦動粘性係数（拡散係数）値の把握に模型実測を用いている。

123 数値解析を通じて

今後、電算機はさらに迅速で大容量となり、処理能力は一層増大するものと思われる。それに伴い増々盛んになると予想されるのが数値解析による温熱環境要因の解析であろう。実際に室温度動、負荷変動解析については実用解析の道へ1歩も2歩も足を踏み出している[2]。この室温変動理論が現在住居の熱環境計画に対して大きな影響を与えた様に、熱対流の数値解析も1度その手法が確立された時、温度分布、気流分布の情報を同時に入手できるところから室内気候調整及び予測に威力を発揮して、建築計画、設備計画に大いに寄与するものと思われる。しかし、その為には、温度、気流速、圧力、密度という諸変量を連立させて解く、運動方程式が非線型であるという困難さを解決しなければならない。

例えば、気象の数値予報では日本付近を水平に150Kmのマス目に分け、次に垂直方向に1.5, 3.0, 5.5 Kmと上空9Kmまで6層に区切って6分毎、240回繰り返して、24時間後の気圧、気温などがでてくる様になっているという。建築空間の場合、潜熱などの考慮を必要としないのにもかかわらず、実用化までには至っていない。建築空間でこの数値解析を温度分布、気流分布の解析に用いたのは昭和33年になって発表された面加熱2次元層流解析（手計算）[11]最初のものと思われる。その後も乱流を考えた2層モデル等の先駆的提案があるが、いずれも膨大な作業であったであろうことは想像に難くない。その後、電算機を用い、緩和法にて等温空間の気流分布の解析が発表されたのは[12]昭和43年になってからである。最近になって、上流差分を用いた非定常解析による研究[13]、運動方程式に2次、4次精度としての改良を加えた層流からのアプローチ[14]、あるいは乱流のエネルギーに基づいた研究[15]等々が発表される様になってきた。

いずれにしても、その研究の多くは、非線形問題をどの様にして処理したら良いのかという スキームの提案、レイノルズ数と収束性の問題と

云う面に主眼がおかれ、数値解析で大切と思われる乱流規模と分割距離の関係、境界層の妥当な処理のあり方、そして最終的には実大空間との対応比較と云う所までは手がまわっていない、と云うのが現状であろう。 熱対流の数値解析では特にその様に感じられる。

従って 温度分布、気流分布の数値解析はかっての模型箱の解析がそうであった様に 温度環境改善のための当面の応用性よりも将来の解析手段となるであろうそのことを重要視している段階と云って良い様に思われる。

以上 非常に表面的にではあるが、既往の研究について問題点を探りつつ、温熱環境要因の解析法を3方向から検討した。 その内には的はずれの部分、拡大解釈をした研究、重要であるのに全く触れられていない論文もあると思われる。 また ほんの概説の範囲にとどまっているのを危惧するものであるが、最初に断った様に全般を詳述することは筆者の手に負えるものではないので 既往研究の紹介はこれまでとする。

次に 本節で用いた3つの方向を踏え 本論の研究の方向及びその範囲について触れてみよう。

1.3 研究の方向とその範囲

居住室の温熱環境、熱的居住性に関係の深い温度分布。気流分布を問題とする場合、暖房室では「暖かい空気は上へ、冷たい空気は下に」と云う様に 至極単純明解に説明される原理で現象化される。 しかし、この成因と機構を含めて解析することとなると、先に述べた様に現時点では困難である場合が多い。

最も望しい室内気候と云う観点から見れば、居住室の雰囲気、爽快感等を問題にしない場合、温度むらのある居室 気流の存在自体が迷惑なものであって、これを解決する為には温度むらを生成しなければ良いとのことで一切の片がつく。 そしてその為には、充分な断熱を施し、教科書等に記載されている鉄則を厳守する必要があるが、その結果として温度分布、気流分布がそれ程問題になることはない、と云うのも事実であろう。しかしこの認識もストーブの如き個別暖房では技術的に困難、中央暖房では経済的に困難と云う現実に帰結され、その一方で暖めることに力点のおかれた暖房技術が幅をきかせているのが現状であろうと思われる。 その結果、温度分布は強力な攪拌によって解決されることにもなるが、この様に一方の技術がその存在を主張すればする程、それに拮抗する技術が必要になる。 この双方に支えられた温熱環境は 決してローコスト、省エネルギー(Energy Conservation)に結びつかないし、案出した技術も常にいたちごっこに終る性格のものであろう。

できうれば設備を用うることなしに「寒さに対処すること」が、最も好しい室内気候を創り出す緒であろう。 大部分の住宅では、その大半が、建築(計画)側の責任、あるいは住う側での生活とその姿勢に関係していると考えて良い。 これら諸要因を整理し、改善の緒を見い出すことも本小論の目的の1つである。

131 研究のアプロウチについて

まず最初のアプロウチとしては、一般の住居がどの程度の温度環境にあるかという実態把握の作業が考えられる。初歩的であるかもしれないが、この方法が現時点で温熱環境を貧しくしている原因を見い出すための唯一の妥当策と云える。そして、その温熱環境の測定を通じて問題の所在が明確になって、そこからも改善・改良の糸口が明らかになってくるものと思われる。

対象住戸としては生活要因にも注目して検討する意図から、同一平面形に近い公営介護住宅や借家住宅，断熱程度の差異を見るために無断熱から断熱100mm，放熱器種による違いを見るために高輻射暖房器である石炭・石油ストーブの他に温水中央暖房住宅を選定している。さらに独立住宅の温度環境と比較する意味で、それに比べて床面積当りの熱損失が建築形態的に少ないと思われる集合住宅の場合も、石油ストーブと温水中央暖房について測定している。

暖房時の体感を支配する要因として室温（上下温度差），湿気，気流速、周壁温、暖房器からの輻射があげられるが、特に後の2つについては室内の位置によって異なるので、例えばグローブ温度によるにしても、どの位置で何点を測定するかを決めるのは大変難しく、また長期間の測定とその分析から「寒さへの対処」に注目しようとすると、居住者の生活々動に支障をきたすため測定項目として取り上げるのには無理と思われたので、次の様な簡便法をとった。室温については最も容易に測定でき、体感を支配する主要因であると考えられる他に、天井付近温度は居住者が「これで良し」とする温度環境の判断に基づいたストーブの加熱量の強さとその限度を、床付近温度は周壁温の低さ、あるいは隣接室温・隙間風など建物の熱的性能の弱さを示しているとも考えられる所から、上下2ヶ所の温度測定によって種々の要因を類推することが可能とする方法である。

本論では、4～9ケ月にわたった測定から「寒さへの対処」を観察しているが、次には何が原因となってこれ程までに熱的居住性を悪化させているのかと云う内部条件の整理が必要になるだろう。その整理によれば、住う側の生活姿勢（部分・間欠暖房）が相当程度関係していることが分った。

まず、間欠暖房については数値解析の方からアプロウチした。室温・負荷変動の解析については、逐次積分法をはじめとして既に解析手法が確立しているので可成の所まで改善の方策についての検討が可能である。先に床付近温度、上下温度差も周壁温の動静に関係していると述べたが、その意味では壁温変動の解析をすることは、単なる室温変動の解析に終らず、居住室の熱的居住性を評価することにつながっていると云えよう。

もう1つの暖房習慣である部分暖房問題は、模型実測の方からアプロウチしている。勿論、室温変動解析の方からも、この部分暖房問題を取り上げることもできるが、隣室条件を暖房室から半戸外空間まで変えたり、温度分布、気流まで加味して検討することは難しい。その点、模型実測であれば生活要因に妨げられない条件下でその様な測定が可能になるからである。さらに大切なことは熱損失形態（冷壁の大きさとその位置）あるいは熱供給形態（発熱密度とその位置）の温度分布に及ぼす影響についても検討が可能になることであろう。

我々の生活している居住室の温度環境を考えた場合、全て「実態調査で明らかになる」又は「室温・壁温の数値解析で処理し得る」そして後述する「室内の熱対流の実測とその数値解析で改善の方策が見い出せる」と云う状態にはない。従って、模型実測（この場合実験住宅など実家屋も含めて）による温度環境改善の方策の検討は、現時点で欠かすことのできないアプロウチの1つであると云うことができよう。

本論文では、居住室の温度むら（上下温度差、周壁温度の分布）を1つの指標として、居住室の温度環境改善の方策を見い出すべくアプロウ

チしているが、それはそのむらが温度環境、輻射環境、気流環境に大きく関与していると考えたためである。しかしそれには間接的な評価ではないのかと云うもどかしさを感じない訳にはゆかない。その意味では室温・壁温・気流を同時に入手できる室内の熱対流の数値解析の方からアプロウチしようと云う方法は、居住室の室内気候の計画に大いに役立つものと期待されるが、室温変動解析ほどに確立されている訳ではない。それは先述した様に将来の有力な解析手段になるであろうと予感させてはいるものの、室内の熱対流が如何なる性状にあるか、まだ充分に把握されていないためであり、その隘路となっていたのはしっに気流変動、気流分布を手に入れるのが難しいからである。一応、最後の検討課題として、室内熱対流の数値解法の提案と、実大模型にて熱対流の性状把握、数値解析のための基礎資料の集収に心掛けている。熱対流緩速気流場の乱流性状把握は、気流の温度変動情報の空間相関による乱れ規模の推定、タンポポ冠毛片を浮遊体とした視観測による時間・空間平均流速の推定、エネルギー方程式による拡散係数値の推定と云う面からアプロウチしているが、この段階に於ける一連の基礎把握が、本論の目的とする居住室の温度環境改善の一助になるものと思われる。

以上のアプロウチは「居住室の温度環境の改善、室内熱対流の解析検討」と云う「非常に古くて新しい主題、相当に広範で茨洋な領域」を概観するにあたって、そのいずれも欠くことができないと考えるものである。

1.3.2 現状での限界.

終章に於いては「今後に向けて」と云う節を設け、先に触れたアプローチのそれぞれの検討結果を踏えつつ それより得られた今後の課題について述べている。 それは当然として、研究の目的・範囲について概説している所で「現状での限界」について論議するのは 奇異な感があるかもしれないが、各論に入る前にそれに触れることは 本論の意とする所・目差す所が明確になると考え、実態把握、模型把握、数値把握の順に整理してみた。

その1. まず実態把握に於いては例証の収集に限度がある。 その理由は 収集数が地域、対象数、期間の他に、その選定とその根拠に関わってくるからである。 例えば、比較的長期の測定を目差す場合、地縁、面識にもとずいた限定地域の特定対象となってしまうと云う問題を抱え込む。 従って 本論の実測調査では 単に手持の測定器機及びその台数と云う面ばかりでなく 先に述べた様にアンケート調査の類いとは別の意味からくる統計処理上の限界がある。

その2、模型把握の場合には 模型縮尺寸法の問題がある。 温度分布、気流分布を模型にて解析する場合、入・出力量にスケール・ファクターが入っていることを銘記してかかる必要がある。 加えて制作費用の面で、ある限定空間に限られた検討にとどまざるを得ず、系の変更拡張を大幅に許容するまでの情報の入手は難しい。 それ故、本論では常に分析的、定性的立場に立ざるを得ないと云う限界がある。

その3. 数値解析は解析者の自己了解手続の1部であって、入・出力の選択に関しては模型把握以上に制約される。 加えて一般に 再現計算、温熱環境要因の検討、次いで改善のための応用解析と云う手順が要求され、この一連のプログラム開発の時間と手間、応用解析のためのプロジェクトの費用と云う面からやはり制約が働らく云える。

特に 熱対流問題に関して 先の問題を考えると、当面の間実測との検討が重要で、電算機の能力からいっても 自由な発想、あるいは趣味的計算を許容するという様な段階にはなっていないと考えて良いであろう。

以上、各論に入る前に、現状での限界について触れた。これは目的や意図にとってその見極めが最も大切で、その見極めがなければ 目的に違しようという海図（解析情報、方法論 等々）、その海図を用うべき船（解析対象、手段 等々）の選択、収集が難しいと考えたからである。

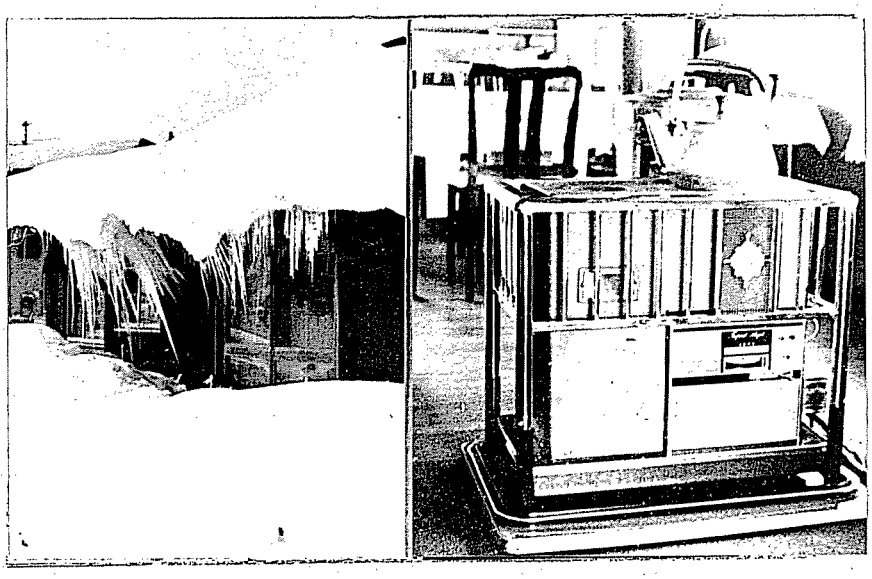
勿論、工学であるからには 幾通りかの海図と船の内、最も効率の良い組合せを見い出すことも重要であると考えられるが それは本論文の意とする所ではない。

ここに試みられた実態把握からはじまる「温度環境の改善と熱対流に関する研究」は 大容量の設備を完備し、ほぼ、その機能の行きついた観のある大建築の「居住室に於ける」室内気候を対象としたものではない。

むしろ 営々として冬の生活に耐えている小住宅の熱的居住性の改善、寒さの追放の一助とするべく行なわれたものである。そして、その改善方策が、その様な居住者の社会観、経済観、価値観の秤量によって判断される以上、それに応ずべく努めてもいる。その一方で、本小論に於いては先の限界に加え、常識的な提案方策の羅列提示が主で、目新しいものは何もないというのも これまた1つの現実かもしれないが、願わくば、筆者が 繰り返し強調してきた「内なる寒さ」への理解の、そしてまた「寒さへの対処」や「寒くないという限界的な温熱環境」に対する重要さの理解への「一里塚」の1つになって欲しいと考えるものである。

1) 堀江　居住室に於ける温度湿度に関する研究　京大 博士論文 '61.5
　　建物防寒力診断法に関する研究　建築学会研究報告 S29.
2) 荒谷　住居の熱環境計画への研究　北大 博士論文 '73.9.
3) 伊藤 他　独立住宅の室内気候に関する研究　建築学会大会 S50.10
4) 堀江 荒谷 他　住宅団地の集中暖房 その2.　空衛工学会誌 S42.9.
5) 江口 他　住宅生産の工業化技術に関する研究　建研年報 S46
6) 谷口　室内空気の自然対流に関する模型実験　建築学会論文集5 S12
　幸田　室内気温分布の実験的研究　全上 60 S33
7) 前川　模型による室内温度分布測定　全上研究報告13 S26
8) 射場本　放熱器暖房の室温や気流の分布に関する相似性　全上論文集60 S33.
9) 前田 他　室内熱対流の近似相似則　全上 63 S34.10
10) 宮川　大空間建築の気流分布の模型実験と実測　全上 大会 S47.10
11) 寺井　室内の熱対流について　全上 論文集 S34.10
12) 土屋　室内気流分布の数値解法について　全上 大会 S43.10
13) 具塚　気流分布の数値解法　全上 S48.10
14) 山崎　Navier Stokes方程式の数値解法に関する小文　全上 S48.10
　坂本　2方程式モデルによる乱流境界層の数値実験　全上 S51.10
15) 勝田 他　閉鎖的空間内の気流性状　東大生研 研究速報026, S49.

第2章　居住室の温度環境の実態



マルンの湯気

第2章. 居住室の温度環境の実態.

2.1 概説. 17

2.1.1 本章の概要 17

2.1.2 実測調査から得られるもの. 18

2.2 独立住宅の温度環境. 20

2.2.1 実測調査の概要. 20

1 対象住戸 20

2 温度分布と灯油消費量の測定 20

3. 外気温と各住戸の室温測定結果. 24

2.2.2 室温とその変動形態. 40

1 外気温低下に伴う室温変動パターンの様子. 40

2 不在時の自然温度と上下温度分布の推移 49

3 暖房時の日射の影響と非暖房室の開口部の開閉の影響. 49

4 間欠暖房と夜間暖房時の上下温度分布の時間的推移. 53

5 夜間暖房. 間欠暖房時の室温上昇経過. 56

6 非暖房室温の日変化. 59

2.2.3. 部分・間欠暖房時の上下温度差と外気温の関係. 68

1 日平均室温低下率と間欠暖房補正係数. 68

2 日平均室温. 設定室温の外気温低下に伴う推移. 69

3 床付近. 天井付近温度の外気温低下に伴う推移. 81

4 上下温度差. 設定室温と日平均室温の差. 週間灯油消費について 90

2.3　集合住宅の温度環境　103
2.3.1　実測調査の概要　103
1　対象住戸　103
2.　温度分布・灯油消費量の測定.　103
2.3.2　室温とその変動形態　115
1　外気温低下に伴う室温変動パターンの様子.　115
2　放熱形態と暖房時間.　125
2.3.3.　部分間欠暖房時の上下温度差と外気温の関係.　126
1　日平均室温、設定室温の外気温低下に伴う推移.　126
2　床付近、天井付近温度の外気温低下に伴う推移.　133
3　上下温度差の推移、設定室温、日平均室温の差と内外温度差.　140
4　週間灯油消費量について.　148
2.4.　実測調査から得られた諸問題　154.
2.4.1　間欠暖房と連続暖房.　154
1　間欠暖房の意味.　155
2.　独立住宅の夜間暖房と連続暖房.　159
2.4.2　住戸形態と暖房形態　172
1　独立住宅の個別暖房と中央暖房.　172
2　集合住宅の個別暖房と中央暖房.　185
2.4.3　寒さへの対処.　188
1　年間燃料費について　188
2.　内外温度差に対する上下温度差の割合と設定室温の関係　193.

2.1 概説

2.1.1 本章の概要

本章では 昭和49年、50年、51年の3年間を通じて行なった 独立住宅（測定地、岩見沢）と集合住宅（測定地、札幌）の室温測定結果と、石油ストーブを使用している場合には灯油消費量について整理・検討している。

各々の住宅に於いては、主たる生活域（居間）の温度調査を目的とし、1週時計巻自記温度計を、①天井付近（鴨居高、約FL+1800）と②床付近（床上 FL+100）に設置した。 測定区間は 冬の生活を知るために暖房期間で、4ヶ月から長くは9ヶ月にわたって連続測定を行なった。

整理項目は ①室温変動パターンの推移、②日平均室温の推移、③暖房時生活時間帯平均室温（設定室温）の推移、④部分・間欠暖房住戸の非暖房室温、間仕切表面温の変動、⑤上下温度差、天井付近温度、床付近温度の推移、⑥燃料消費量の実績が中心である。

それらを日平均室温低下率をパラメーターにした外気温、あるいは室内外温度差の関係で検討している。 その他に、日照時間や風速の影響、家族構成からくる差異、暖房面積や断熱程度による違い、住戸位置による差、間欠暖房と夜間暖房の違い、暖房器種による差異についても検討を加え、居住者自からが「良し」とした温熱環境がどういうものか、今後それがどの様に変わるべきかについて言及している。

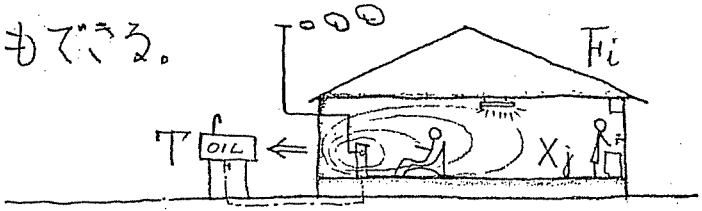
2 1 2　実測調査から得られるもの.

住宅の温熱環境などの実測調査から得られるものは. 何を目的としていたかによって　議論の別れる所であるけれども. 大きく分けて. 次の2つに分けて考えることができるのではないだろうか。

その1つは建物に関わりのあるもので. 例えば　構造. 平面形. 断熱程度. 開口条件. 暖房設備と云う類いのものである。

もう1つは生活に関わりのあるもので. 家族構成. 経済力. 使い方考え方からくるものである。

前者の建物(器)要因を F_i　後者のその内での生活の営み要素を X_j とすれば. ここで実測の対象としている室温分布. あるいは燃料消費量は. その結果として現われてくるものであるから　それを T とすれば次の様に表現することもできる。



2-1-1

しかしながら. 実測結果については　それがあらゆる要因・要素を包含しているものであるから X_j の各々が F_i を通じてどの程度の影響を与えているかを明らかにするのは容易なことではない。　その意味では室温が生活の記録であるところから. この時代のこの水準の建物での温熱環境はこの程度であったとの統計資料の1つとして記録にとどめておくと云うことを調査の目的とする場合もあるが. その一方で. その状態から一歩踏み込んで. 何がその様な温熱環境にしているのかと云う. やはり困難ではあっても断熱程度や暖房設備の責任分担. 使い方. 考え方の対応関係をひもどく努力が　必要であろう。

何故なら. 収入に占める食費の割合いが. エンゲル係数として生活の水準の目安になる様に. 冬の生活に欠くことのできない暖房費用の占める比率も. それが一般に　年令. 性別. 経済力に関係なく必要とされるも

のと考えられる所から、ある生活水準を表わす指標になるかもしれぬと考えられるからである。　いやむしろ経済力のあるもの程 T_{ei} について十二分な考慮を払い得るが故に結果的に良環境でしかも維持負担が少なくて済むものとすれば、先の T_{ei} と T の関係は、単なる食器とそれに盛られた食物との関係ではすまない意味が生じてくるのではなかろうか。　勿論食事の場合も器の役割を否定できないが、それは食事を楽しくさせるものであったり、趣味を満足させると云った類いのものであろう。

一方、熱的居住性にとっての器（建物要因）は、例えば、借家の様な場合、己れと関係のない所で規定され、結局　その居住性はその器に於ける居住者の体感にもとづいた結果としての室温にゆだねられている。そして、その室温保持の代価が冬の生活に欠くことのできない燃料費用と云うことになる。　我国ではその器に対する配慮にとぼしく、偏りも著じるしい。　その意味では、先の費用が同じ光熱費用の範疇に入るとはいっても　電気（照明）、ガス（炊事）の類いとは同次元で論じ得ないのではあるまいか。　これは　極端な例の1つかもしれない。　しかし、現状では居住者の責任に於いて　室温は持ち込まれ（管理され）、保持され（調整され）ていると云うのは、顕然たる事実である。

従って、実測調査から得られるものは、今後の温熱環境（特に熱的居住性）を計画してゆくうえで、建物要因 T_{ei} をどの様に考えてゆかねばならないのか、また　生活要素 X_j はどの様に変わってゆかねばならないのかを明らかにする点にあると云って良いであろう。　そして、その結果から望しい「寒さへの対処の仕方」、即ち望しい室温の管理、調整と云うものの姿が、明らかになってくると思われる。

2.2 独立住宅の温度環境

221 実測調査の概要.

独立住宅は 集合住宅に比較して、床面積当りの外壁面積が大きく、居住者の好みに合わせた自由な平面形・形態・規模に特色がある。 一般に、これが独立住宅を対象とした温熱環境調査の障壁となっている。

今の所、庭付の個別住宅を求める傾向が強く、さらに既存住宅軒数では、圧倒的に独立住宅の方が多いことからも、困難ではあっても実測調査の対象としなければならない。 とは云え、平面形・形態・規模を自由に選択したままでは実績調査の羅列に終ってしまう危惧があるため、公営分譲とか借家と云う様にある程度同一平面形に近いものを2戸づつ選択し構造種別の差を見るとともに、特に生活のあり方による違いを検討することとした。

1。 対象住戸.

内訳は、石油ストーブを使用している木造モルタル平屋2戸、木造サイディング平屋2戸、木造モルタル2階建2戸、半地下室付木造モルタル2階建1戸、石炭ストーブを使用している木造モルタル平屋1戸、中央暖房を行なっている木造モルタルの平屋、2階建の各々1戸、合計10戸の独立住宅を対象とした。 その平面図を図2-2-1aへれに示す。 同図中の。印は上、下の温度測定位置である。 また その設置空間(主たる生活域)の生活状態を知るために家具、調度の類についても記入している。

2。 温度分布と灯油消費量の測定.

温度分布(上下温度差)の測定から、生活域の温度環境の評価をすること、最少台数でそれを記録することを目的としたため、主要暖房室(居間)のFL+100, FL+1800(鴨居高)の2ヶ所に的をしぼって 1週巻温度計を設置した。 石油ストーブ・窓面に極端に近い場所は避けている。

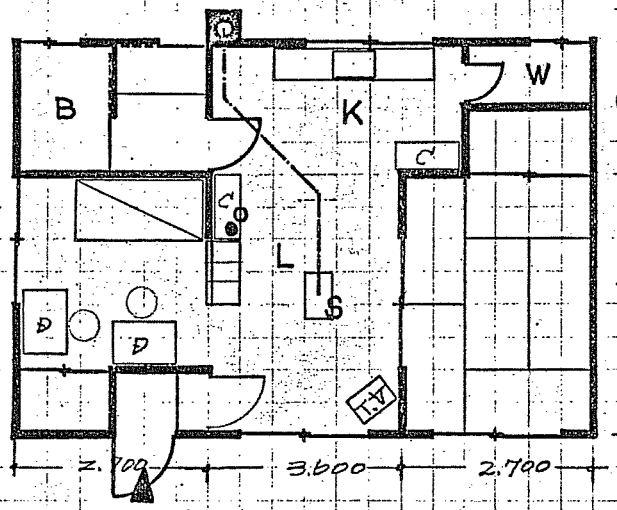


図2-2-1a 独立住宅 M-H

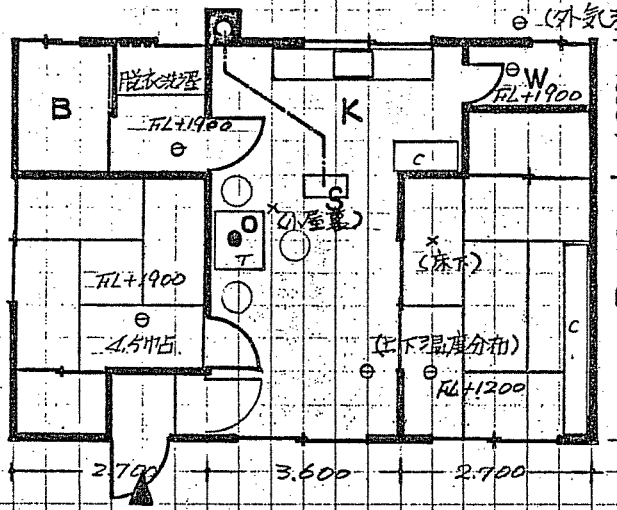


図2-2-1b 独立住宅 M-E

(T式実測記録計を併用)

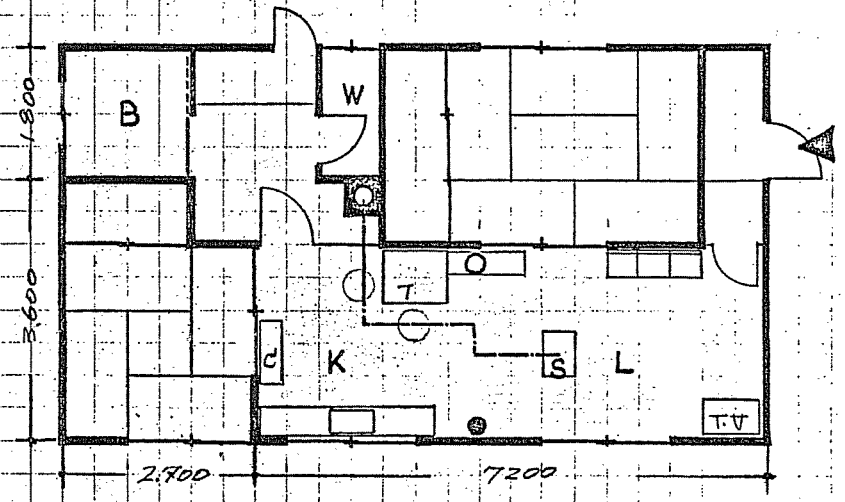


図2-2-1c 独立住宅 M-A

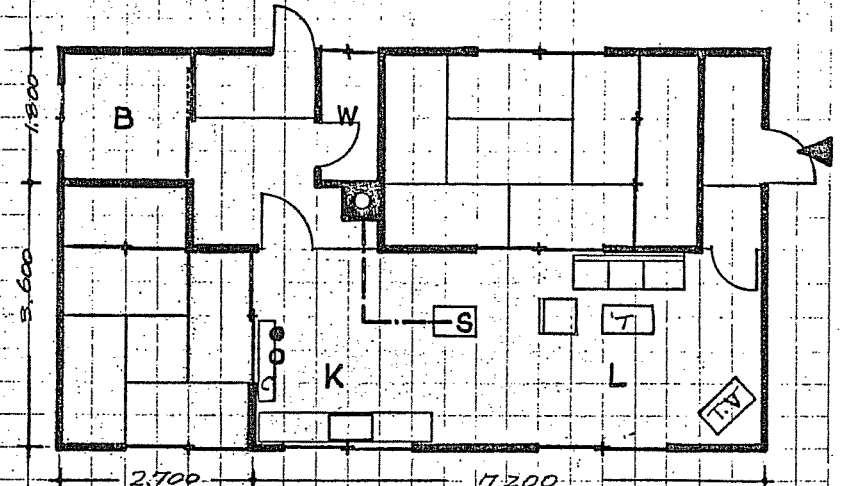
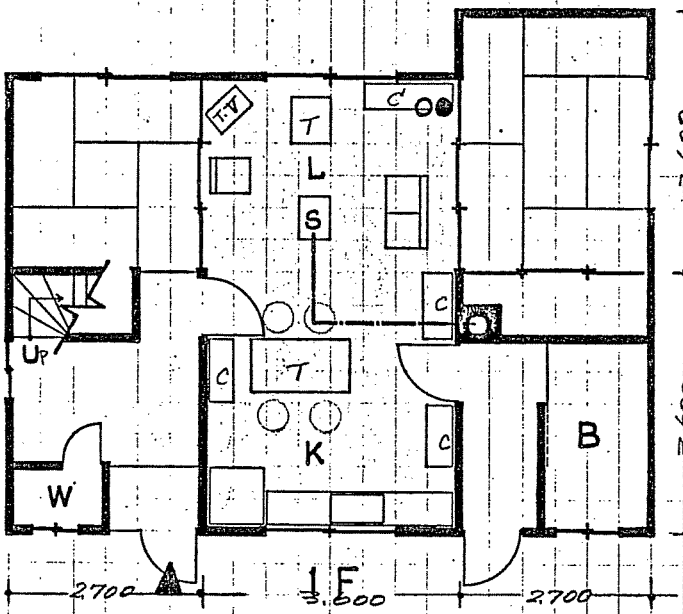


図2-2-1d 独立住宅 M-N



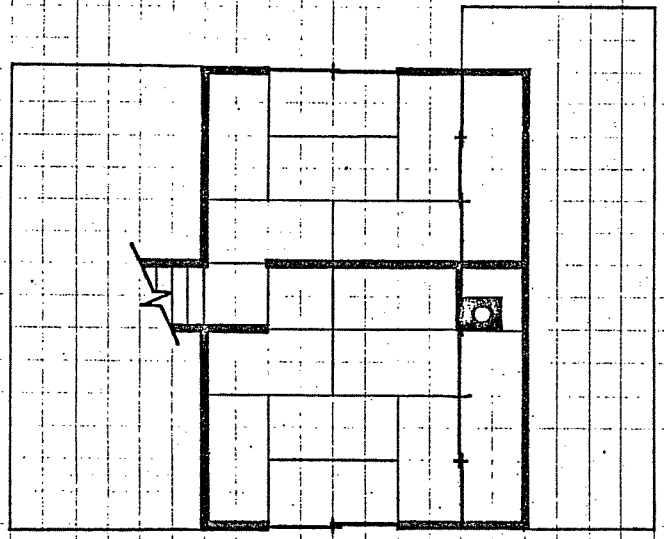
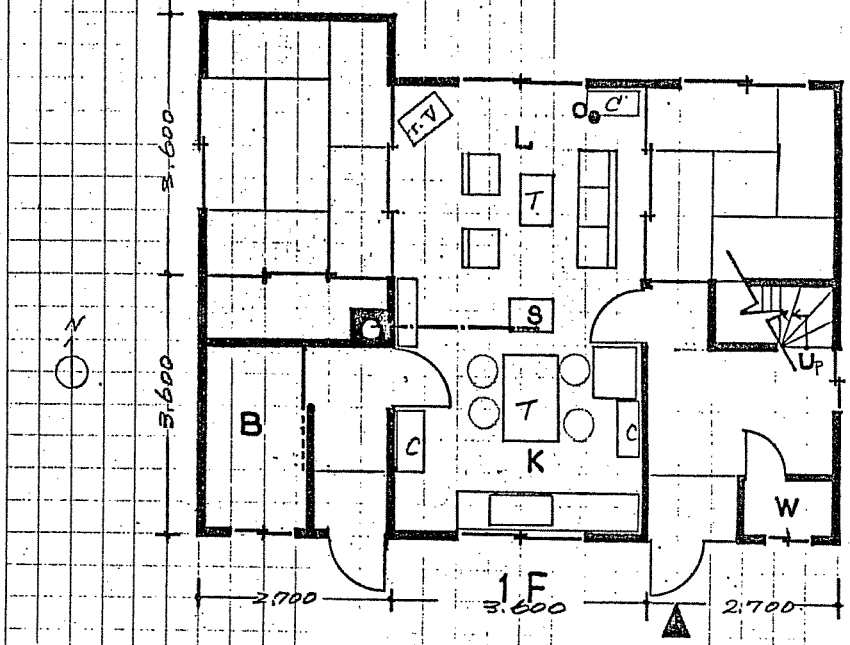


図2-2-10 独立住宅 M-Y



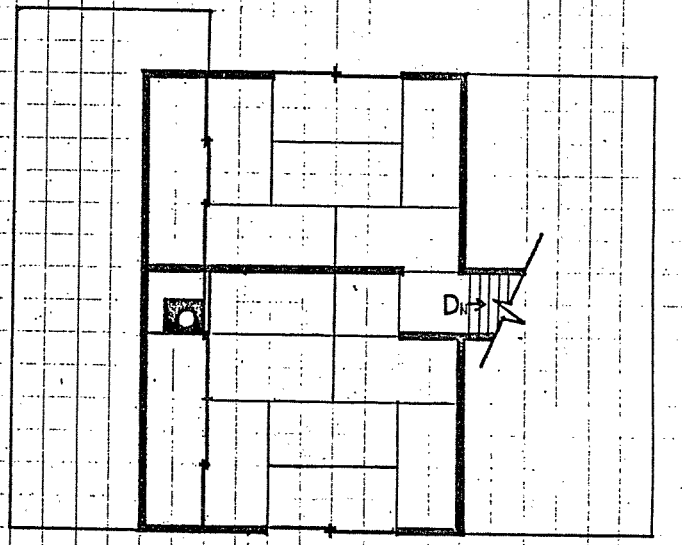
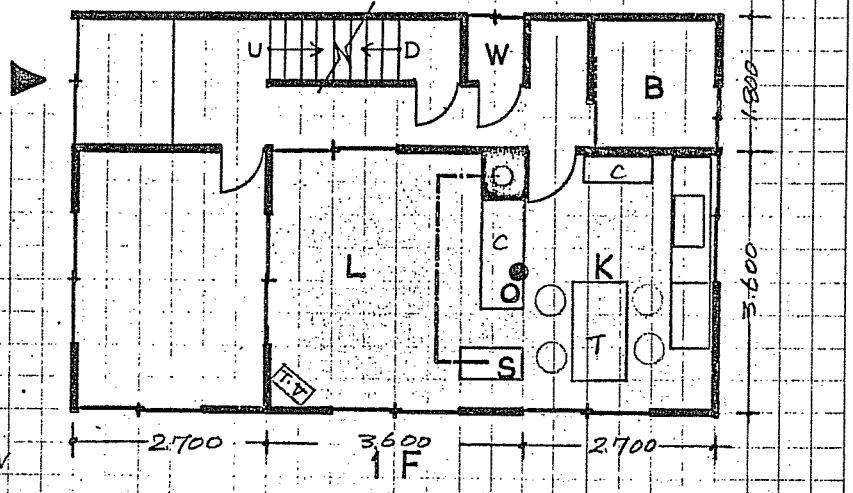


図2-2-11 独立住宅 M-K



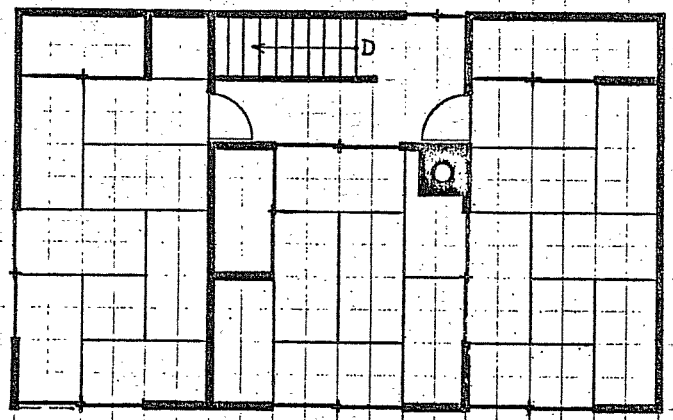


図2-2-1g 独立住宅 MD-E

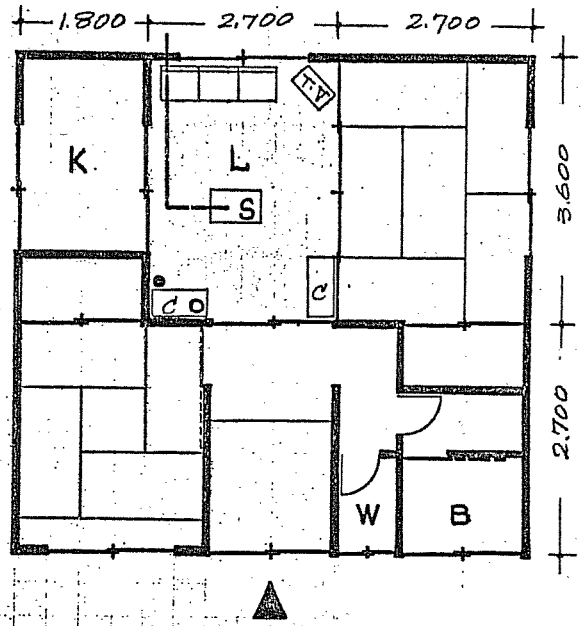


図2-2-1h 独立住宅 I-D

測定の整理は 1時間毎の読取りによる。 図2-2-2に示す様に日平均は、0～23時までの算術平均であり、暖房時間平均は予熱期を除いた暖房時間内の平均値である。 日平均室温は、FL+100, FL+1800 位置の日平均値の相加平均値である。 設定室温は、生活々動時の室温ということで、同じくFL+100, FL+1800位置の暖房時間平均値の相加平均として 夜間暖房(就寝)時は、設定室温の算定から除外している。

その他 M-E住戸では、電子管式自記打点記録計を使用し、暖房室の温度分布(FL+100, +700, +1310, +1810, +2110)、暖房室の隣接室、非暖房室では 便所 裏口 小屋裏、床下について測定した。

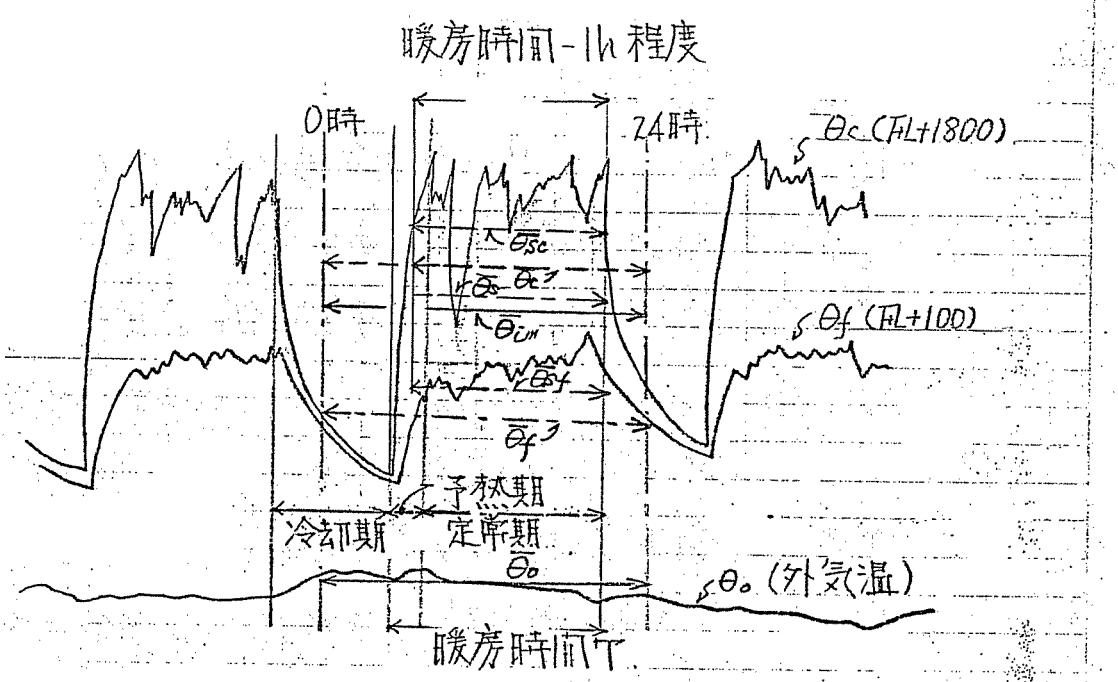
燃料消費量は、灯油タンク元栓と石油ストーブの中間に油量メーターを設置して 1週毎の読取差額から求めた。 自記温度記録計、油量計は 写真2-2-1に示す。

測定対象住戸の構造仕様、床面積、暖房面積、家族構成、職業、測定項目、測定期間を表2-2-1に示す。

3. 外気温と各住戸の室温測定結果

外気温は 時計巻・感電式にても同時測定を行なったが、測定住戸が岩見沢市内に点在するため、岩見沢測候所による外気温・日照時間・雲量・風速を用いている。 それ故、特に特記していない限り、整理に際しては、同上値を使用している。

測定期間中の外気温・風速・日照時間を図2-2-3a, 3bに示す。M-E住戸屋外の日平均外気温と岩見沢測候所での日平均外気温の関係は、図2-2-4に示す様に原点を通る直線で表わされる。 この偏差は軽微のため、図2-2-5で示した各測定住戸の外気温は、測候所での値に統一しても それ程大きな問題とはならないであろうと思われる。



凡例記号　$\bar{\theta}_{sc}$：暖房時天井付近温度　$\bar{\theta}_{sf}$：暖房時床付近温度

$\bar{\theta}_s$：暖房時設定室温　$(\bar{\theta}_{sc} + \bar{\theta}_{sf})/2$　　$\bar{\theta}_{im}$：日平均室温　$(\bar{\theta}_c + \bar{\theta}_f)/2$

図2-2-2 設定室温と日平均室温について

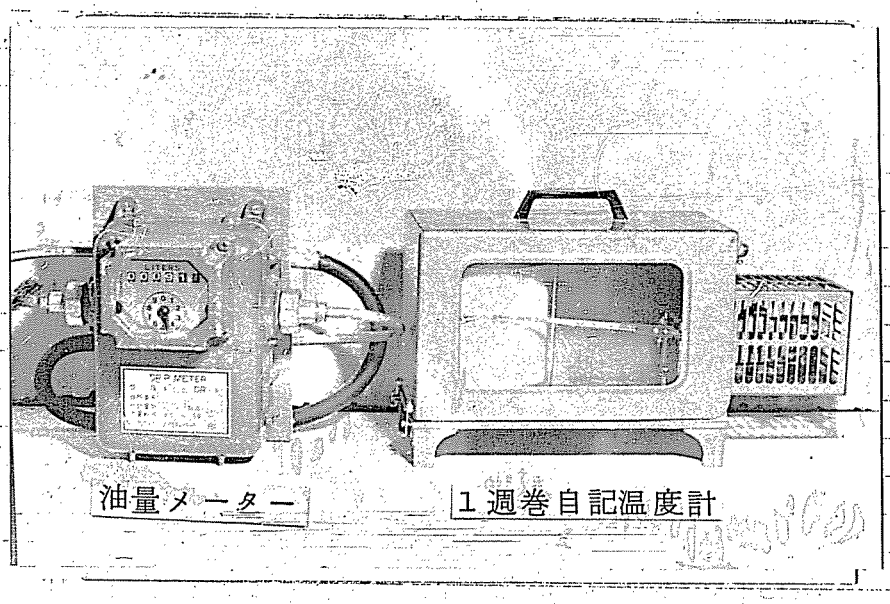


写真2-2-1 温度記録計と油量メーター（0.01lまで可測）

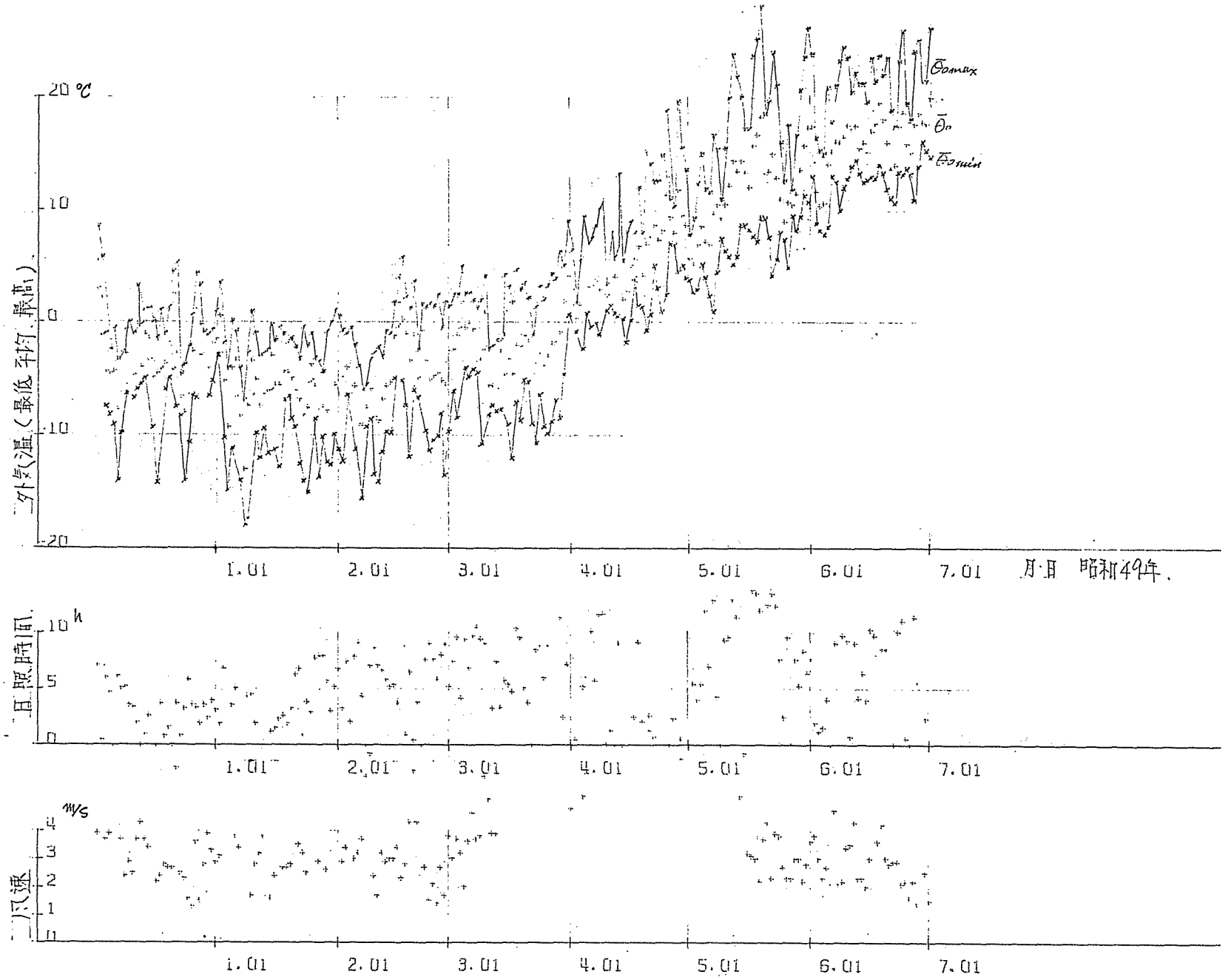


図7-2-30 昭和49年春の外気温、日照時間、風速（岩見沢測候所）

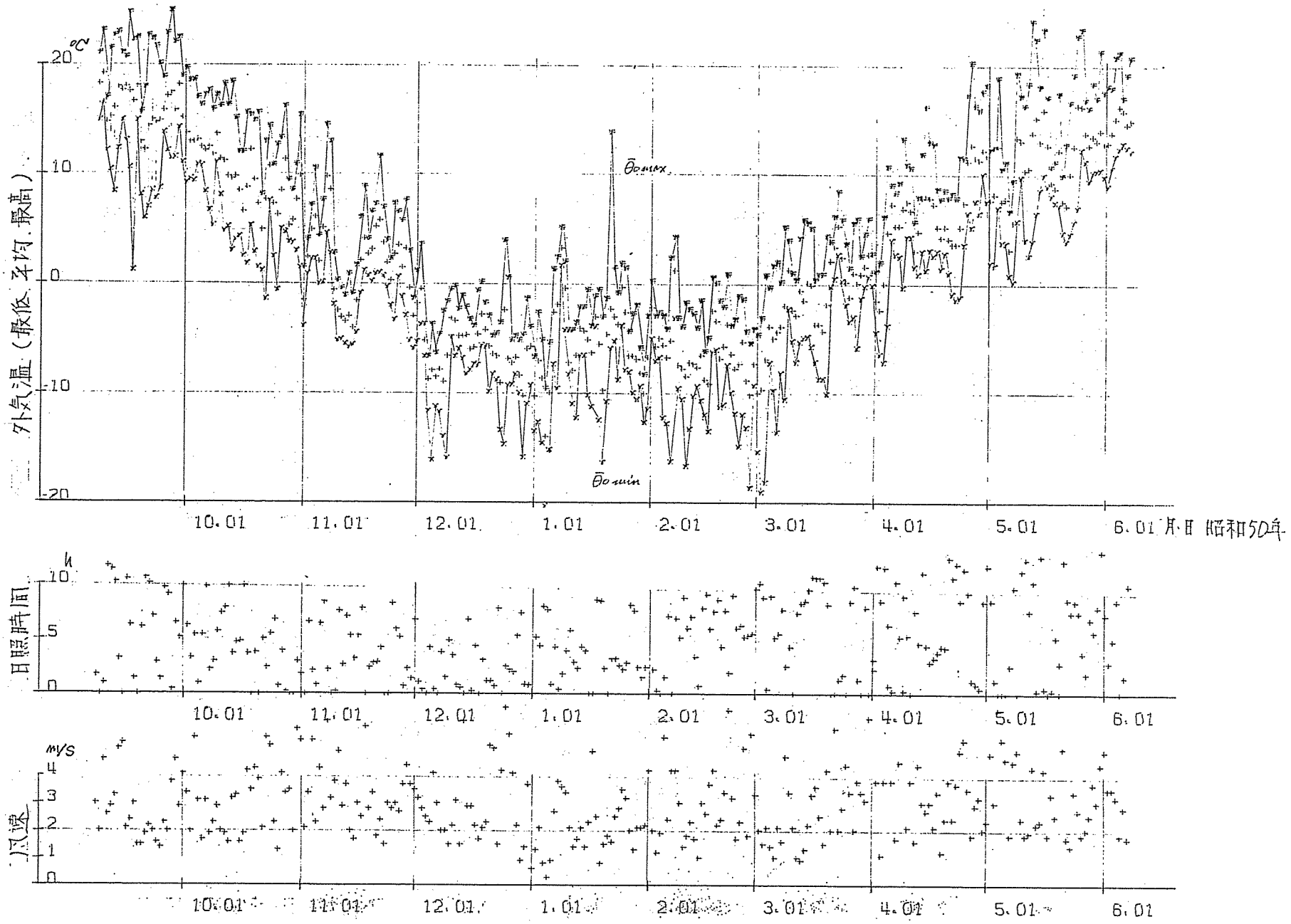


図7-7-36 昭和50年春の外気温 日照時間 風速（当日は測定なし）

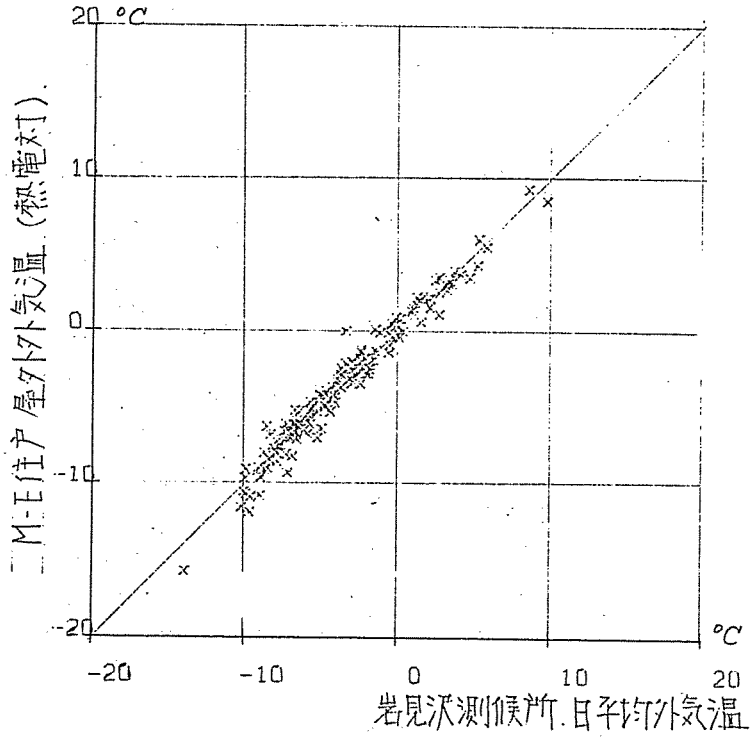


図7-2-4 M-E住戸屋外と測候所外気温の比較

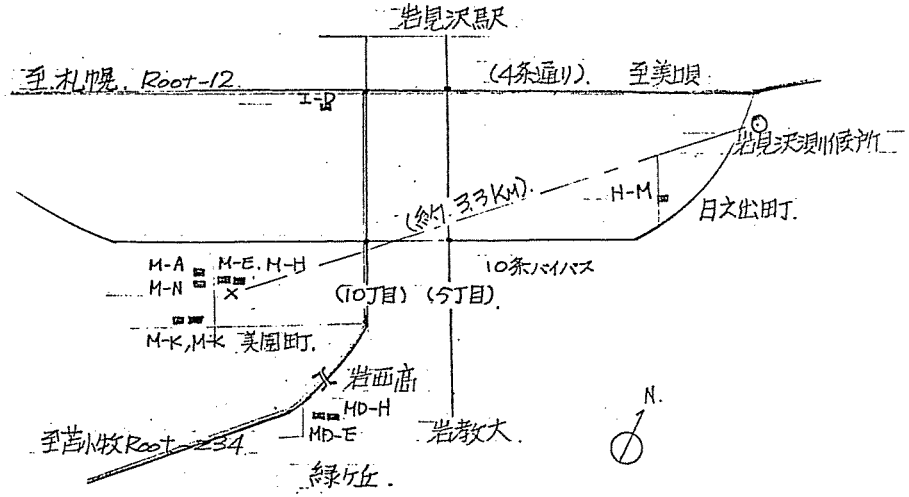


図7-2-5 測定住戸位置概略図(岩見沢)

表2-2-1 測定対象住戸の内訳.

対象住戸	構造仕様	床面積(㎡) 1F	2F	計	暖房面積(㎡) 1F	2F	計	家族構成(人) 大	高	中	小	幼	乳	計	職業	暖房形態	測定項目	測定期間	備考
M-H	木造モルタル アルミサッシュ	43.7	-	43.7	23.9	-	23.9	2		1	1			4	会社員	ポータブル石油ストーブ	A.B	S49.9.8~50.6.7	借家 Ⓑ=S49 断熱 50㎜
M-E	〃	43.7	-	43.7	28.9	-	28.9	2			1	1		4	公務員	石油ストーブ	A.B 非暖房室温	S49.1.20~49.8.3 S49.9.8~50.4.5	借家 Ⓑ=S49 断熱 50㎜ (C)
M-A	木造サイディング 木サッシュ	48.6	-	48.6	17.0	-	17.0	2	1					3	会社員	ポータブル石油ストーブ	A.B	S49.9.8~50.5.31	公営分譲 Ⓑ=S43 断熱 75㎜ (C)
M-N	〃	48.6	-	48.6	17.0 (26.7)	-	17.0 (26.7)	2		2				4	国鉄職員	石油ストーブ	A.B	S49.9.8~50.5.31	公営分譲 Ⓑ=S43 断熱 75㎜ (C)
M-Y	木造モルタル 木サッシュ	51.2	26.3	77.5	18.4 (28.1)	0 0	18.4 (28.1)	2		1	1			4	公務員	〃	A.B	S49.9.8~50.5.31	公営分譲 Ⓑ=S43
M-K	〃	51.2	26.3	77.5	28.1	0	28.1	4						4	国鉄職員	ポータブル石油ストーブ	A.B	S49.9.8~50.5.31	公営分譲 Ⓑ=S43
MD-E	木造モルタル 木サッシュ	49.5	49.5	99.0	23.1	0	23.1	4		1	1			6	公務員	石油ストーブ	A	S49.2.3~49.5.25 S49.8.4~50.5.17	持家 Ⓑ=S47 断熱 100㎜
I-D	〃	49.5	-	49.5	9.9	-	9.9	2						2	会社員	石炭ストーブ	A	S50.2.16~50.6.14	借家 Ⓑ=不明 断熱 無.
MD-H	木造モルタル アルミサッシュ	72.9	55.1	128.0	48.6	42.1	90.7	2		1	1			4	公務員	中央暖房	A	S51.2.2~51.4.23	持家 Ⓑ=S50 断熱 100㎜
H-M	〃	63.5	-	63.5	63.5	-	63.5	3						3	自営	〃	A.B	S51.2.2~51.4.23	持家 Ⓑ=S50 断熱 カベ100 天井200 ユカ50

凡例. A温度分布

B灯油消費量.

(C)サーキュレーター使用

Ⓑ建築された年.

注). ポータブル式は. 開放燃焼型で補助暖房器として用いられる。

石油ストーブは. ポット式で半輻射. 半対流型と云って良い。

図Ⅰ-2-6a から 6b に M-H, M-E, M-A, M-N, M-Y, M-K さらに Mb-E, I-D住戸の設定室温、日平均室温、床付近温度、週間灯油消費量の推移を示す。 以上の住戸は、石油ストーブによる部分間欠暖房によっている。 当然のことながら設定室温は、日平均室温よりも高く 床付近温度は最も低く現われる。 対象住戸共通の傾向としては最寒期に向けて 設定室温、日平均室温、床付近温度が低下する傾向が見受けられた。

ここで、注目すべきことは 先の設定室温が低下傾向を示し、上昇傾向を見せないことである。 暖房期には、外壁、間仕切壁などの室内表面温が、外気温の低下につれて下がると考えられる。 その補償の意味で、体感的には設定室温の上昇するのが自然の様に思われるが 実際には反対の傾向を示している。

この原因としては、①暖房器の放熱能力の不足 ②寒さに対する馴化現象、③外気温の低下につれて熱供給量を増加させると ストーブの輻射放熱成分も増加し、その周囲では その輻射成分だけで暖かさが満足されてしまう ④暖房限界期では それ程の熱供給を必要としないのに、余分に室温をあげてしまう, 等々が考えられるが、おそらくは ①の様な単純な理由ではなく ②~④の要因が複雑に関わった結果であろうと思われる。 この点に関しては、後述の設定室温の所で検討するが、実測から得られるものは、先の様に「こうあるべき」と予想されることが、その様に現われない所にもあるとも云える。 そして、その現われない所の理由を検討してゆくことで、冬の生活や寒さへの対処について 居住者側から見た常識、あるいは必然性と云ったものが見い出されてくるだろうと思われる。

次に 暖房時間の推移について検討する。 暖房開始の時期は 早い住戸で9月の中旬、一般的には、10月の上旬と云って良いであろう。

暖房停止が6月、開始が9月という様な住戸では、夏季に石油ストーブを撤去しない場合も多いが、これを物置であるとみなしてはならないだろう。暖房限界期では、実際に朝夕の暖房が要求されることが多く、その様な住宅では、暖房期間がゆうに4分3年、即ち9ヶ月に及んでいるからである。

また、ポータブル式の石油ストーブ（開放輻射型が多い）を所有している住戸も暖房開始時期が早く、暖房限界期では、補助暖房器として用いていることが多い様である。この理由はポット式石油ストーブでは、容量が大きいため、暖房限界期の室温調整に不都合であったり、ポータブル式では、それ程場所を専有しない、という所からきている様に思われる。

暖房時間の推移から見ると、朝・夕から日中を含んでという本格的暖房に入るのは、11月中旬の様に見受けられる。この様な寒さへの対処については、日平均室温、設定室温の日変動から明らかになるという訳ではなく、暖房期間を通じての室温変動の類型化あるいは外気温の低下につれた暖房時間や設定室温の動き等々、様々な角度からの検討によって、明らかになってくるものであろうと思われる。

個別暖房住戸の温熱環境は、暖房時間、とりわけ生活々動に大きな影響を受けると思われる。その意味で、毎週末に行なった記録用紙の交換を生かした聞き取り調査から ①日中の不在時の暖房停止の理由 主婦の稼動状況 ②学童の冬期休暇 ③受験生と夜間の暖房の延長 ④乳幼児に対する夜間（暖房）への配慮、等々に注意を向けつつ整理を行なっている。

次は、室温変動のパターンの方から「寒さへの対処」について検討を加えている。

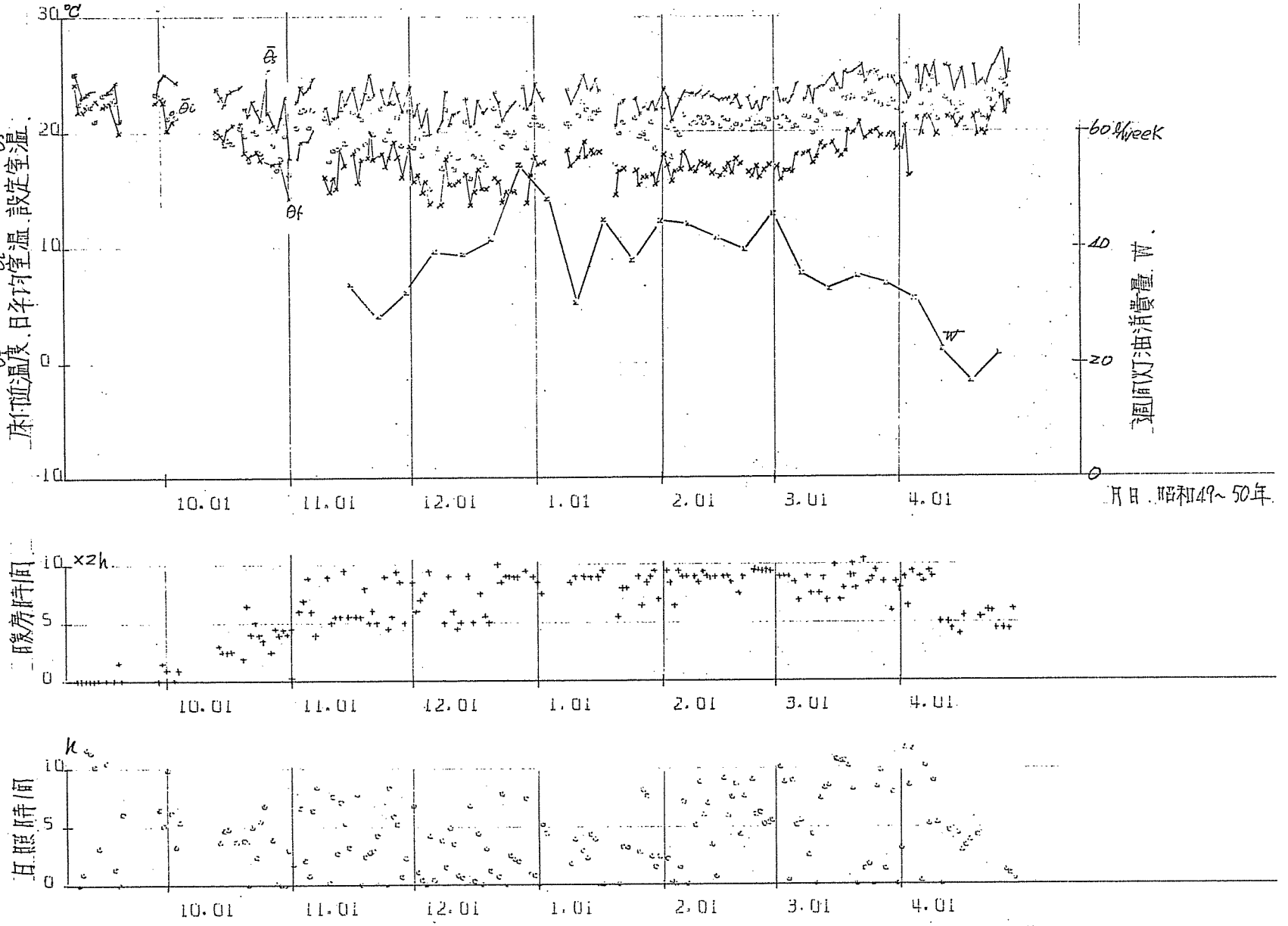
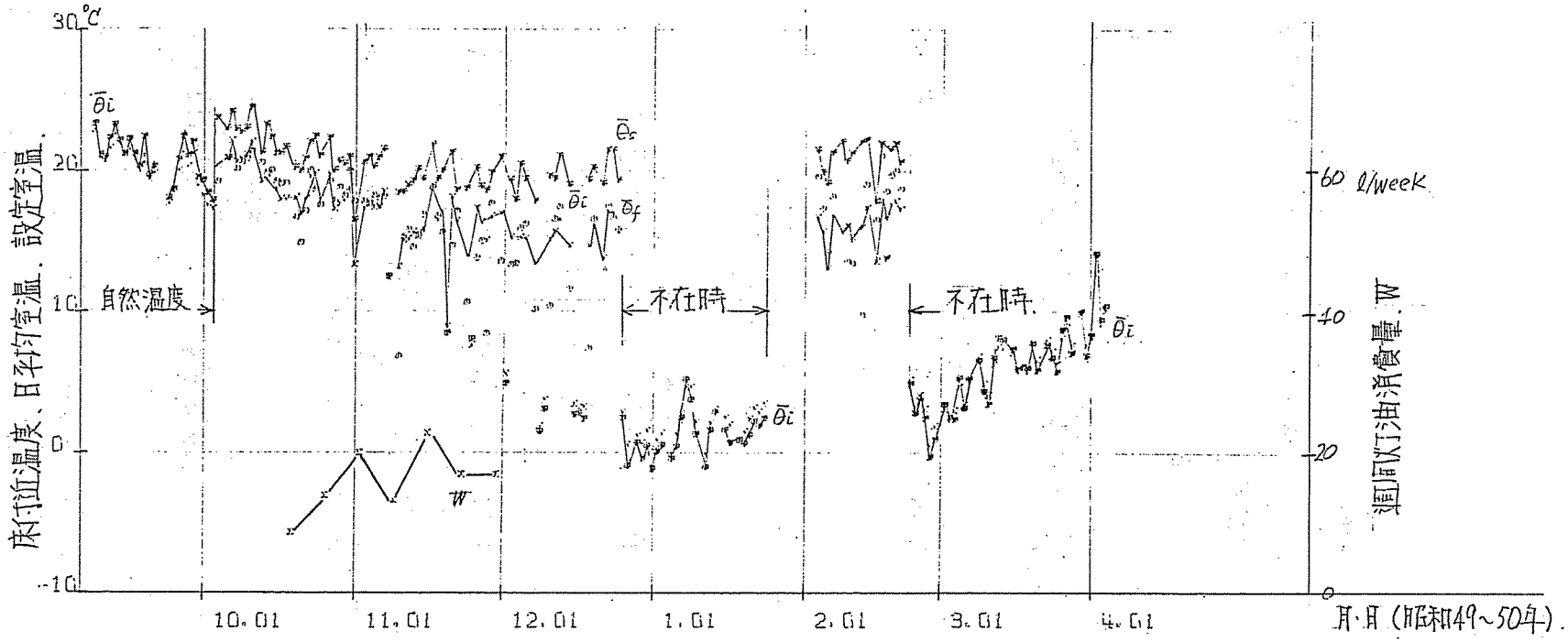


図7-2-6a M-H住戸の設定室温 日平均室温 床下温温 灯油消費量 暖房時間の推移



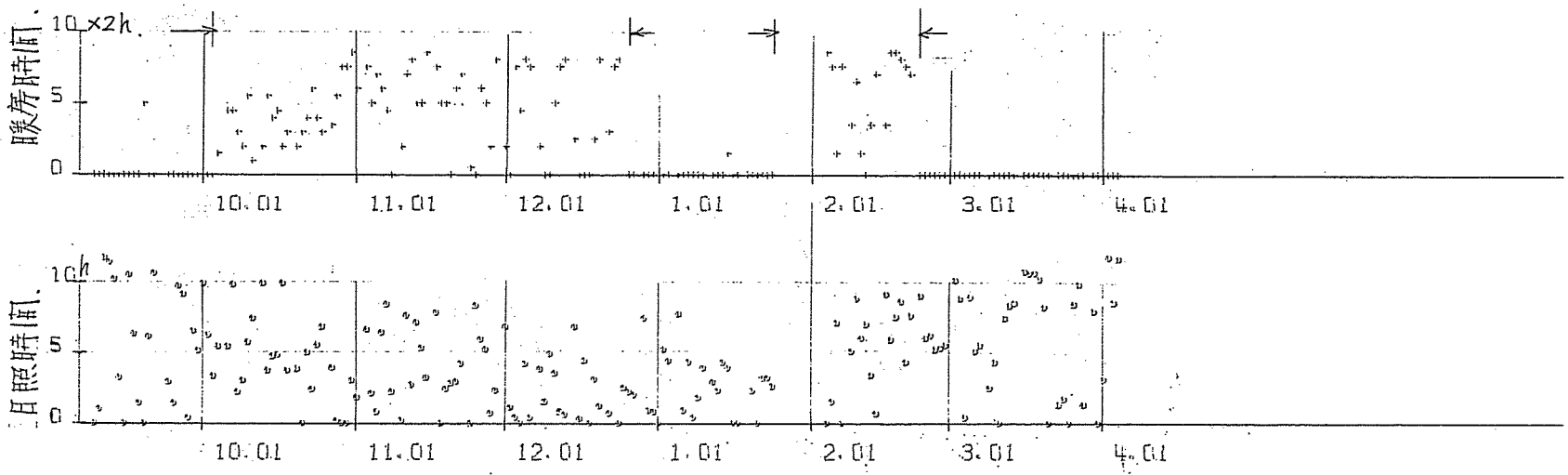
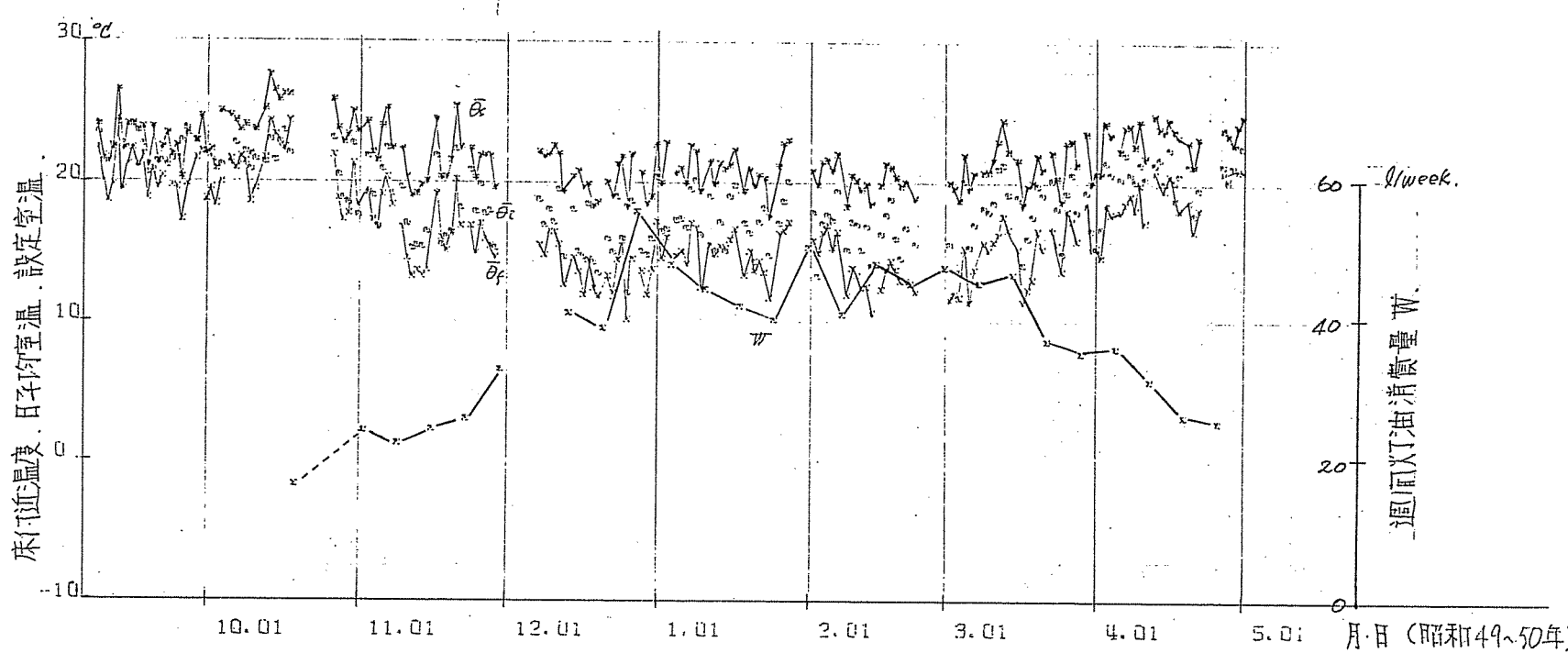
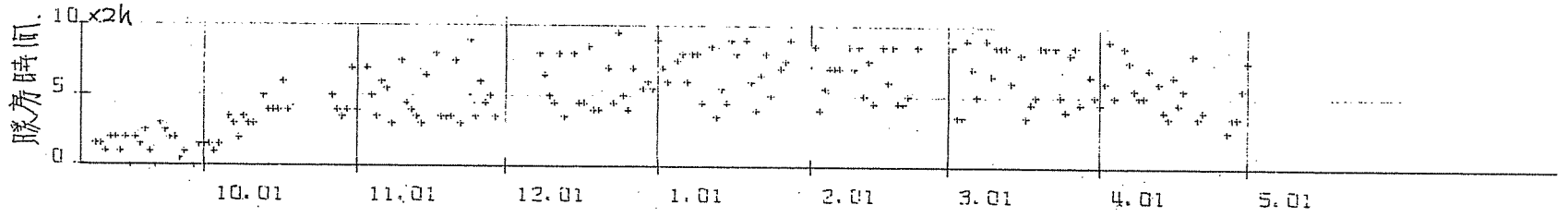


図2-2-66. M-王住戸の設定室温、日平均室温、床付近温度、灯油消費量、暖房時間の推移





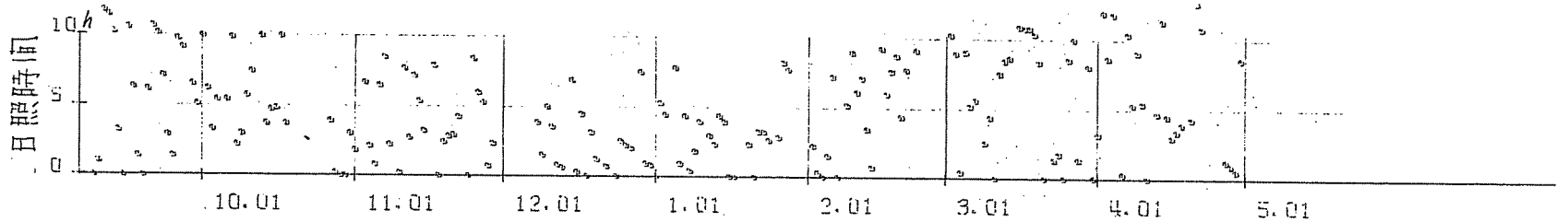


図 7-7-6C. M-A住戸の設定室温. 日平均室温. 床付近温度. 灯油消費量. 暖房時間の推移.

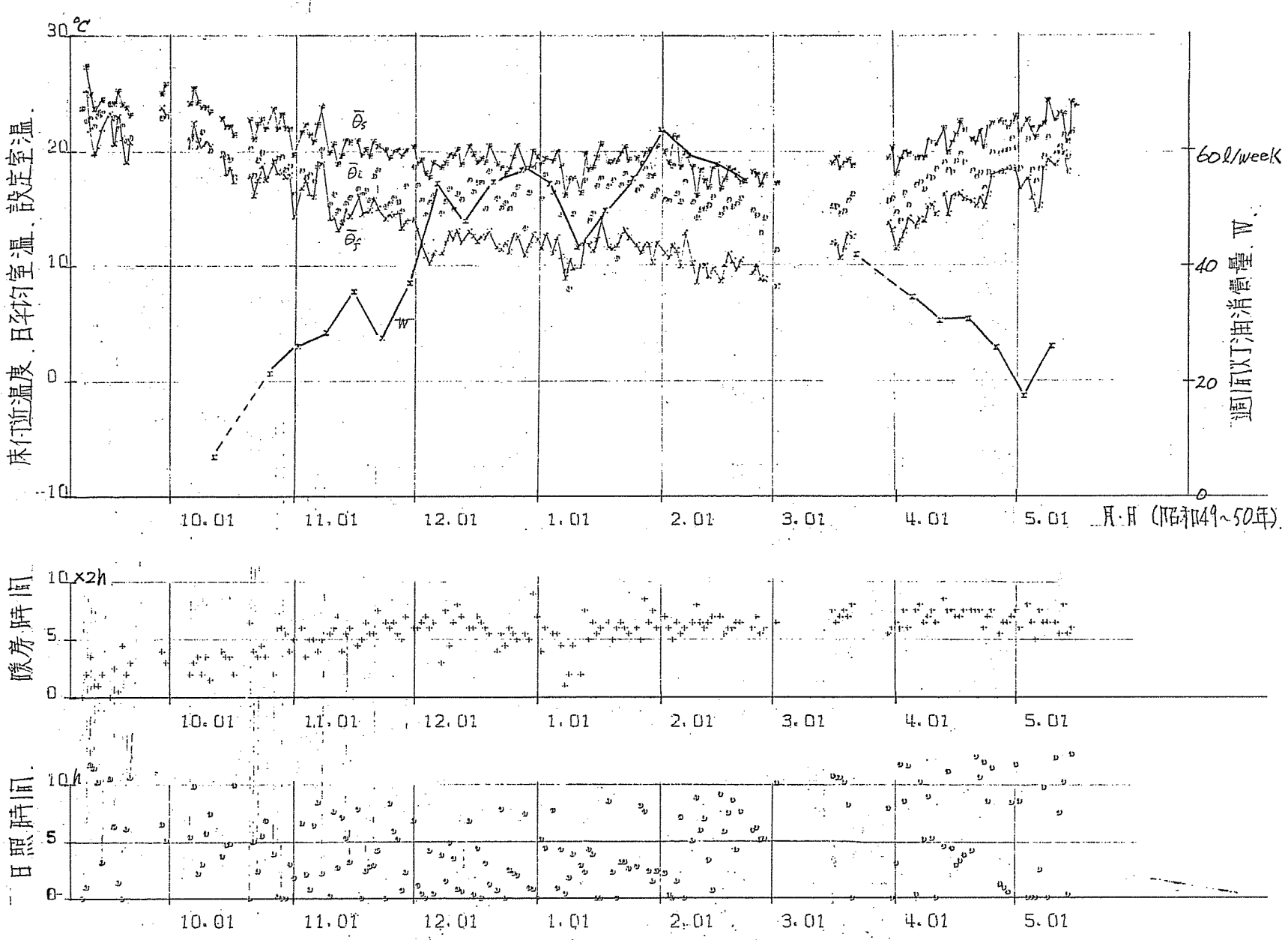


図7-7-6d M-N住戸の設定室温，日平均室温，床仕近温度，灯油消費量，暖房時間の推移．

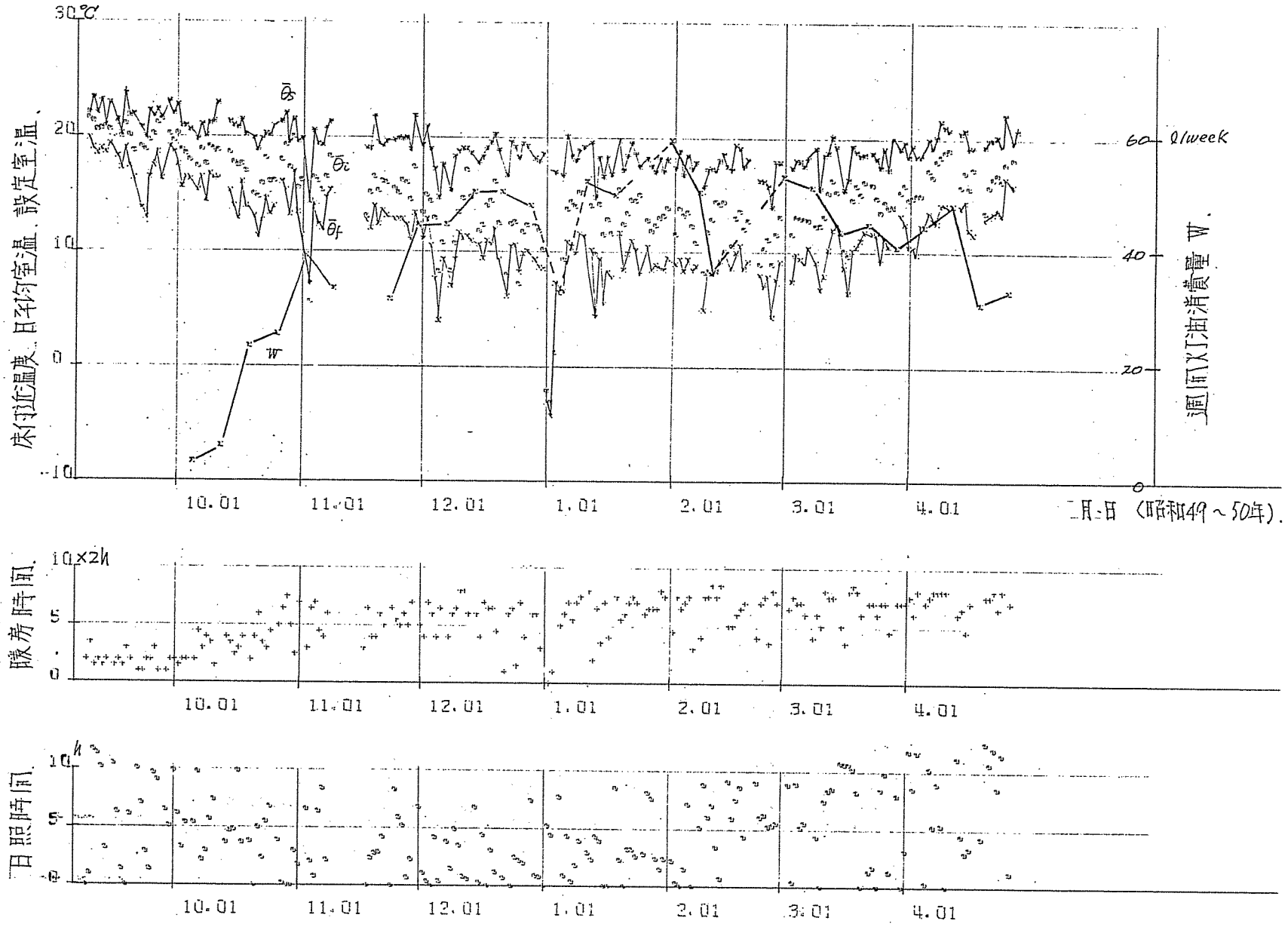


図2-2-6e. M-Y住戸の設定室温、日平均室温、床付近温度、灯油消費量、臨席時間の推移.

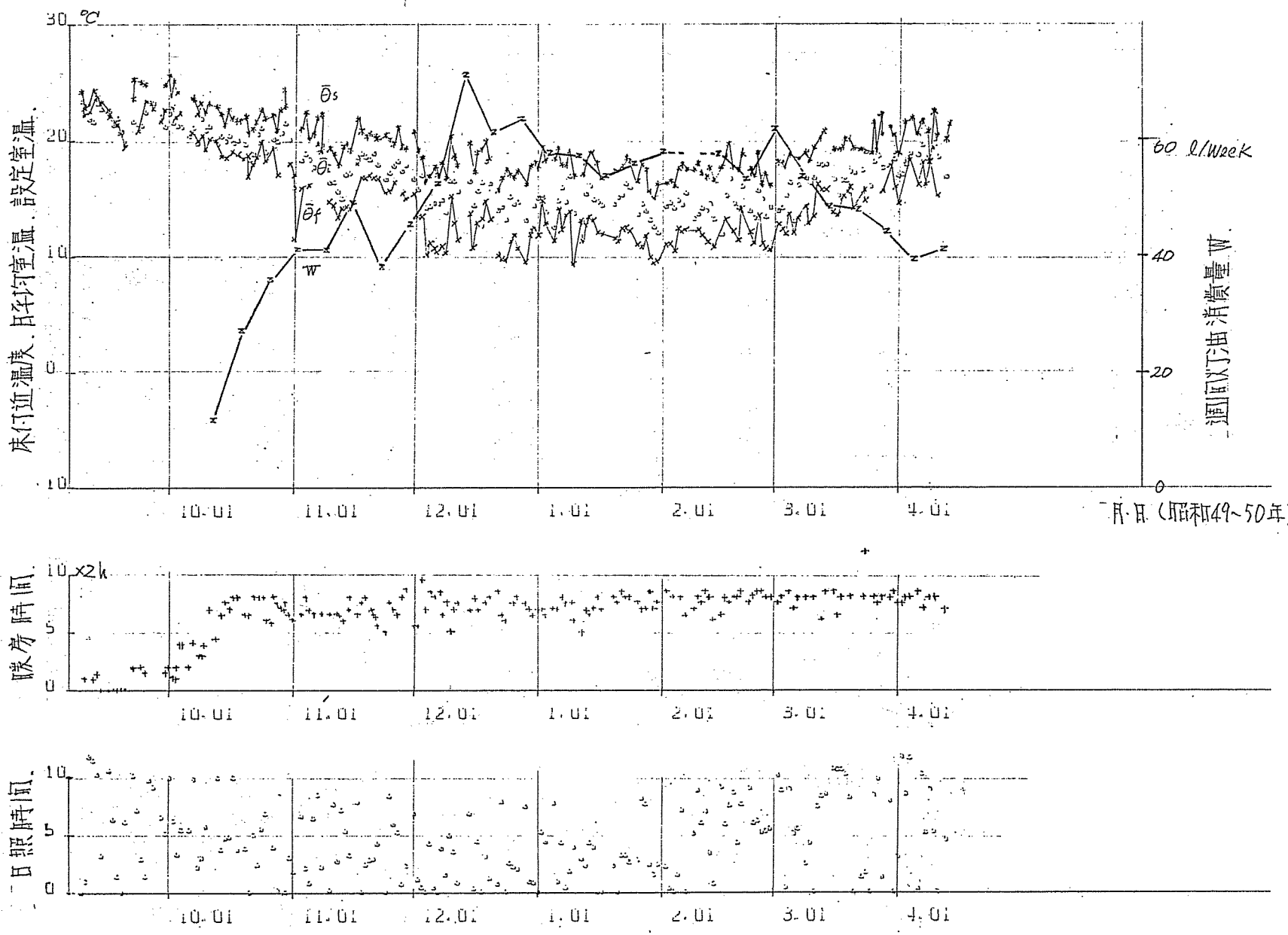


図7-7-6 M-K住戸の設定室温、日平均室温、床付近温度、灯油消費量、暖房時間の推移

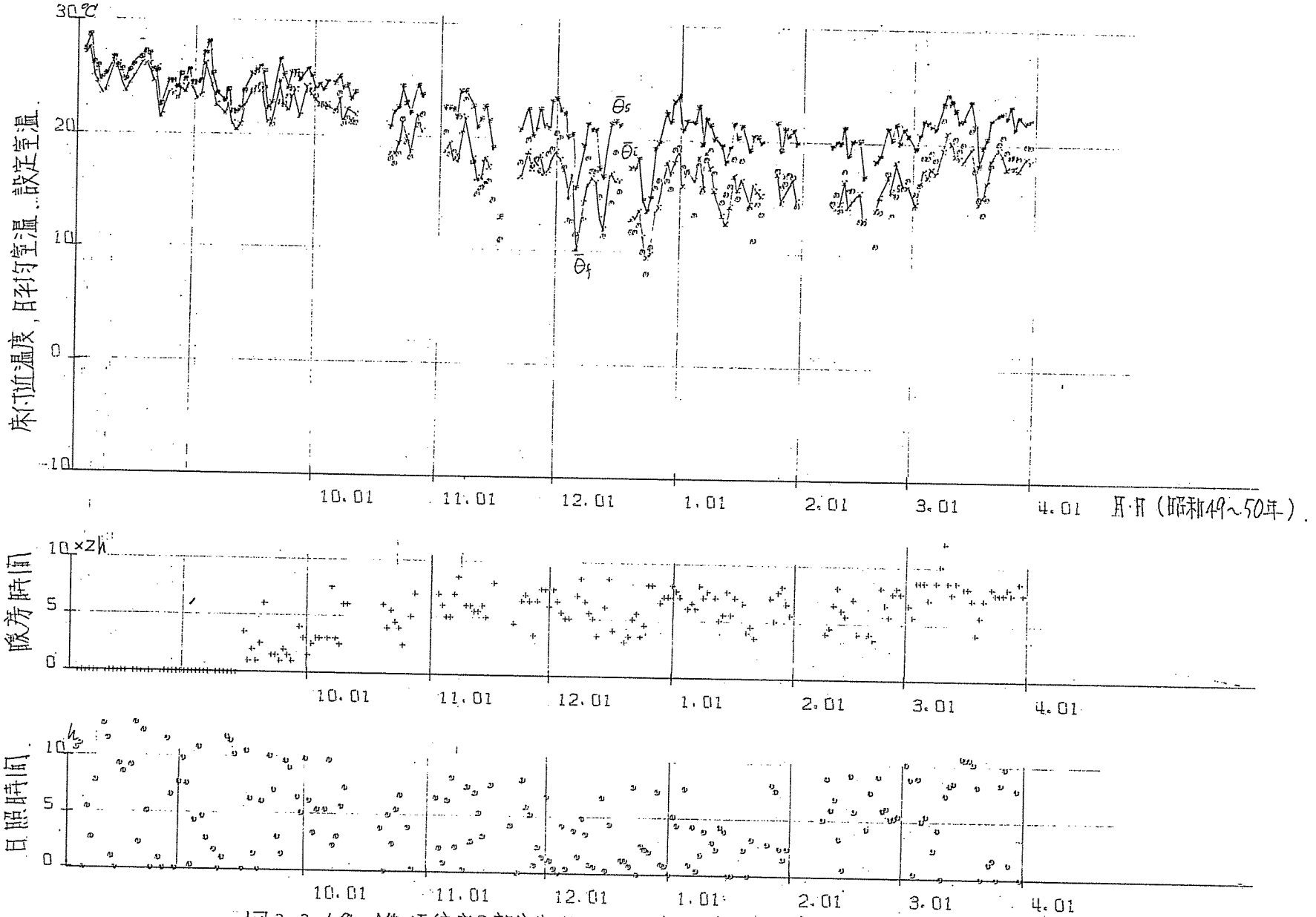


図2-2-69. MD-E住戸の設定室温、日平均室温、床付近温度、暖房時間の推移.

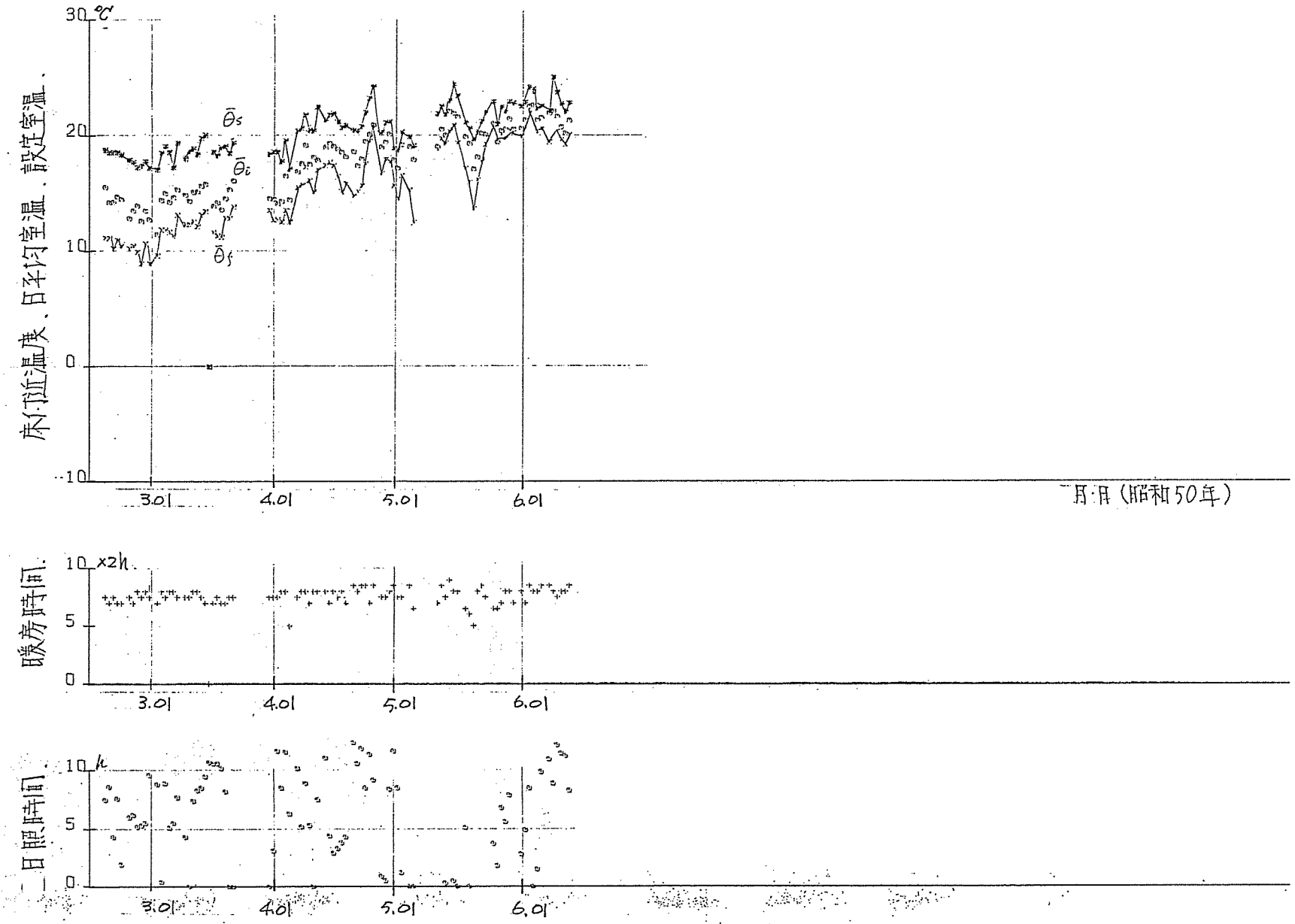


図2-2-6h. I-D住戸の設定室温、日平均室温、床付近温度、暖房時間の推移.

2.2.2　室温とその変動形態.

1　外気温低下に伴う室温変動パターンの様子.

M-H, M-E住戸（借家）, M-A, M-N住戸（公営分譲平屋）M-Y, M-K住戸（公営分譲2階建）における暖房開始期から最寒期に至る室温変動の様子を図2-2-7a~7dに示す。

図を見ると暖房開始はまちまちであり. 天井付近温度. 床付近温度そして. その変動に1つとして同じものがないと云うことが分かる。しかし. その1つとして同じものがない室温変動もパターンとして類型化してみると 家屋構造の差、平面形の違い. 家族構成の違い. 生活々動の差（暖房時間. 暖房器種の差異を含めた）が. 各々の住戸の間に顕然としてあるのにもかかわらず. 各々の住戸に現われる室温変動のパターンは. 外気温の低下に対応したパターンに類型化して考えることが. 可能の様に思われる。その類型化したものを 図2-2-8に示す。この類型化パターンより 居住者がどの様にして「寒さに対処」しているか. そのパターについては. 推察することができる。

暖房開始期では各住戸ともに上下温度差は日中で数degと云う程度である。また天井付近温度は. 朝低・夕高と云う傾向を示し. 床付近温度は日中フラットと見て良いであろう。この時期の暖房は. 夜間の室温. 壁の低下を朝方に回復することにある。昼間の外気温の上昇. また日中の床付近温度がフラットであるところから. 朝方の暖房器の使用だけで生活時間帯の温度環境が充分に保持されているものと思われる。例えばある住戸で日中暖房していたとしても. 暖房のオン・オフの間隔は長く日中. 生活時間帯の暖房がどうしてもなければ「寒くて. 我慢ができない」と云う状態ではない。

暖房開始期を過ぎ. 過渡期に向うに従って 天井付近温度は朝高・夕低から フラットな傾向を示す様になり. 床付近温度はフラットな傾向

から　朝低・夕高のパターンを示す様になる。　また　暖房時間は　日中不在になる住戸を除き．生活時間帯については連続して確保する様になるために増加する。

この時期はポータブル式石油ストーブ（放熱容量が小さく　開放型の補助暖房器）から．ポット式石油ストーブ（放熱容量が比較的大きく．密閉で半対流・半輻射放熱の主暖房器）への移行期でもある。　ポータブル式では．朝方の室温回復に難があるためである。　天井付近温度がフラットな理由は．床付近温度がある程度まで上昇すると．さらに天井付近温度を押し上げてまで．室温の回復を図る必要がないためであろうと推察される。

この過渡期になると日中不在の住戸は．朝方よりも夕方に重きを置いた室温変動となり．天井付近温度は．30℃を越える様になるが．これは決して寒いためではない。　聞き取りによれば．通勤後の解放感を軽装（真夏の時の姿を想像されたい）で味わっているための様である。

暖房とは．寒さを取り除くことであって．アタトが雪化粧した時まで．室の一部（例えそれが天井付近と云えども）が．真夏である必要はないと云うことを留意すべきであろう。

次に．過渡期から最寒期に向うと．天井・床付近の温度変動ともに朝低・夕高の室温変動パターンの傾向が定着する様になる。　一般の住宅に用いられているポット式石油ストーブは　6～12帖用で 0.7 ～ 1.0 万 kcal/h 程度の出力があり　能力的には一気に室温を回復することも可能であるが．油量調節目盛のフルスケールの 1/2 程度で未熱する程になる。

そのため．朝方にはそれ程出力をあげないで．室温の急激な回復を図るよりは．ストーブの輻射熱に期待することになり．その周囲に生活空間を限定縮少して生活する様になる。　これもまた寒さへの対処の1つと云うことができるかもしれない。

結局　夕方になって床付近温度が　15℃前後に回復してから　暖房空間を全生活領域として生活する様になる。　また　この時期では、朝方床付近温度が　10℃を割る様になって　夜間（就寝中の）暖房を開始したり　隣接室との間の戸襖を閉じて暖房面積を縮少させたりする様な対処がある住戸によっては現われる。　暖房開始の早かった住戸がこれを行なっている所から　寒さに対する姿勢と関連（例えば　乳幼児のいる住戸）するものと思われる。

夜間暖房や暖房面積の縮少をすると　床付近温度変動は朝低・夕高とそのままのパターンであるが、天井付近温度変動は、朝高・夕低へと変化する。　この変動パターンの形態だけから判断すると、夜間暖房や暖房面積の減という対応は、室内の温度環境をあたかも暖房の開始期あるいは過渡期の時点へ改善させる働きのあることが分かる。　これらの事例から間欠暖房からくる夜間の冷却が　日中の室内環境をいかに悪化させるかをうかがい知ることができよう。

夜間暖房に踏み切る直接の動機は　乳児への授乳、盆栽の凍結防止、朝起きの苦痛の軽減　他多々あると思われるが、経験しなければ分らない良さがあるのかもしれない。　また、その一方で、この様な効用を知りつつも、①失火の恐れ、②現時点で、石油ストーブが微妙燃焼用に製作されていない所からくる不完全燃焼、などの不安から直ちに夜間暖房に踏み切れないでいる現実を、面接調査（対主婦の）から知ることができた。　これは測定対象住戸での反応であるが、岩見沢よりほんの少し北の母子里（測定対象地域と同じ空知管内，冬、氷点下40℃になろうという）では、夜間暖房が常識との歳時期別の暖房指導もあった。　従って、外気温の条件も良さだけではなく、絶対必要という認識への変節のステップの一つなのであろうと想像される。　この件に関しては、2.4節、あるいは　第3章の3.3節で取り上げて検討する。

以上、室温変動パターンの検討から知り得たことを列記すると次の様になるであろう。

① 無暖房時には、暖房開始期　最寒期を問わず、上下温度差は日中でも数deg以下で、暖房時に比べてはるかに小さい。

② 室温変動パターンは、各住戸によって出現の時期は若干異なるが、暖房開始期、過渡期、最寒期のパターンと云う類型化が可能である。それ故、独立住宅個別暖房（ポット式石油ストーブ、半対流・半輻射放熱暖房器）では、居住者の「寒さへの対処」には、共通性がある、と云って良いであろう。

③ 「寒さへの対処」を先の暖房シーズンを通しての変動パターンから検討すると、過渡期まではストーブ周辺での生活活動範囲の操作によって寒さに対処しているものと推察され、居住者の求める「暖かさ」はストーブの輻射に依存しているものと想像される。そして　それらの操作にて室温の補償が困難な場合に、夜間暖房とか暖房面積を減らすと云う対応策が現われる。

④ 最寒期に於ける室温変動パターンを見ると　家族構成、特に乳幼児の存在が大きく影響する。　日中の在　不在の影響も大きく、日中不在の場合には、朝夕2回の暖房となる。　朝は室温が充分に上昇しない内に停止され、夕方は、反対に過熱気味となって、そのいずれも温熱環境的に見れば、不満足の様に考えられる。　その意味では同じ間欠暖房であっても、日中在室の方が、日中不在の場合よりも暖房時間の長い分だけ温熱環境的に有利であると思われる。

との4点にわたって整理した。　先の③と④については、日平均室温、設定室温の検討のところで、外気温との関係で整理し、「寒さへの対処」を捉えて　再度検討を加える。

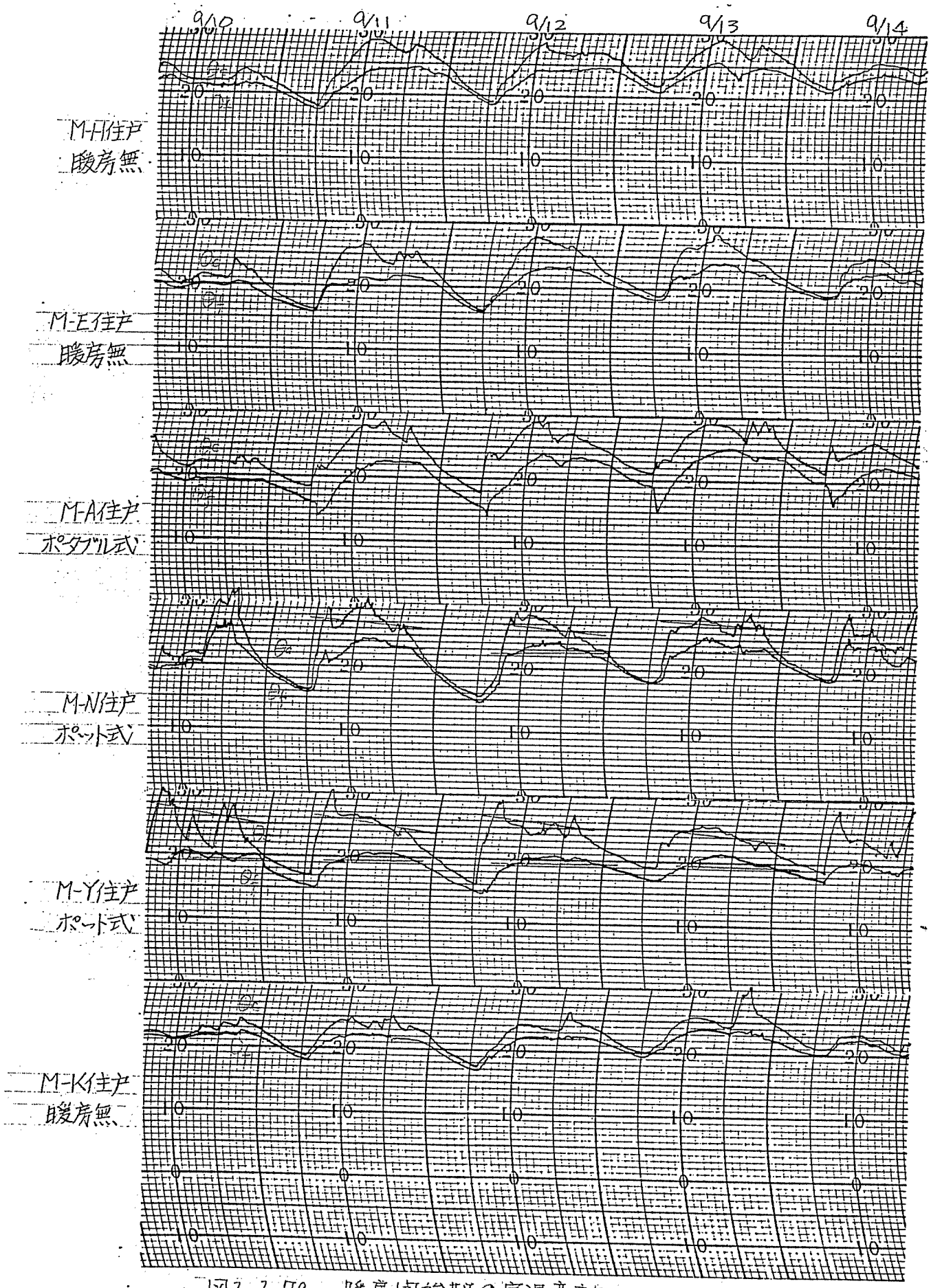
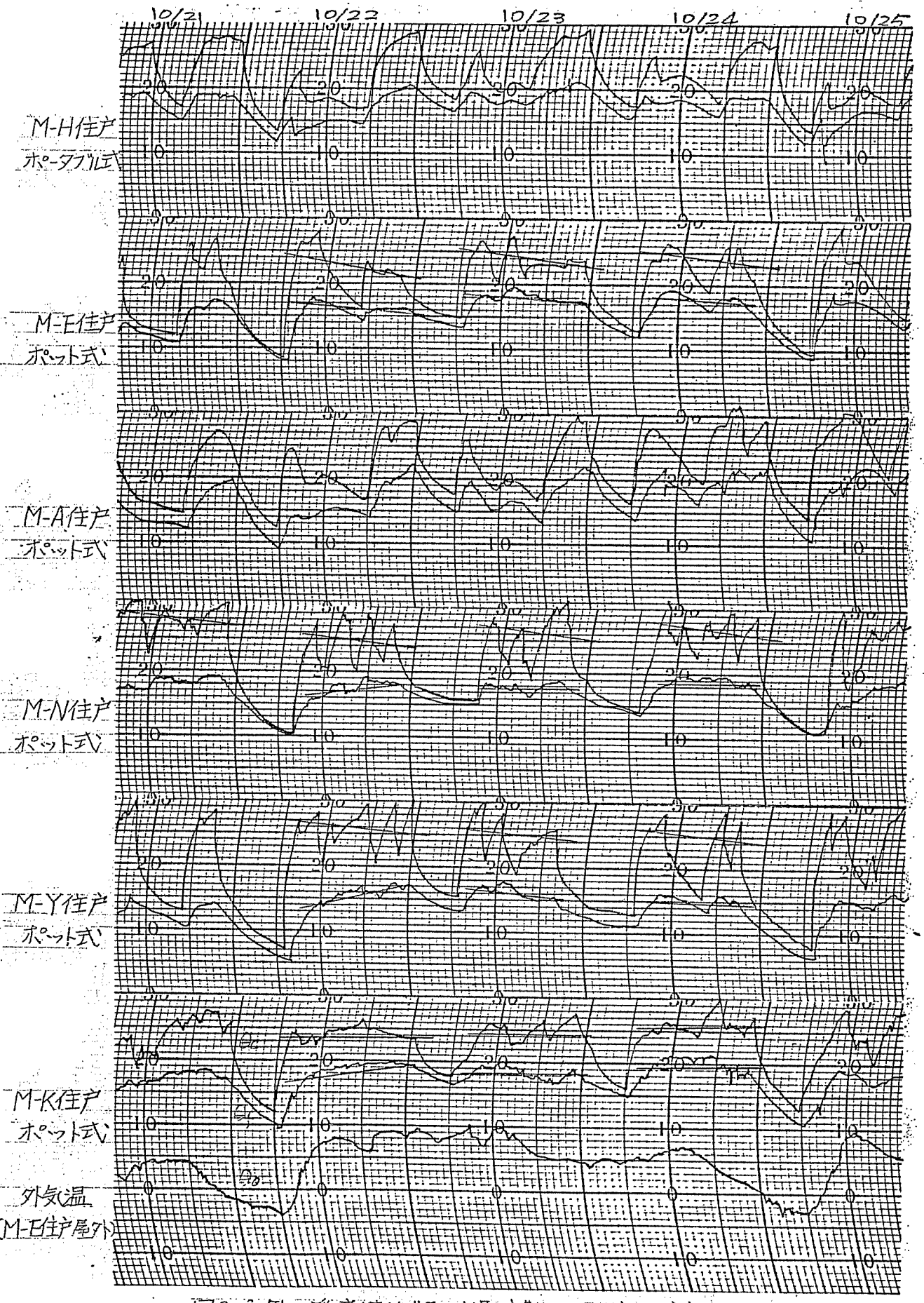


図2-2-7a 暖房開始期の室温変動



図Z-Z-76 暖房開始期から過渡期に至る室温変動(10月下旬)

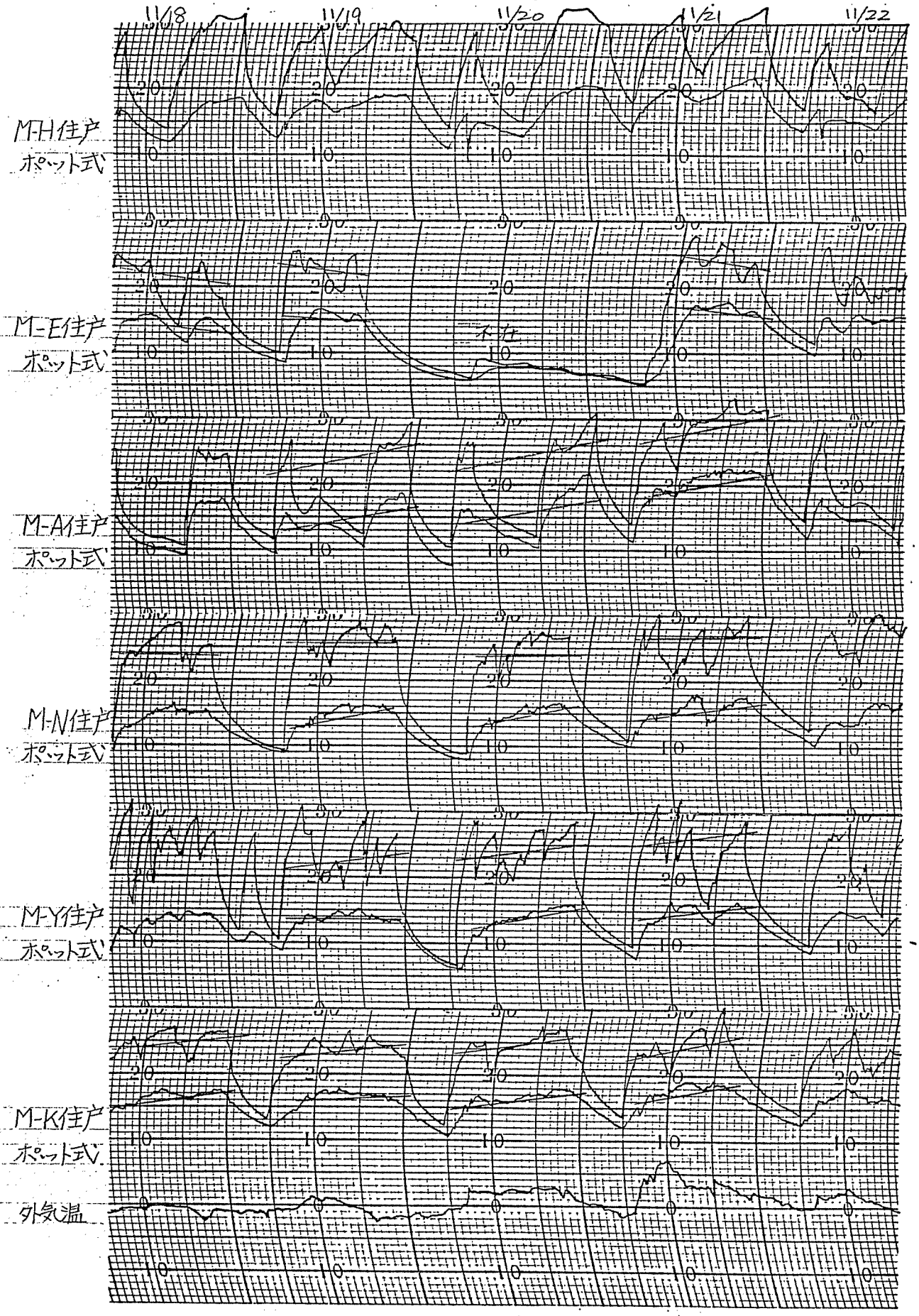


図7-2-7C 過渡期に於ける室温変動（11月中旬）

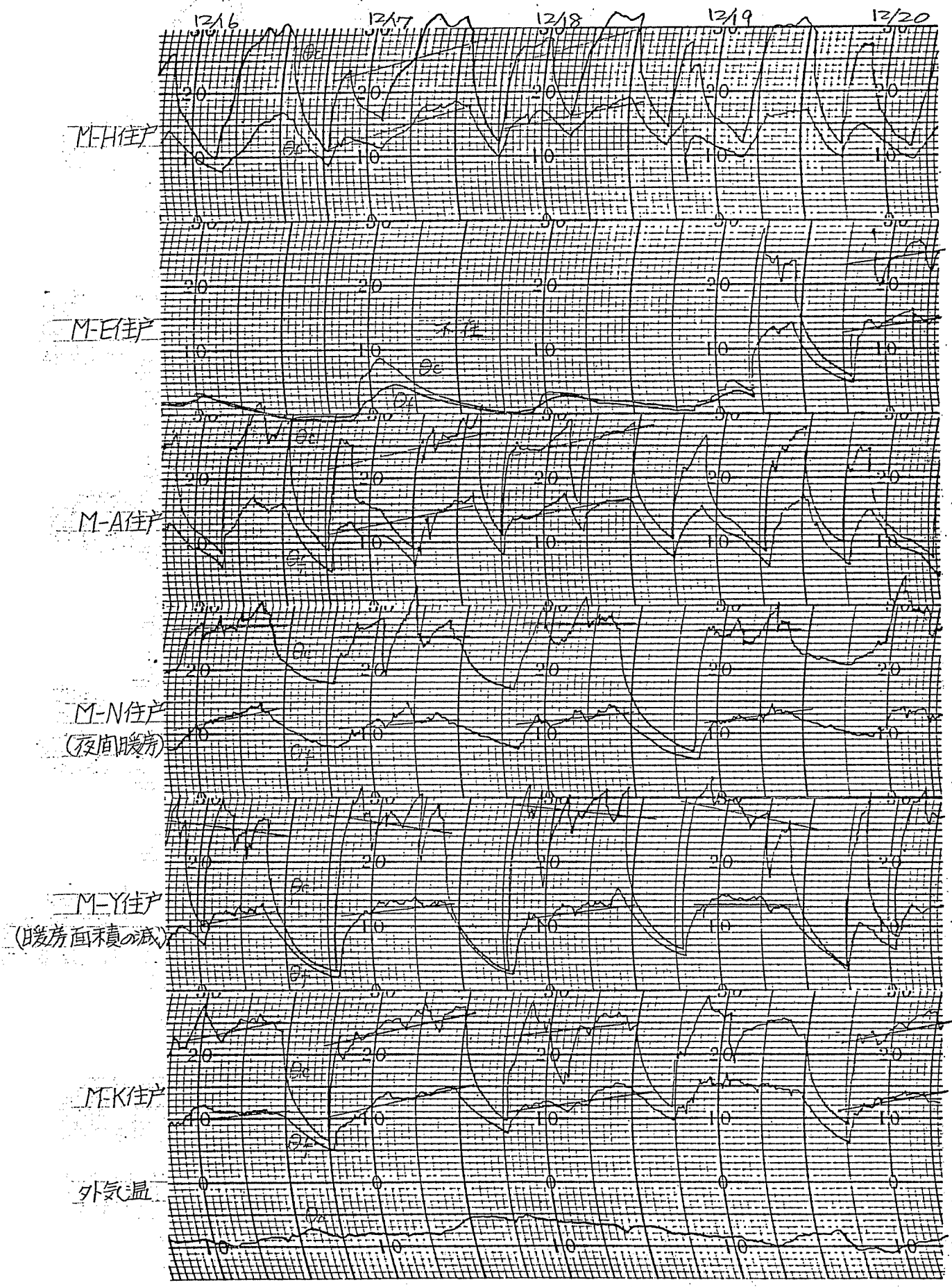


図7-2-7d 過渡期から最寒期に至る室温変動

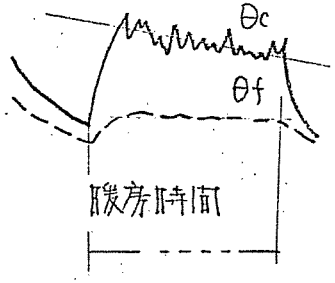
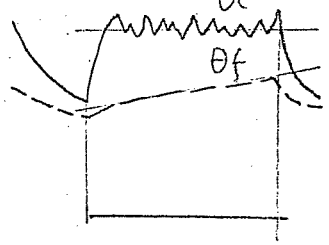
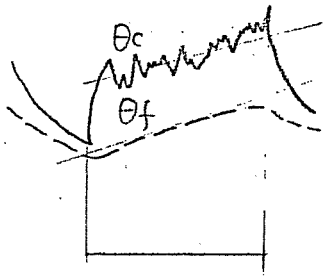
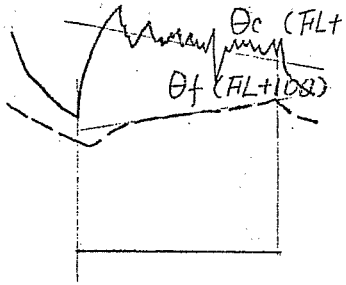
(I) 暖房開始	(II) 暖房開始～過渡期へ	(III) 過渡期～最寒期へ	(IV) 最寒期でのオクル
・補助暖房器も使用 ・上下温度差は数deg以下 ・暖房器のON-OFF間隔長	・大部分が主暖房器使用 ・床付近温度の降下 ・暖房時間の増加	・朝方の生活範囲を限定縮少 ・床付近を夕方で15℃に確保 ・朝方の床付近は10℃以下	・夜間暖房の開始 ・暖房面積縮少の開始 ・状態(II)へ環境改善
日中生活時の室温変動 			
θc (FL+1800) 朝高 夕低	フラット	朝低 夕高	朝低 夕高
θf (FL+100) フラット	朝低 夕高	朝低 夕高	朝低 夕高

図 2-2-8 独立住宅個別暖房時の室温変動パターンの類型化

2。　不在時の自然温度と上下温度分布の推移.

図2-2-9a, 9bは M-E住戸の不在時に於ける曇天時、晴天時の自然温度の時間変動と上下温度分布の推移を見たものである。 9aと9bの両図から分かることは その日較差の程度と上下温度差の違いである。

曇天時の場合、上下温度差は日中で2degを越えないのに対して、晴天の場合、10degを越える(正負項)様になる。 この両者の差は その大部分を日射の影響とみなしてさしつかえないと思われるが、その意味では その違いを居間や4.5帖室の様に南向きに開口部のある場合と 便所の様に北向きで全く日射の期待できない室の室温変動の差異として、そのままあてはめて考えることもできる。

3。　暖房時の日射の影響と非暖房の開口部の開閉の影響

不在時の上下温度分布を整理したのは、暖房時の上下温度分布に対し、日射がどの様な影響を与えるかを調べるためである。 不在時の場合、日射があれば上下温度差は増大するが、在室暖房時には図2-2-10, 11の比較から了解できる様に、日射のある日の方が、上下温度差は減少し、正負で2degである。 しかも、FL+700とFL+100 の間の差であり、それより上部に於ける差はほとんど問題にしなくても良い。

次に、非暖房室間との開口部の影響については 図2-2-10に示す様に、便所、4.5帖室の温度変動の方から推察することができる。 便所、4.5帖室の室温の上昇している所が、界壁開口部を開閉したところである。短時間の開閉では FL+100, 700部位の温度変動に影響を与えている様には見えないが、同時に開放されたり、開放時間が比較的長い場合、FL+100の位置で2 deg、FL+700で3degの降下になっている。 その影響範囲は、天井面に近いFL+1810まで及び、居住室全体にとっても無視できないものがあると云って良いであろう。

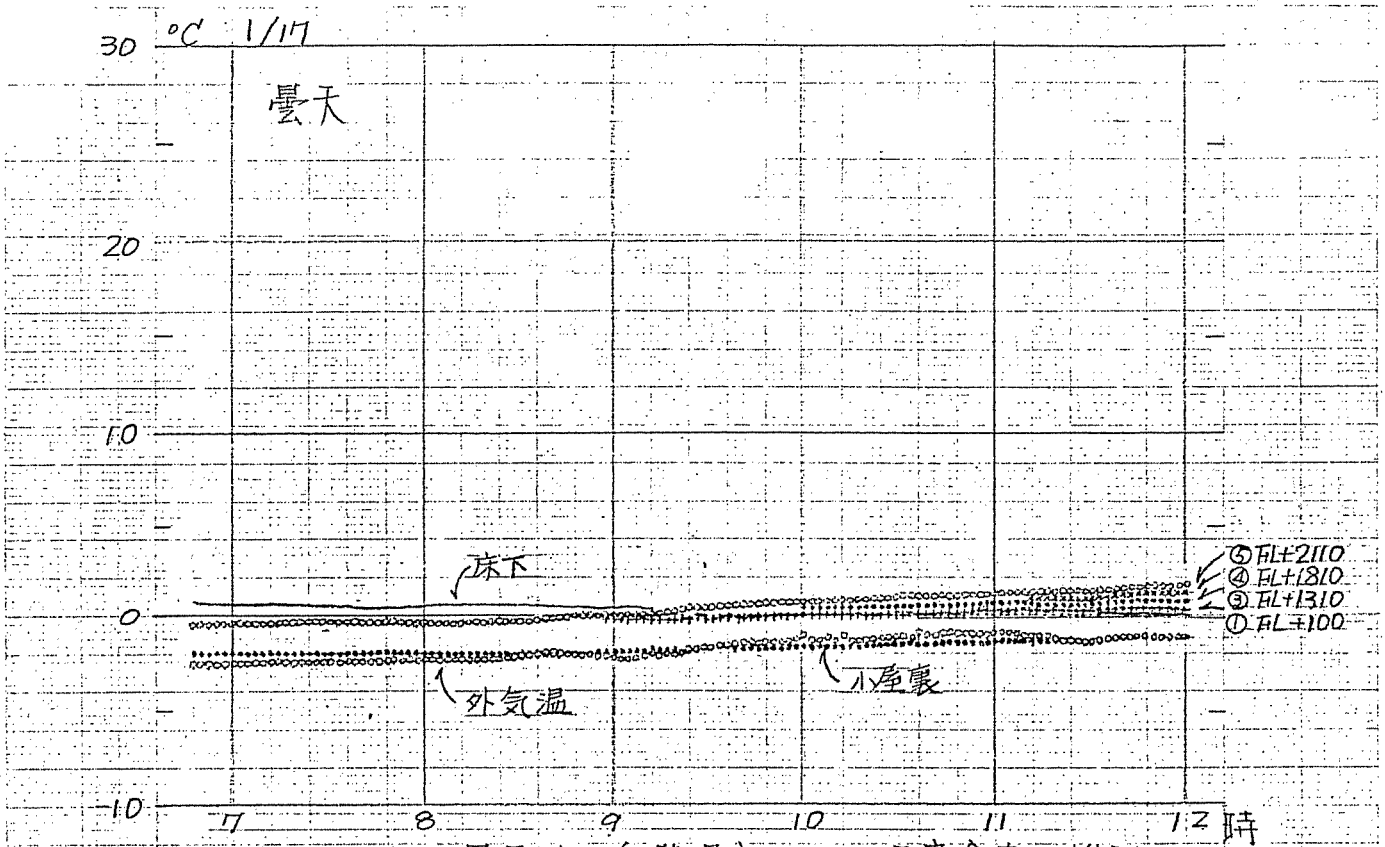


図 I-2-9a 曇天時の自然温度と上下温度分布の推移

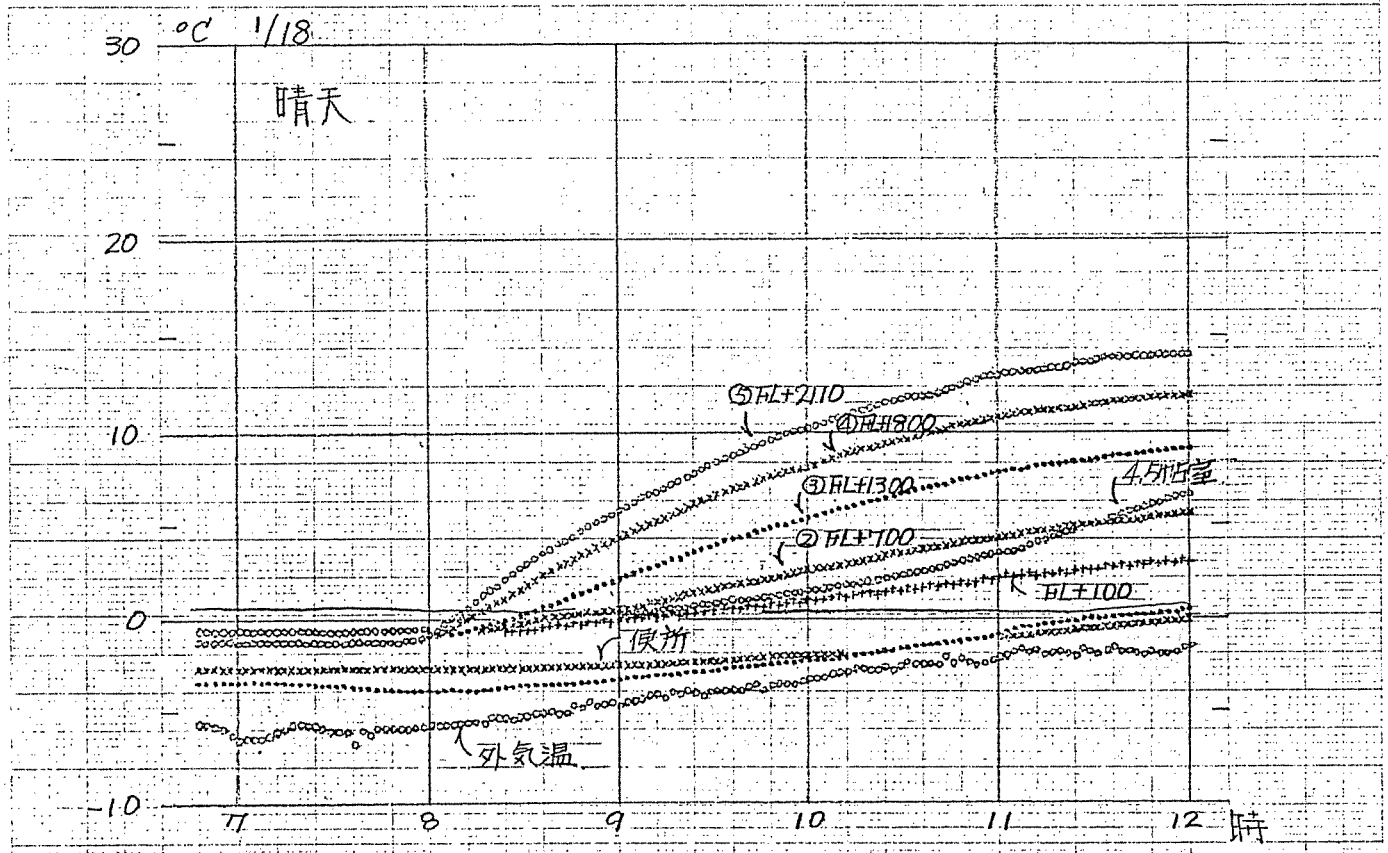


図 I-2-9b 晴天時の自然温度と上下温度分布の推移

この様に 暖房室に対する非暖房室の影響は その隣接間仕切壁の冷却による冷下降流ばかりでなく、開口部の開閉によっても 直接的に現われる。 特にこの場合 その間欠的な冷気の侵入は居住者に直接的な寒さを感じさせることになり、心理的にも、生理的にも「暖かさ」を求めると云う行動に走らせる原因になっているものと想像される。

図2-2-11の10時から11時までの温度分布の変動を見ると 日中、充分に日射の期待ができれば、非暖房室を開放して作業(洗濯)していても、居住室への影響は ほとんどない様に見受けられる。 日射がある場合の不在時の上下温度差は 先に指摘した様に相当大きいが、居住時にはそれを生成するだけの輻射効果に依って、床付近温度を上昇させ、床付近温度(FL+100)が、15°を越える様になると、先の輻射効果と相乗りの形で生活々動時の室温は 20°C近くまで降下するのではなかろうか。 部分間欠暖房であっても、日射のある場合に温熱環境に余裕のできることは、襖を開放して暖房面積を増加させると云う様に、日常良く経験する。

この様に日射の効果は うまく利用すれば輻射効果によって室温が下がり、それに依って熱供給を減ずることができれば、さらに上下温度差は減少する。 これは日射受照面が熱源分散(低密度熱源の増大)として働らき 上下温度差が減少するのであろうが、冬期間の日射には 化学・生理的な効果は云うに及ばず 一面では熱経済・温熱環境改善の働きもあるのである。

窓面は熱損失の大きい冷却面であるばかりでなく、枠の隙間は冷気の侵入口でもあるため、住宅の窓面積はできるだけ小さく、とかっては提唱されたこともあった。 しかし、住宅の断熱も向上し、窓枠の気密性もあがってくれば、住戸全体の熱損失も減少するので 窓の機能としては 外界の光環境や日射の取り入れに限定し得る様になるだろう。 これが、今後の住宅で窓を大きくし、選択的透過性を生かせと云う所以である。

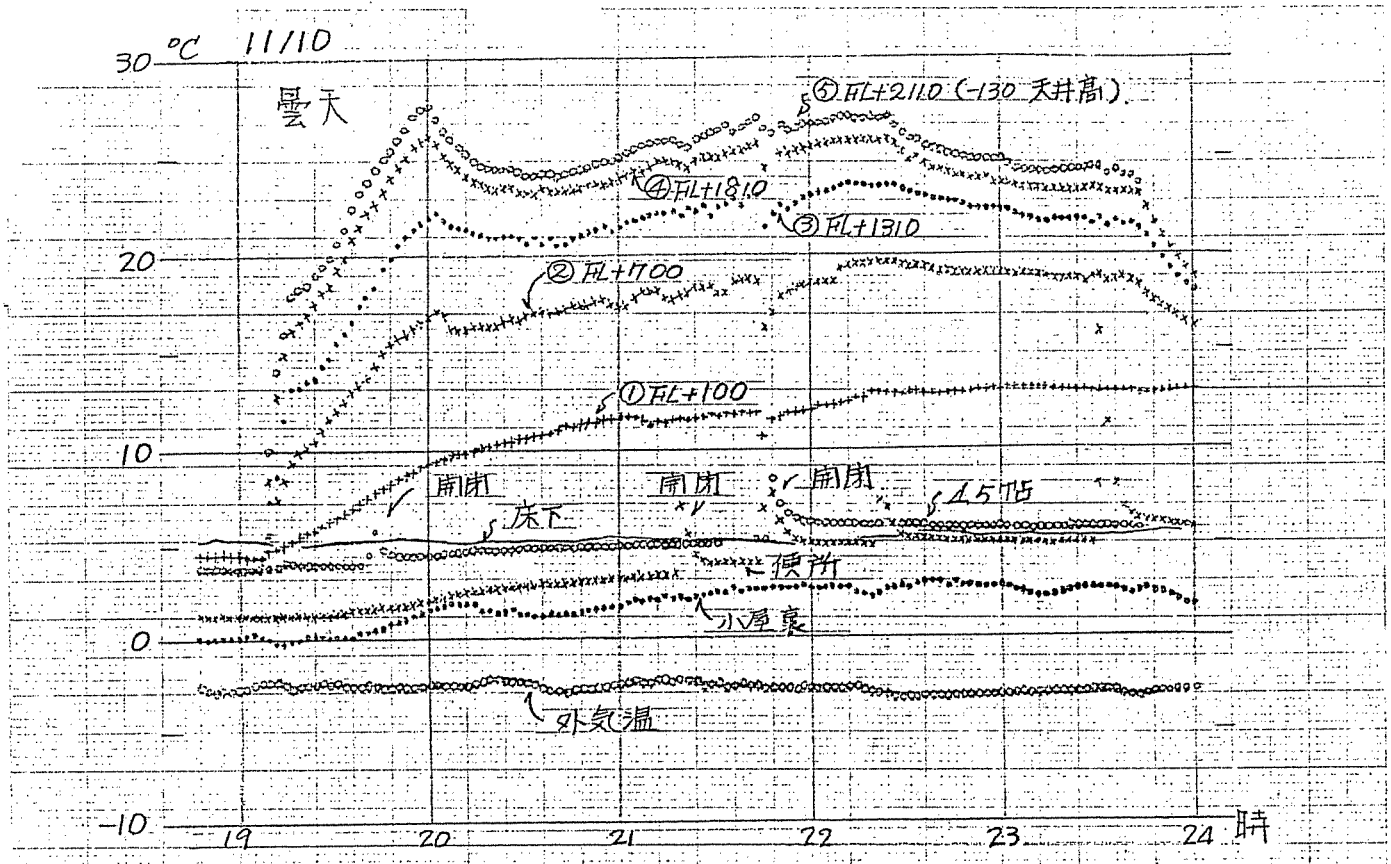


図2-2-10 非暖房室の開口部の開閉の影響

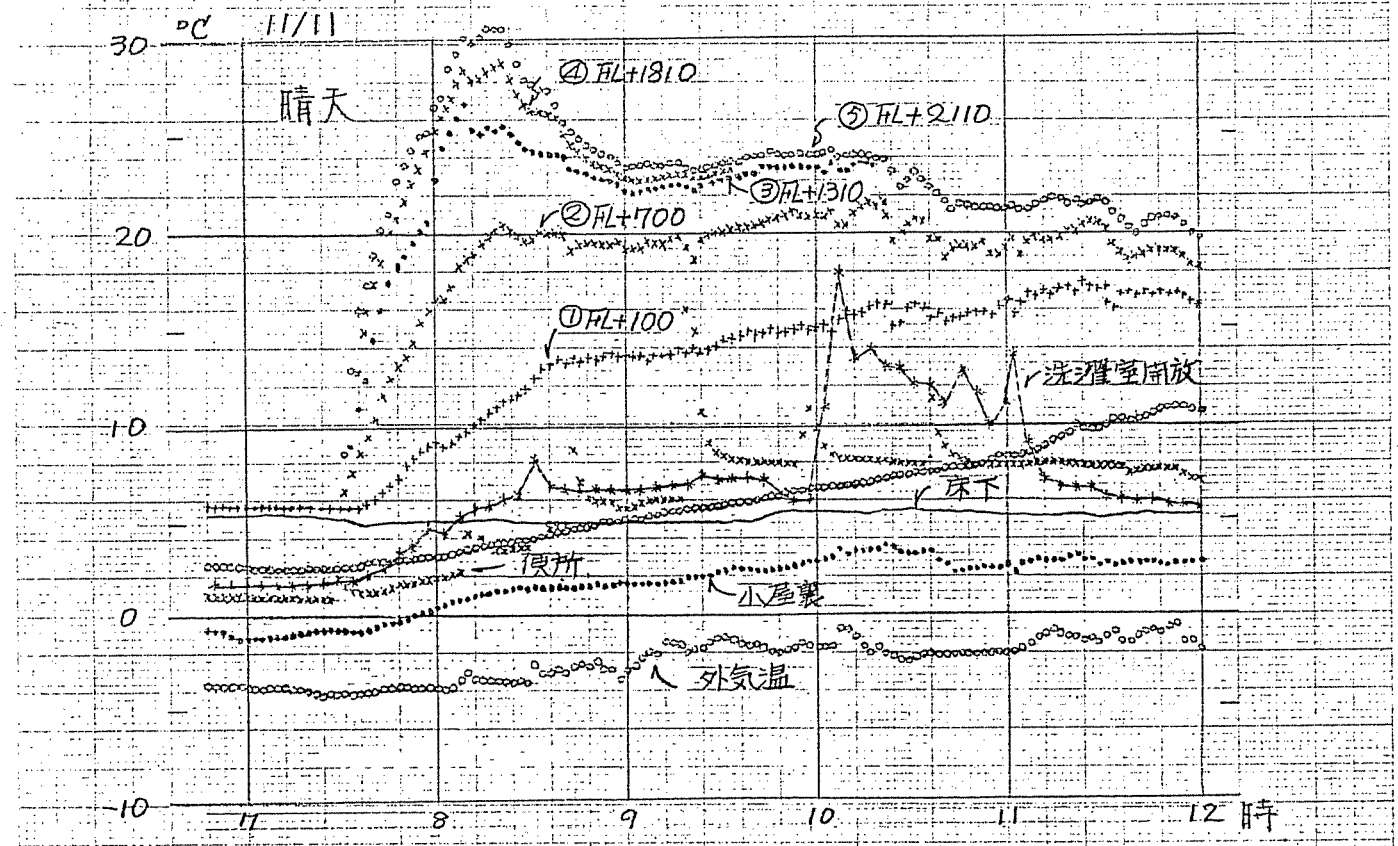


図2-2-11 日射のある場合の上下温度分布の時間的推移

4。 間欠暖房と夜間暖房時の上下温度分布の時間的推移、

間欠暖房の上下温度分布の時間的推移を図2-2-12aに、夜間暖房の場合を図2-2-12bに示す。

間欠暖房を行うと、夜間に室温壁温が低下し、朝方・暖房が開始された後でも温度環境は容易に回復しない。 図2-2-12aから間仕切壁面温は、冷却期では室温よりも高く、放熱側にあり、日中 暖房時には室温よりも低く、先と反対に吸熱側にまわることが分かる。

一般に暖房を停止した瞬間に熱損失が全く無くなると云う建物はありえないところから、間欠暖房では必ず先の現象が現われる。 そして、冷却期に室温が保持されている際の熱損失に見合うだけの熱供給を日中に集中して行うため、夜間に暖房を停止した分だけ熱経済になると云うことはない。 この間欠暖房・夜間暖房時の熱消費に関しては、節をあらためて検討するが、ここでは日中間仕切壁に吸熱され、低温になる分だけ輻射環境を悪化させていることを強調したい。

夜間暖房は「寒さへの対処」の1つであるが、その効果は日中生活々動時の室温回復が早いと云う点にある。 しかし、その本質は早く設定室温に達しせしめると云うよりも、朝方の冷却防止に意があると考えたい。 図2-2-13a, 13bに示す様に、朝方の床付近温度が5°Cと8~9°Cでは 暖房室の雰囲気に相当の差があると云わねばならない。 起床時の床の冷たさや室の寒さが 冬の生活を忌避させているならば、間欠暖房と云う行為こそ、その元凶であろうと思われる。

暖房時間内の温度分布は、間欠暖房を採っている、いないにかかわらず、部分暖房を採っていれば 非暖房室との間の戸襖の開閉に依る暖房室への冷気流の侵入、さらに暖房器のon-offと云う様に、外部要因ばかりでなく、内部要因によって、定常状態にあると云うことはない。

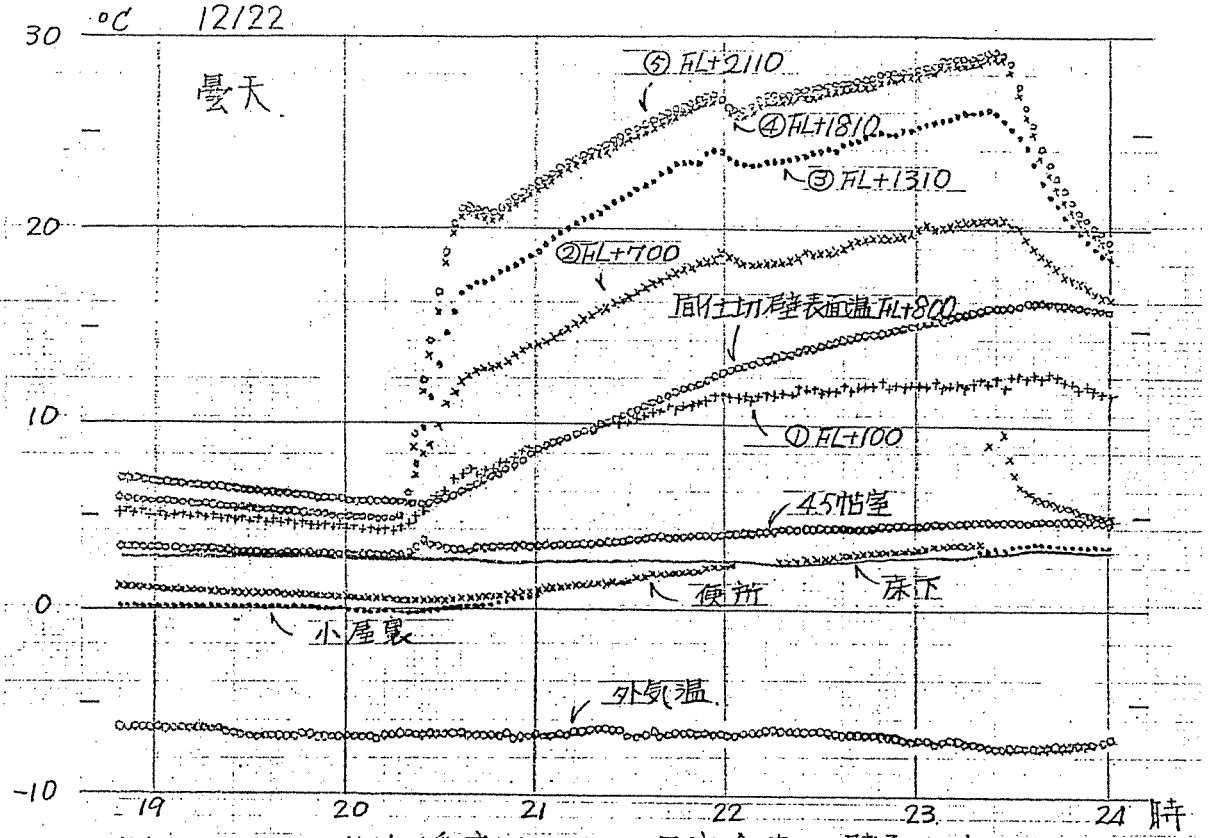


図 2-2-12a. 間欠暖房時の上下温度分布と壁面温度の推移.

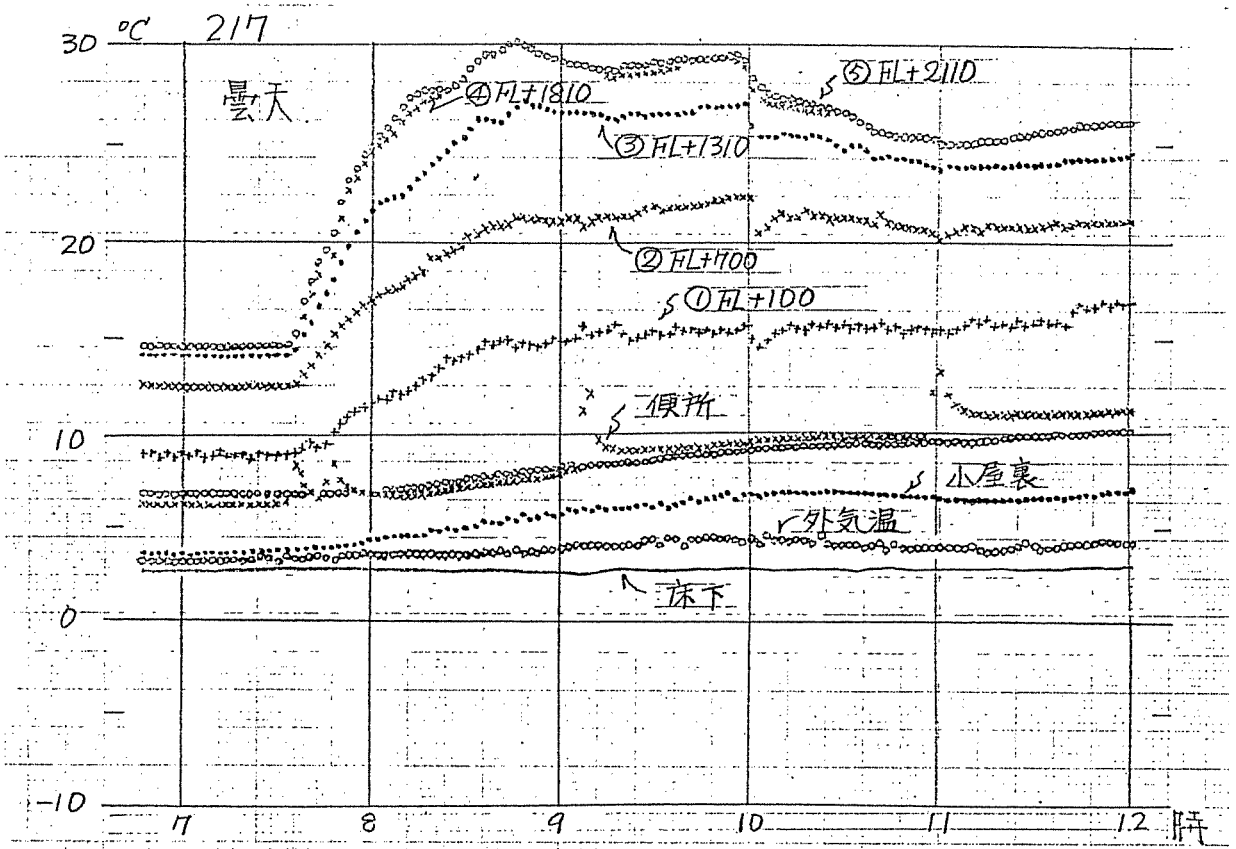


図 2-2-12b. 夜間暖房を行なった場合の上下温度分布

従って　本実測の整理にあたって　上下温度差、熱的居住性の判定に用うる場合には、日中生活々動時間帯、即ち暖房時間の平均で定義された室温（これを設定室温と仮称する）を用い、パラメーターには、その暖房時間の長さと関係の深い日平均室温低下率を用いている。

ここで云う暖房時間の長さは、実測した室温変動波形の方から暖房器のon-offを推定し、長時間のoffの時間を除き（1時間以上の場合）、予熱期の時間（1～2時間）を差し引いた1日の積算時間としている。この予熱期の室温変動を除外した理由は、図2-2-10, 11, 12aに示した様に、急激に室温の変動する所であって、本格的な生活々動期ではないと判断したためである。

また　先の設定室温については、一応・生活々動時の室温となる様に定義したため、夜間暖房時には若干の熱供給をしてはいるが、就寝中とみなして　暖房時間の積算、設定室温の算定から除外している。

次に、垂直温度分布で表現した室温上昇経過から　間欠暖房と夜間暖房の差異について検討する。

5。 夜間暖房、間欠暖房時の室温上昇経過

図2-2-13a，13bは、垂直温度分布の方から間欠暖房・夜間暖房時の室温上昇の推移を見たものである。 室内の熱対流が、流体温と壁面温との差を動力源として生起されるものであるとすれば、その現象によって規定される温度分布は、先の温度差が大きい程、大きいと云うことができよう。

間欠暖房に依って夜間に冷却した壁面は、暖房が始まると早々に暖まる室内空気とは異なって、暖まるのに相当の時間を要する。 それ故、両者の温度差は 容易に解消されないのが当然で、上下温度差はそれが続いている限り助長される。 結局、夜間の冷却度合は断熱程度の低いもの程大きいので、翌日の空気温、壁温の相対差は断熱程度の良いもの程、少なく有利であるが、室温上昇時に於いてその相対差は断熱程度にほとんど関係ないと考えて良いであろう。 その意味では、間欠暖房は断熱の効用を半減させてしまうことになる。

夜間の室温、壁温をある程度保持しておくと、どの程度有利であるかは図2-2-13a，13bから了解できる。 夜間暖房している方が、同経過時間での上下温度差は小さい。 設定室温に達するまでに、間欠暖房で2～2.5時間，夜間暖房で0.75～1時間を要すると云う様に 居住室の各部に閉じ込めておいた「寒さを解放」するに要する時間にも、相当の差異が現われることが分かる。

夜間暖房に対する経済性については、連続暖房を想定した場合との比較を実測結果から検討し、さらに次ぎの章に於いては数値解析の場で、間欠暖房、夜間暖房、連続暖房について、熱負荷、温熱環境の面から、再度取り上げて論ずることにする。

ここでもう1つ重要なことは、垂直温度分布の形態であって、ほぼ

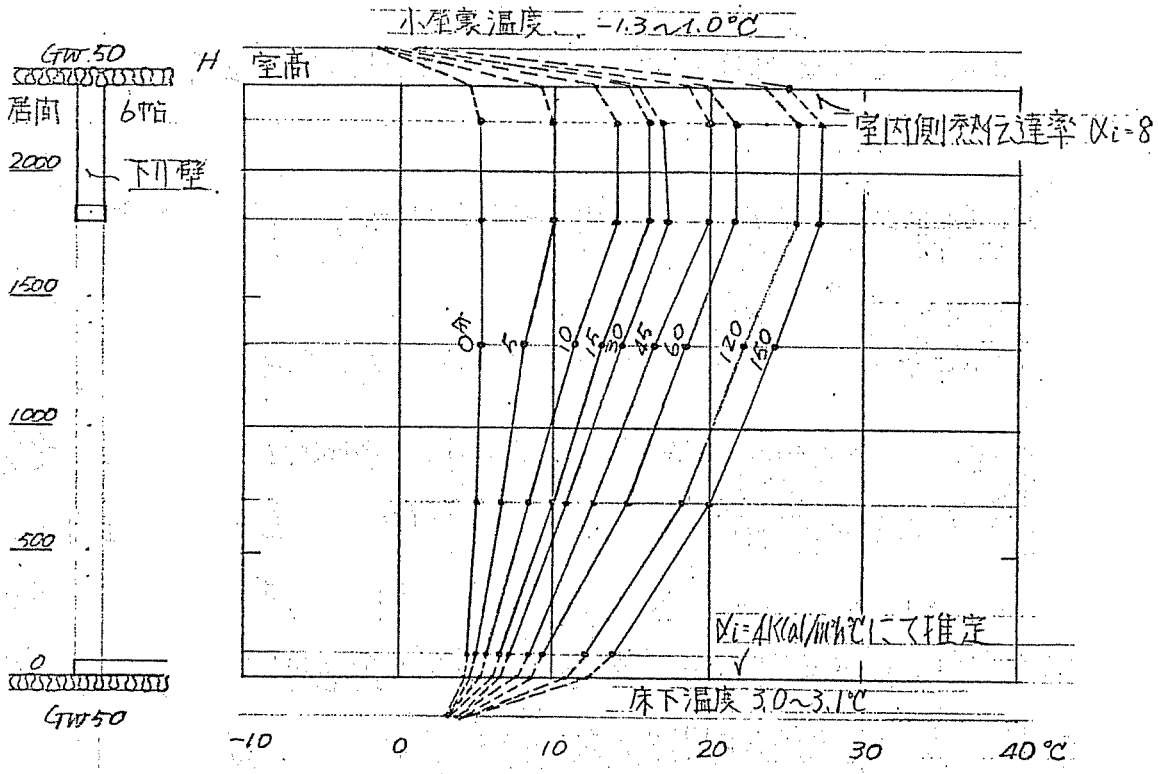


図2-2-13a 間欠暖房時の上昇時の垂直温度分布 12/14

8時間間欠暖房 外気温 -5℃

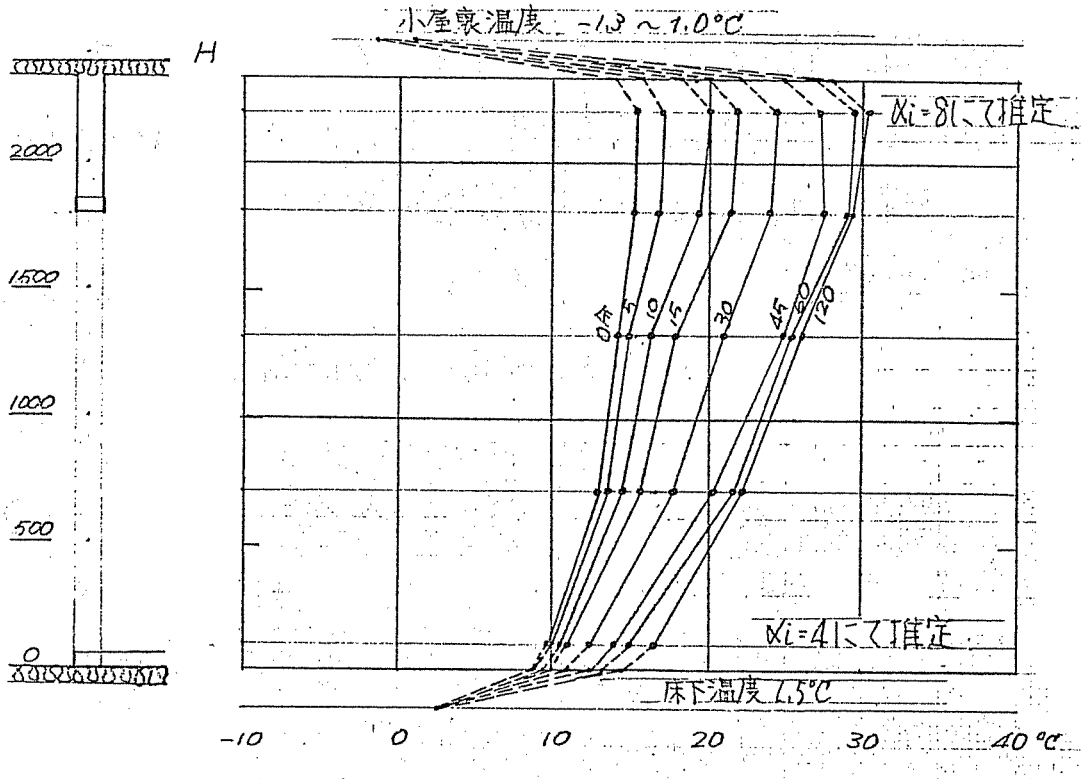


図2-2-13b 夜間暖房時の上昇時の垂直温度分布 2/20

10時間間欠暖房 夜間微少熱供給 外気温 -5℃

直線的な傾きを示し、その傾向の上端が、FL+1800 前後の所にあると云うことである。 これは 測定位置が6帖。台所と云う副暖房室を隣室とする居間で、その隣接室との間の界壁の下り壁が原因ではないかと思われる。例えば 暖房器から立ち上がった暖気流が、天井面に流れて、下り壁の下端を通って隣接副暖房室へ流出する様な場合、1室暖房の様な暖気流の成層はせず、主暖房室の天井の懐にこもると云う状態になって、溢れた一部が流出する様になるからである。 それ故、こもった部分までは直線分布とはならないと考えても良いであろう。

本論の一連の実測に於いて、主生活域の温度測定の上限をFL+1800高にしたのは ①現在の家屋水準で見れば、1室暖房よりも2~3室暖房が一般的なため、室温測定の上限は上記理由に依り 鴨居高で充分である, ②居住者の生活空間は、輻射の影響を除外した場合、FL+1800 以下であり熱的居住性はその部分での温度分布に支配されていると考えるのが妥当である, ③主暖房室には 棚、茶箪笥が置かれている場合が多い。 そしてそれらの上端高は、丁度FL+1800前後の高さで、計測器の設置の場所としては、ほぼ都合が良い, と云うことを考慮した為である。

また 両図からは夜間暖房、間欠暖房を問わず、ほぼ、設定時の室温に達すると FL+700 付近から床面に向けて 分布の傾きがさらに緩くなっているのが分かる。 これも副暖房室を有した主暖房室の温度分布の特徴である。 副暖房室へ移流した暖気流が、主暖房室へ還流する際に比較的厚い帰還流になるためと思われる。

以後の検討では、上記帰還流の影響をFL+100の高さで捉えて 上下温度差の程度や設定室温について検討を加えている。

6。非暖房室温の日平化。

図2-2-14は間欠暖房（夜間暖房も含めて）時、無暖房（非居住）時の日平均室温を示したものである。図を見ると、暖房時には非暖房室温も高く、暖房室温の影響を受けているのが分かる。それを非居室の床下や小屋根と比較すると、断熱材で囲われた室内側、即ち居室の非暖房室の方が大きい。図2-2-11を見ると、床下温の日較差の少ないことが分かるが、図2-2-14では日毎較差も少ないことが分かる。これは、床下空間の特徴から云って、床下面積当りの外壁面積が少ないこと、積雪時には外気に面した熱流出部分が雪で覆われること、さらに重要と思われるのは床下地面に大きな熱容量があること、等々が理由と思われる。このことは個別に整理した図2-2-15を見ると一層はっきりとする。例えば、日射や通風の影響が大きく、熱容量の小さい小屋裏温度を、外気温の関係で見ると、その傾きが急であるのに比べて床下温の場合、ほぼ水平と云って良いであろう。

次に非居室で非暖房室の暖房時の影響を見ると、小屋裏空間では暖房時の方がより勾配が緩く暖房室からの影響を明らかに見てとれるであろう。一方床下空間では暖房時の勾配の方が急になっている。これは、外気温（日射）、暖房室温の影響の現われ方の緩急が両空間で異なっていることの表われと思われる。

床下空間は非暖房であれば最寒期に氷点前後まで低下するが、暖房した場合（道央岩見沢、部分間欠暖房、床断熱50mm、布基礎、換気口閉で積雪あり）には零度以下までは下がることはあるまいと思われる。

基礎断熱をすれば水道の凍結問題に対しては有利になるが、部分暖房である場合、暖房室の温度環境を悪化させるという不安が残るので、この点に関しては更なる検討を要しよう。この様な水道の凍結の心配も冬

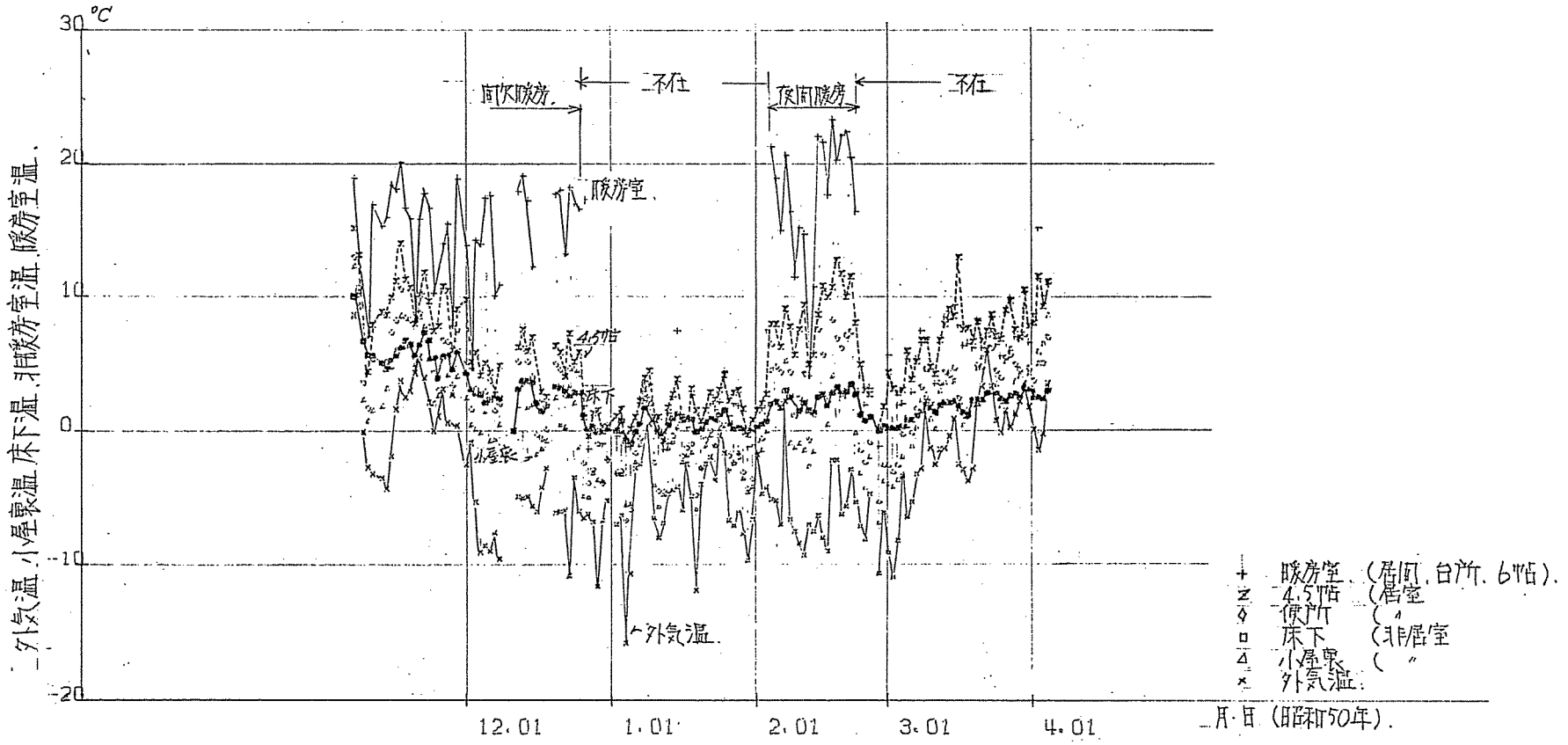


図2-2-14．暖房時，非暖房時における非暖房室温の日変動．（M-E住戸）

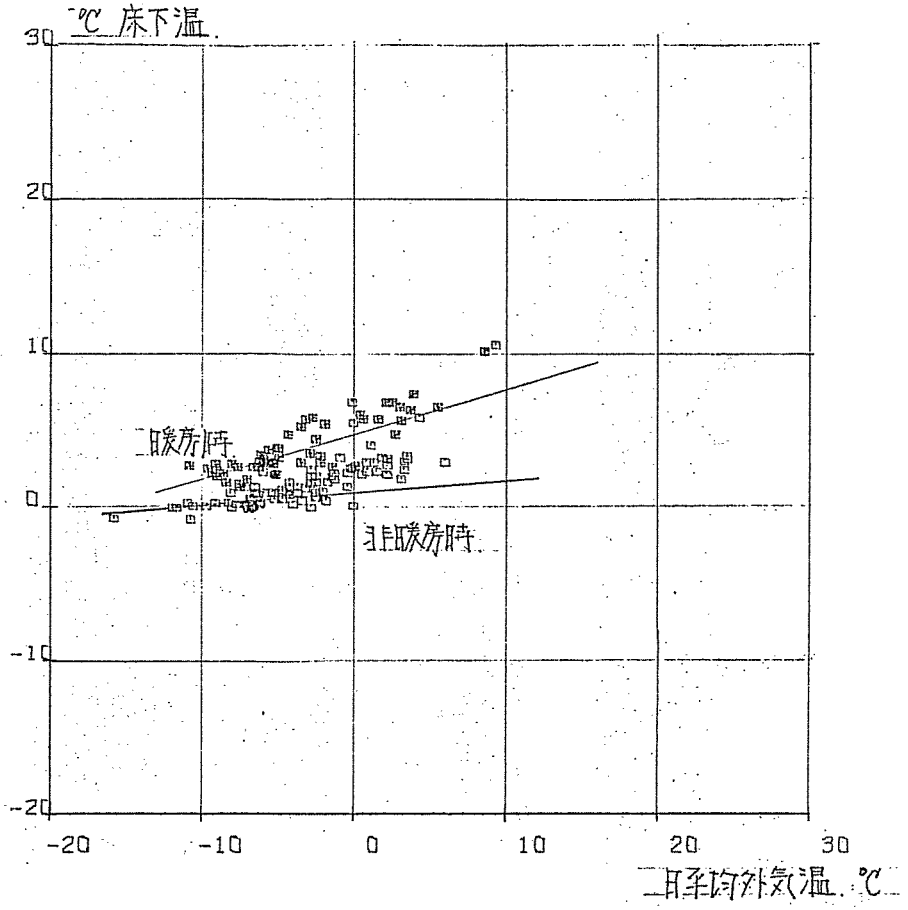


図7-2-15a 床下温度の推移（暖房時，非暖房時の比較）

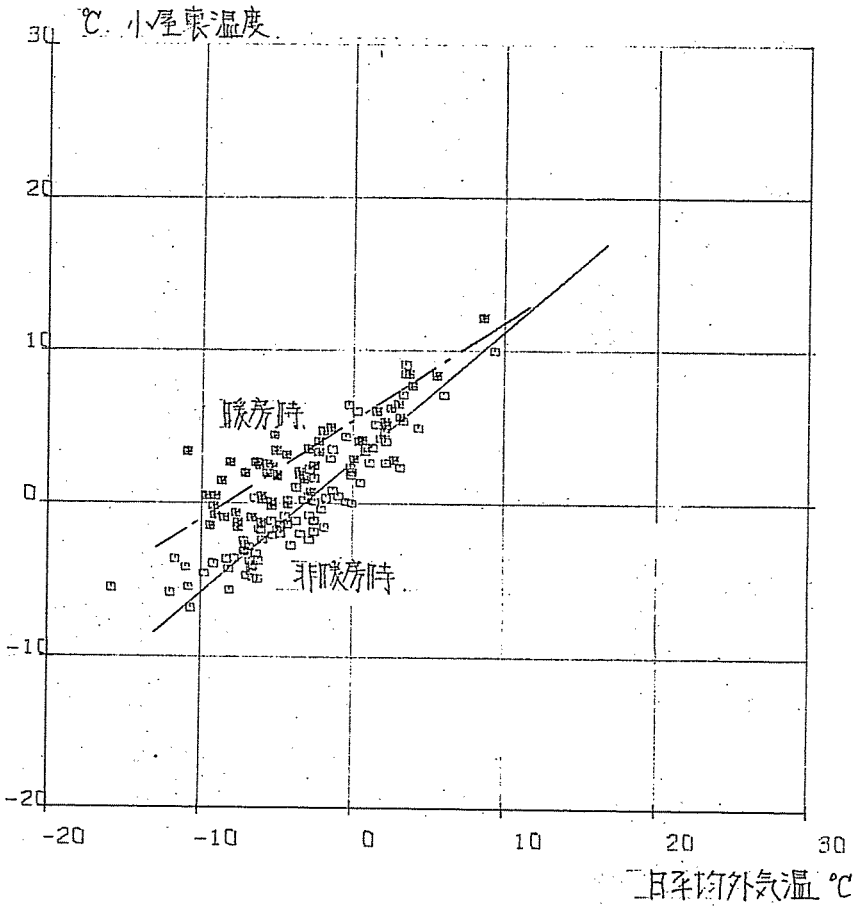


図7-2-15b. 小屋裏温度の推移. (暖房時、非暖房時の比較).

の生活に対する精神的ストレスの源であることを考えれば、例えそれが非居室であっても居室と同じ様に関心を払う必要があるだろう。　床下空間等の温度管理については、オ4章、4。4節で再度取上げ、隣接条件について言及している。

次に　居室の非暖房室温と外気温の関係を図2-2-16a～16dに示す。　非居室に比較して居室の場合は、既に述べた様に暖房室の影響が大きく、さらに同じ居室相互で比較すれば、日射の期待できる4.5帖室は北に面した便所に比べて自然温度が高いと云うことが分った。　勿論、暖房室に面する壁面積と、外壁面積が異なるため、斜線群の差をもってそのまま、日射を主因とする自然温度としての差であるとは評価できないが、南北で、4～5deg（外気温-10°C）程度の差異はある様である。

一応、非暖房室温変動の整理から、次の様なことが分った。　①主暖房室に接する居室と非居室を比較すると、暖房時の影響度合が異なる。当然のことながら居室部分の方がその影響は大きい。　②床面空間を除いた非暖房室温は　外気温の降下とほぼ直線的関係にあり、最も追随性の良いのはトタン屋根で構成された小屋裏の温度である。　③非暖房室温の日変化は、外気温、あるいは主暖房室温に依る内外温度差を用いて整理できる。

以上の様に本測定から居住時、非居住時に於ける暖房室、非暖房室の日変化の差異がある程度明らかとなった。　住宅を対象とした測定は暖房室を中心にした例が多く、非暖房室温に注目し同一住戸、1暖房期間で居住時、非居住時の双方を測定し得るという場合は　稀であることを付記しておこう。

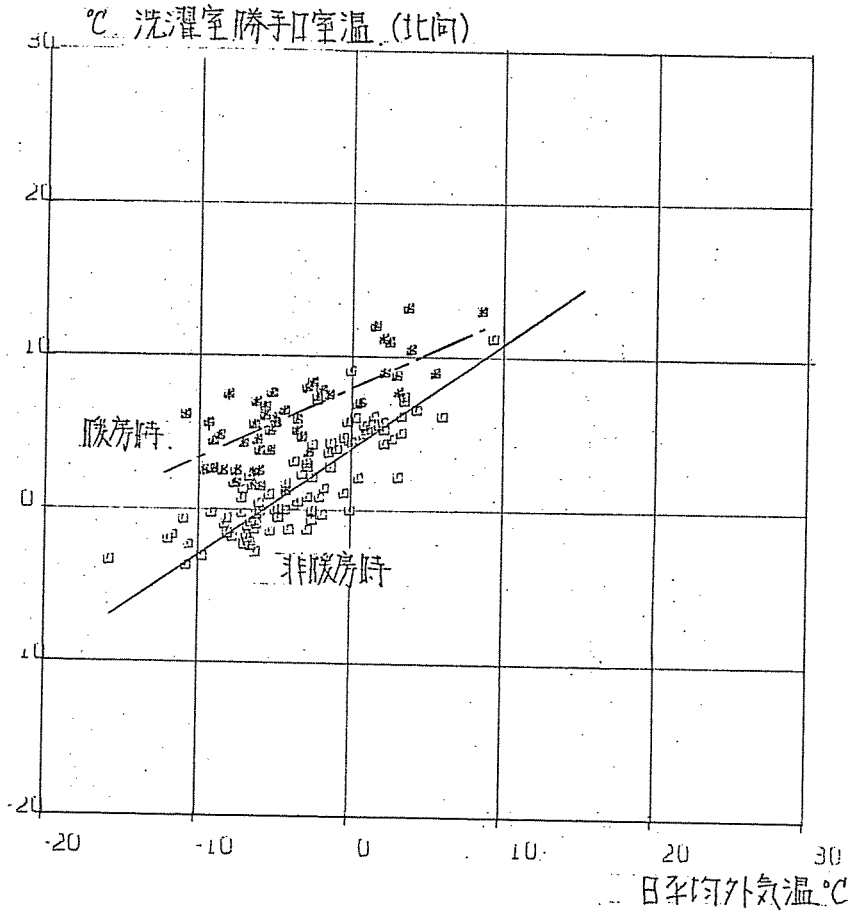


図2-2-160 洗濯室勝手口室温の推移 (暖房時, 非暖房時の比較)

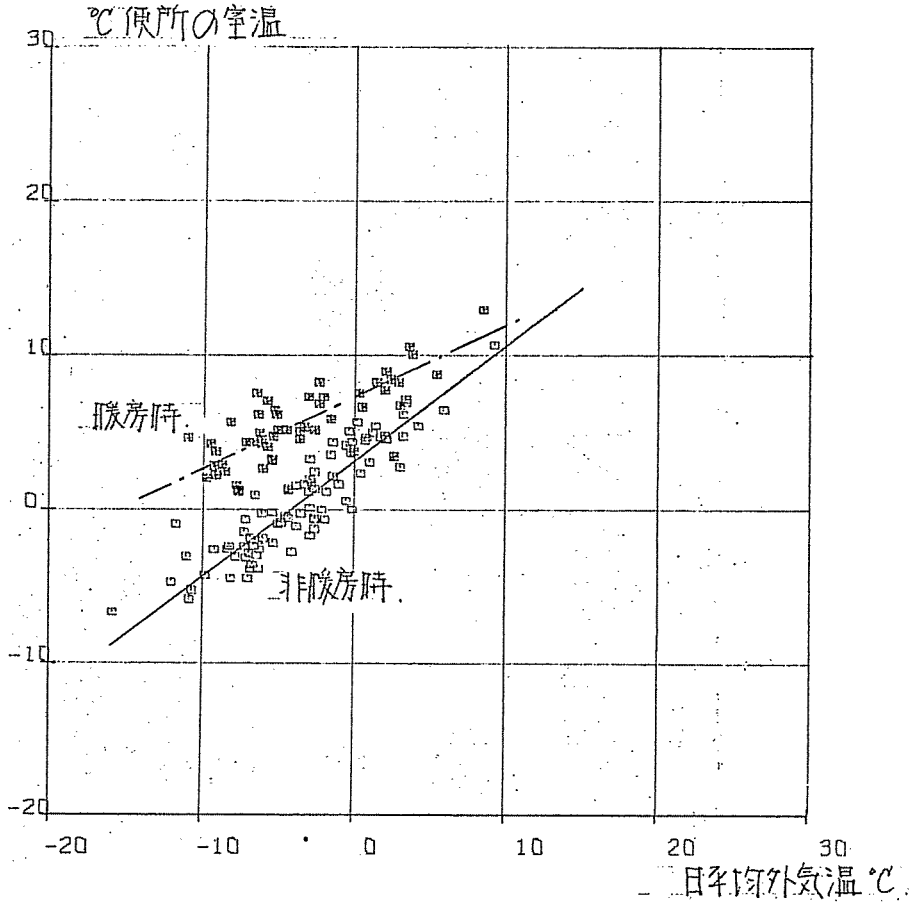


図7-7-166. 便所の室温の推移（暖房時、非暖房時の比較）.

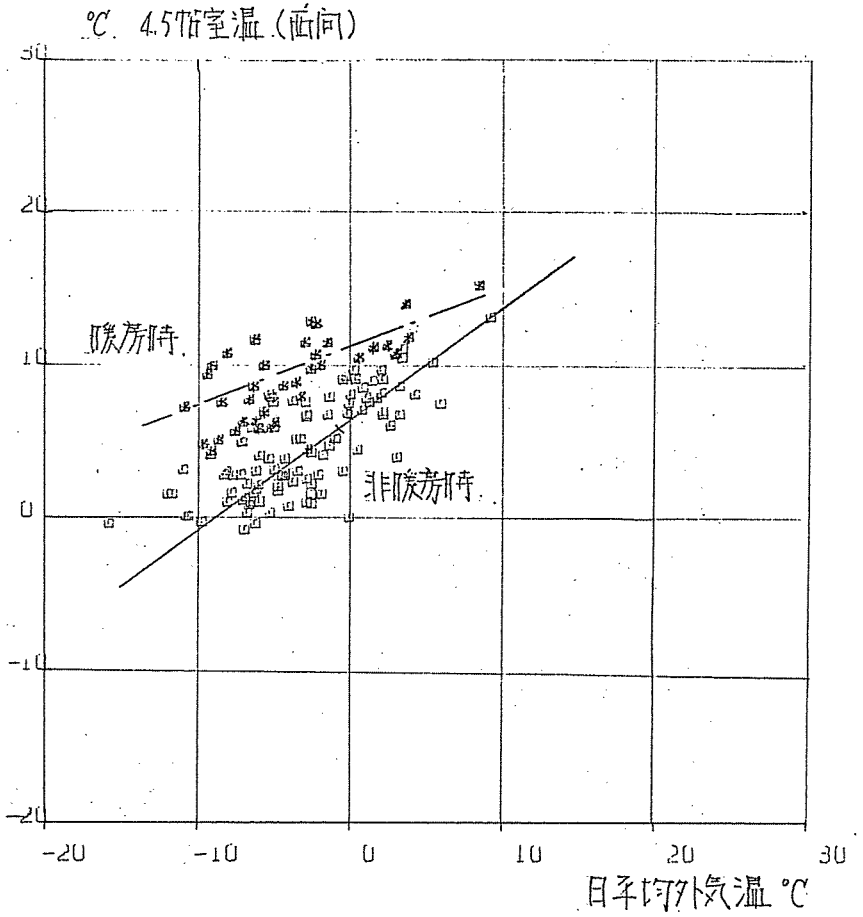


図2-2-16C 4.5階室温の推移(暖房時,非暖房時の比較)

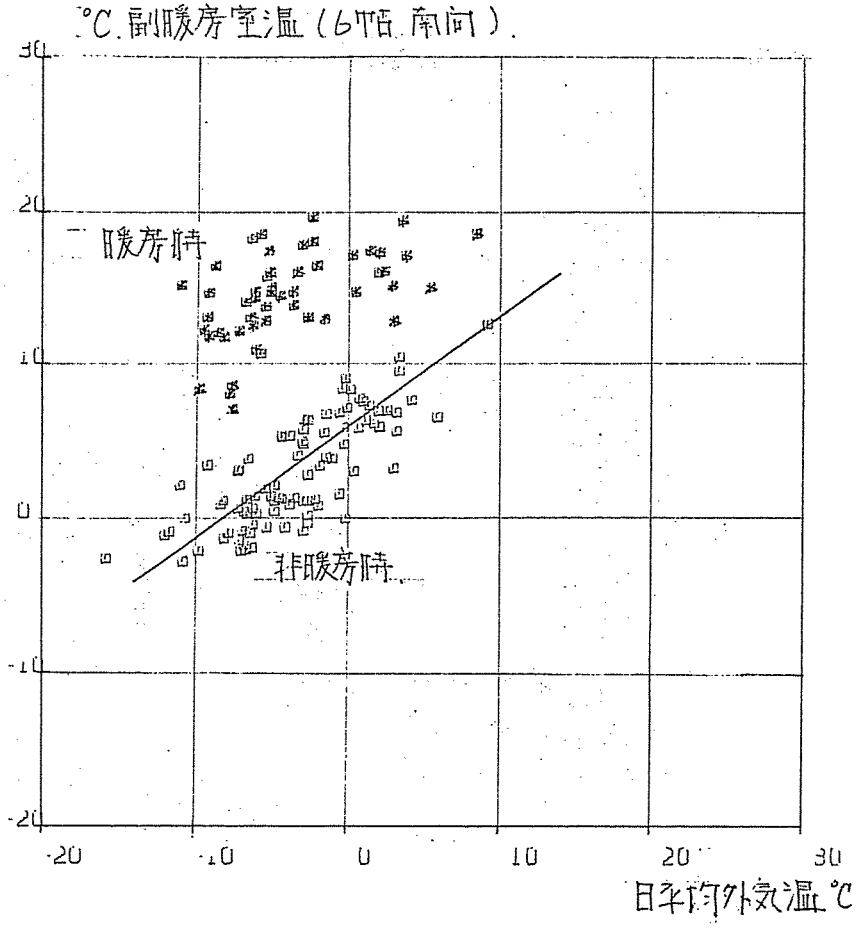


図2-2-16d.副暖房室温の推移(暖房時.非暖房時の比較).

2.2.3 部分・間欠暖房時の上下温度差と外気温の関係

室温やその分布に最も大きく影響を与えていると考えられる暖房時間が、図2-2-7a～7dに示す様に暖房期間を通じて日毎に大きく変動するため、単に外気温の関係だけで、日平均室温、設定室温、天井・床付近温度、上下温度差を評価しても、離散が大きくて収拾のつかなくなる恐れがあった。そこで暖房時間と関係の深い「日平均室温低下率」をパラメーターとして用い上記相互の関係を整理することとした。

1. 日平均室温低下率と間欠暖房補正係数、

図2-2-2「設定室温と日平均室温について」から、自然温度差を$\Delta\theta_n$、内外温度差1deg.あたりの主暖房室からの熱損失量をg（熱損失係数と云われている）とすれば、連続暖房時(c)、間欠暖房時(i)の熱損失量Q_c、Q_iは次の様になる。

$$Q_c = g(\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n) \qquad 2\text{-}2\text{-}1$$

$$Q_i = g(\bar{\theta}_{im} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n) \qquad 2\text{-}2\text{-}2$$

$$P = Q_i/Q_c = (\bar{\theta}_{im} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n)/(\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n) \qquad 2\text{-}2\text{-}3$$

先の比Pを間欠暖房補正係数[1]と云うが、これは連続暖房に対する間欠暖房の負荷の軽減を表わす係数である。従って、これを用いて整理を行えば、暖房時間の変動要因を考慮することになるが、実際には自然温度差が未知で、しかもこれは建物毎・日毎に変化するものであるため、次に述べる様な熱的ではなく温度的な日平均室温低下率P_Kを用いて整理を行った。

$$P_K = (\bar{\theta}_{im} - \bar{\theta}_o)/(\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_o) \qquad 2\text{-}2\text{-}4$$

$$1 - P = (\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_{im})/(\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n) \qquad 2\text{-}2\text{-}5$$

$$(1-P_K)=(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_{im})/(\bar{\theta}_{is}-\theta_o) \qquad 2\text{-}2\text{-}6$$

$$(1-P_K)/(1-P)=\{1-\Delta\theta_H/(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_o)\}$$

$$P_K=1-(1-P)\{1-\Delta\theta_H/(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_o)\} \qquad 2\text{-}2\text{-}7$$

$$S=(\bar{\theta}_{is}-\theta_{im})/(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_o-\Delta\theta_H)=(1-P) \qquad 2\text{-}2\text{-}8$$

$$P_K=1-S\cdot\{1-\Delta\theta_H/(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_o)\} \qquad 2\text{-}2\text{-}9$$

従って 間欠暖房補正係数と日平均室温低下率の関係は上記Sに $\{1-\Delta\theta_H/(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_o)\}$ の補正を施したものに他ならない。 また暖房時間の増加につれて係数値は増加し、連続暖房で1になると云う性質は共通である。

2。日平均室温、設定室温の外気温低下に伴う推移

外気温の低下に伴って 日平均室温 $\bar{\theta}_{im}$, 設定室温 θ_{is} が低下する現象が、各住戸共通して現われるのは既に述べた通りである。

日平均室温を日平均室温低下率 P_K で整理すると、それぞれの群に相当の分離を見せて整理されうることが分かる。 また P_K 値が増加すると、日平均室温は上昇し、かつ外気温の低下に伴う室温の度合、即ち直線で近似したその勾配も緩くなることが分かる。

設定室温についても同様の傾向にあるが、生活活動時の室温であると云うことで暖房時間に関係なくある温度環境を維持しようと努めるところから 日平均室温と比較して P_K 群相互の分離はそれ程目立たない様に見受けられる。

暖房限界期には、発熱量が小さく室温調整の容易なポータブル式石油ストーブ(開放輻射型が多い)が 良く用いられるが、その場合、外気温の低下につれ、設定室温の降下が急である。 この状態をポータブル式

（補助暖房器）とポット式（主暖房器）との場合とで比較すると、同じ程度のP_K値、$P_K \geq 0.9$であっても、設定室温に相当の差異があると云わねばならない。

P_K値が1に近づくのはθ_{im}がθ_{is}に近づく場合と、結果的にθ_{is}がθ_{im}に接近する場合があるが、前者は暖房時間の増を意味し、後者の方は絶対的な放熱量の不足を意味する。先のポータブル式の設定室温の低下は$P_K \geq 0.9$であるから後者の場合に相当しよう。早目の住戸では外気温が10℃に低下する以前にポット式に移行し、最も遅い住戸でも0℃にまで低下すればポット式に換る。測定対象住戸数が少ないので、速断は慎しむべきであろうが、この移行時の設定室温を見ると17~18℃である。先の様に主暖房器に移行する時期に差が生じるのは、居住者の我慢の程度の差と云う訳ではなく補助暖房器の放熱能力，家屋構造、特に断熱と日当りの差からくるものと判断される。それ故、ポータブル式を使用しても最寒期の設定室温が17~18℃を大きく下廻らない地域、又は日平均外気温が零度前後の地域で断熱に考慮が払われている家屋では補助暖房器で充分との考え方も成立するものと思われる。東京地方では中央暖房の住宅があっても、煙突を必要とするポット式ストーブの使用例が少ないと云うのは、上記理由によるのかもしれない。

各住戸間の設定室温の比較は家族構成、主たる生活域の検討なしには無理と思われるが、一応暖房期間中の最低温で整理したものが、表2-2-2である。寒さへの対処に踏切る要因の全てを「乳幼児」ときめつけることはできないが、室温管理に対する姿勢の差については垣間見ることができる。例えば暖房面積を減したり夜間暖房を行なって室温を確保しているのは、きまって乳幼児のいる住戸である。

ここで云う設定室温は、ほぼ暖房時間内の平均であるため、14~16℃が室温の選択範囲と云う訳ではない。室温変動は夕方に向って、上

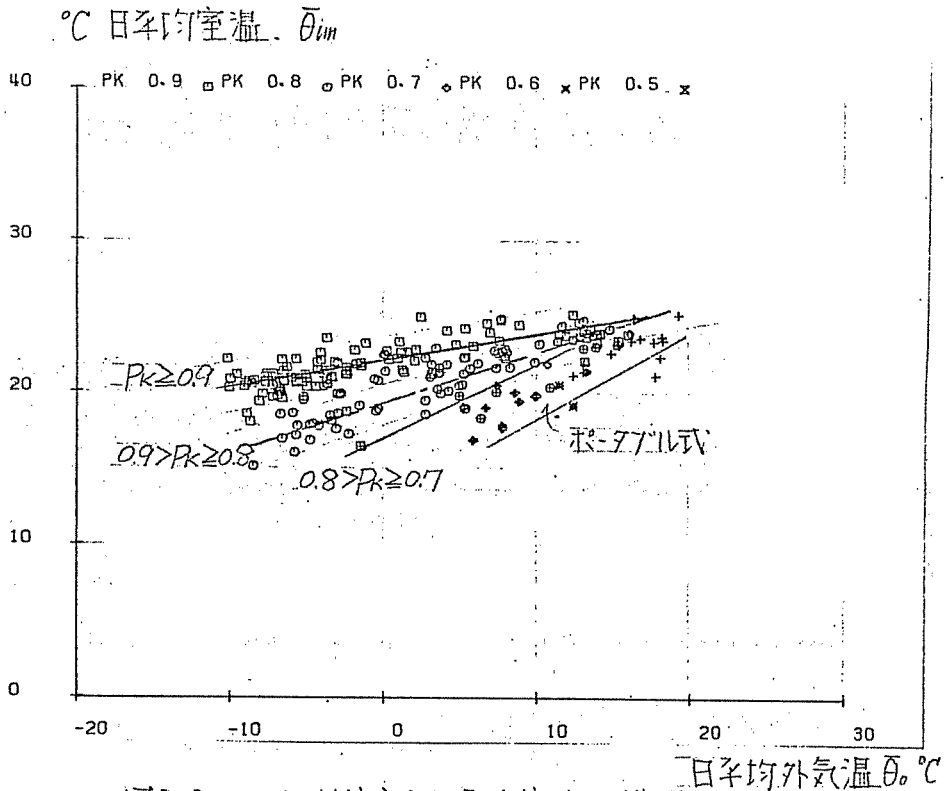


図1-2-17a. M-H住戸の日平均室温の推移.

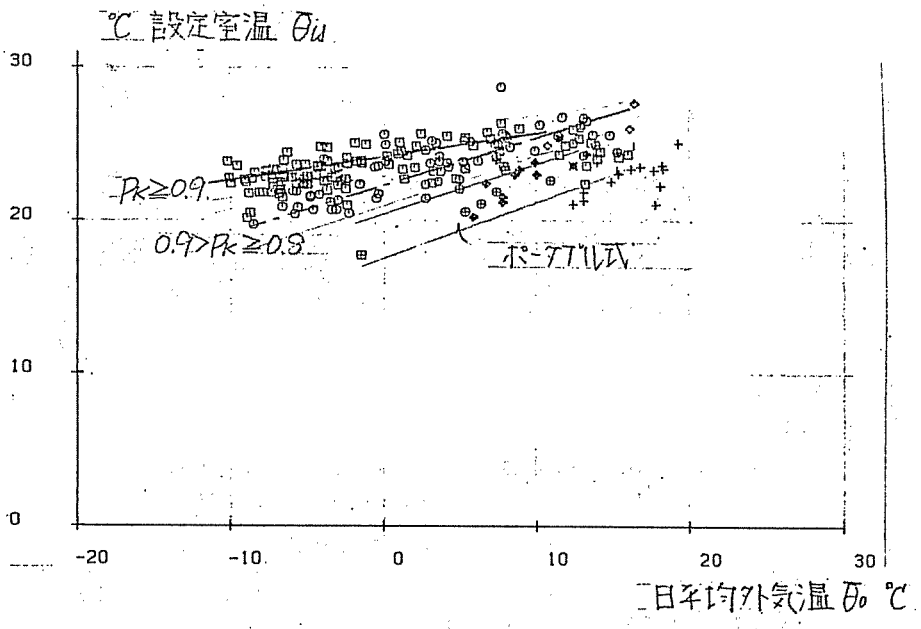


図1-2-17b. M-H住戸の設定室温の推移.

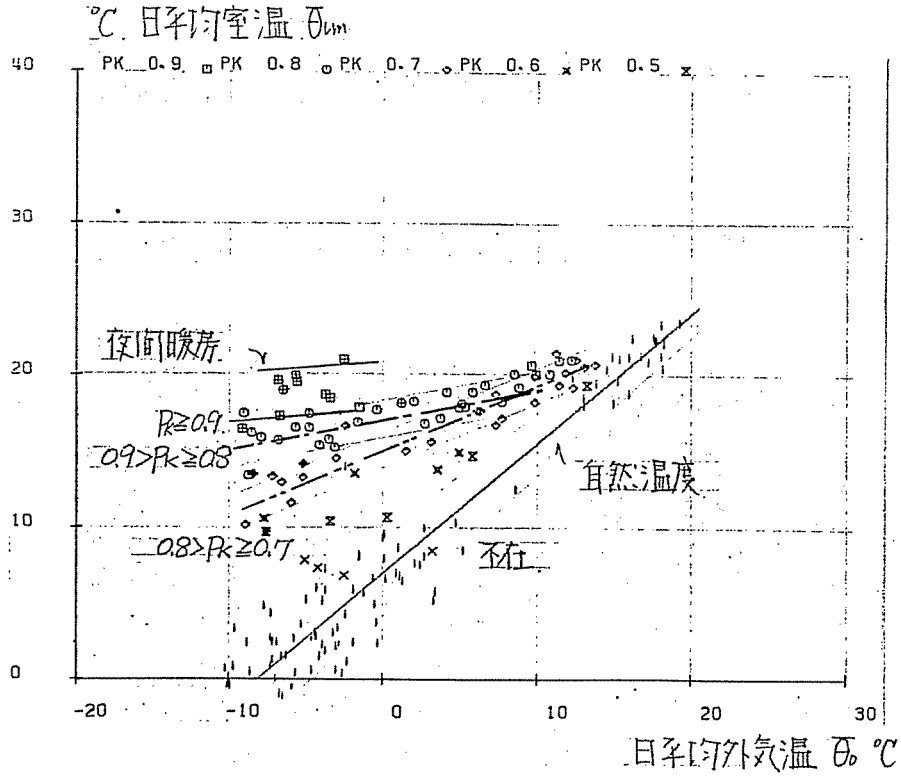


図 2-2-18a M-E住戸の日平均室温の推移

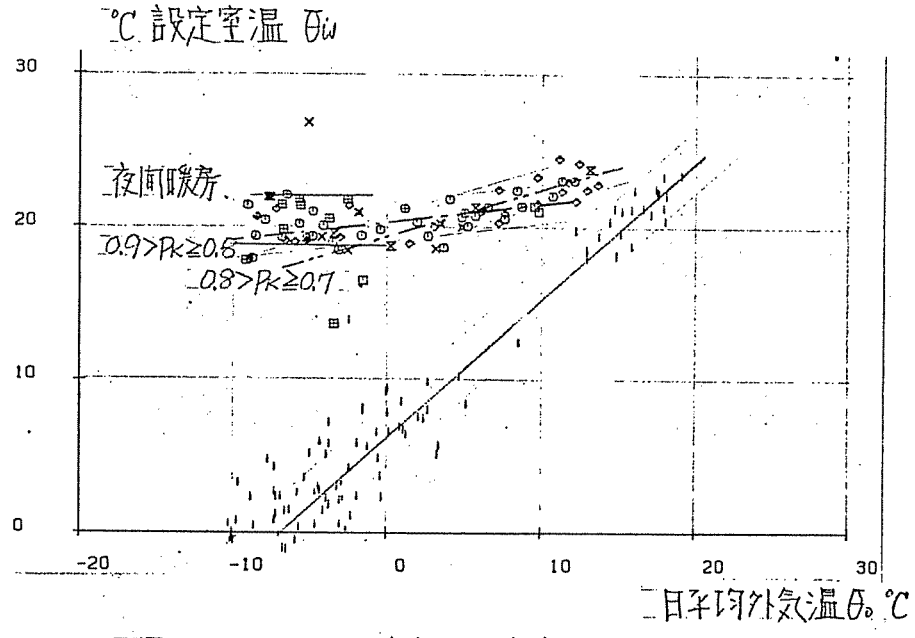


図 2-2-18b M-E住戸の設定室温の推移

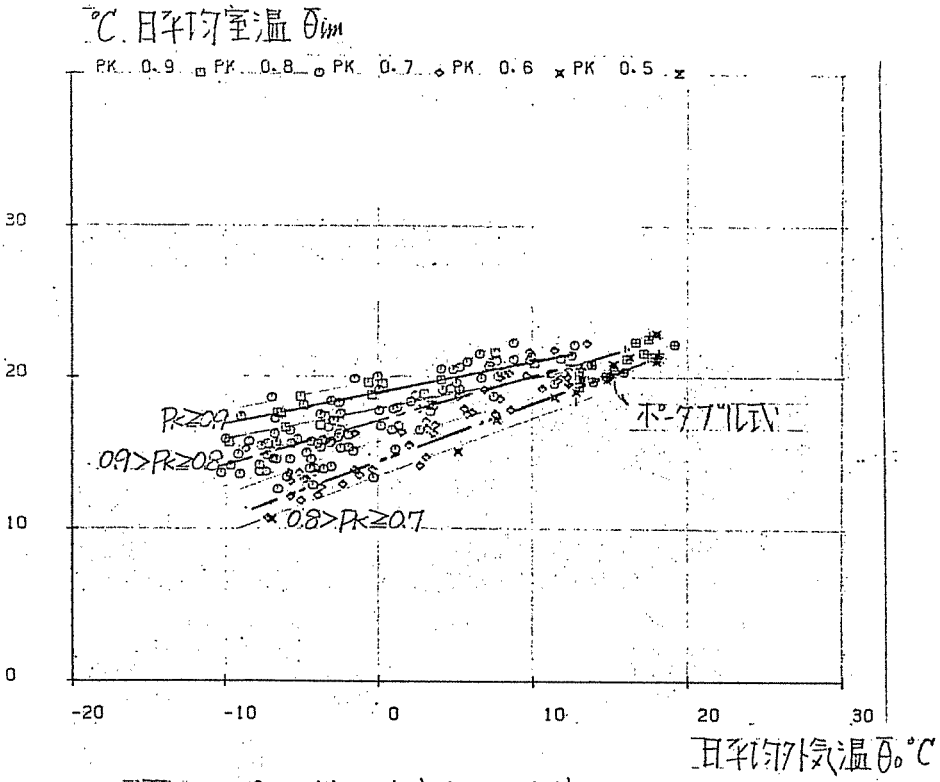


図2-2-19a M-A住戸の日平均室温の推移

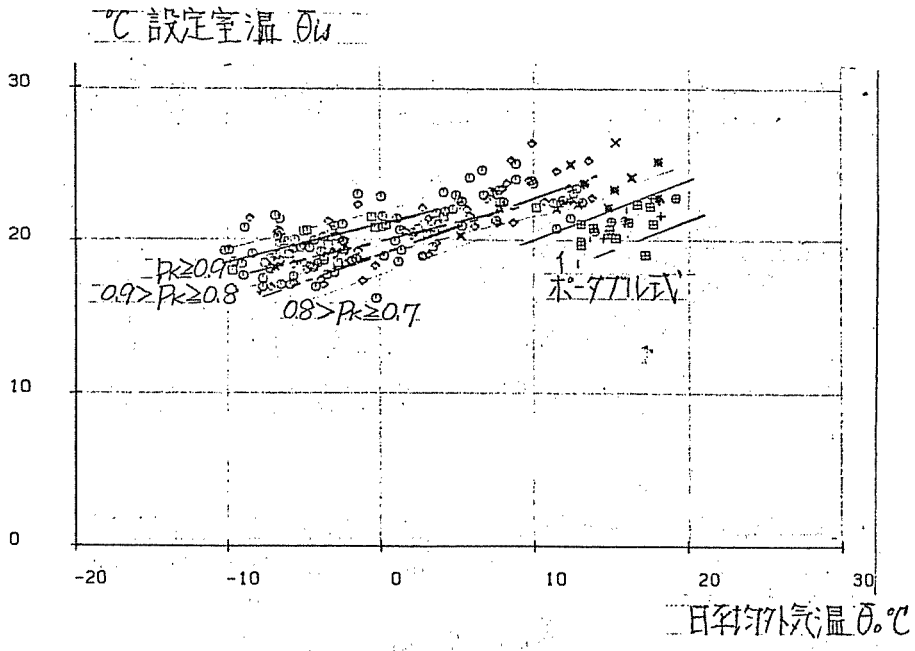


図2-2-19b M-A住戸の設定室温の推移

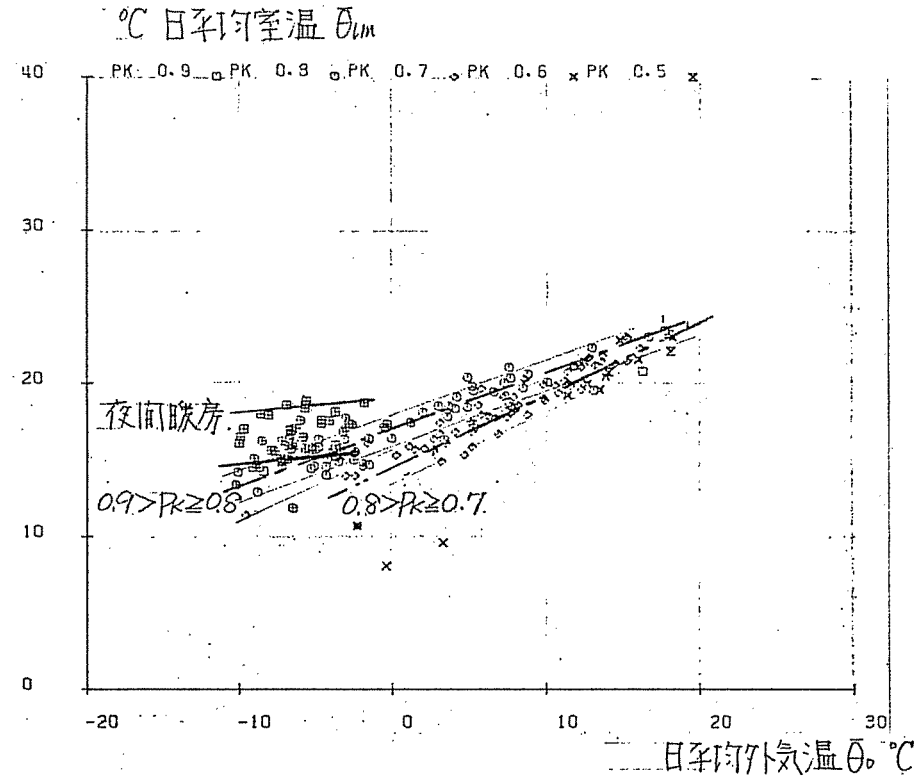


図 2-2-20a. M-N住戸の日平均室温の推移.

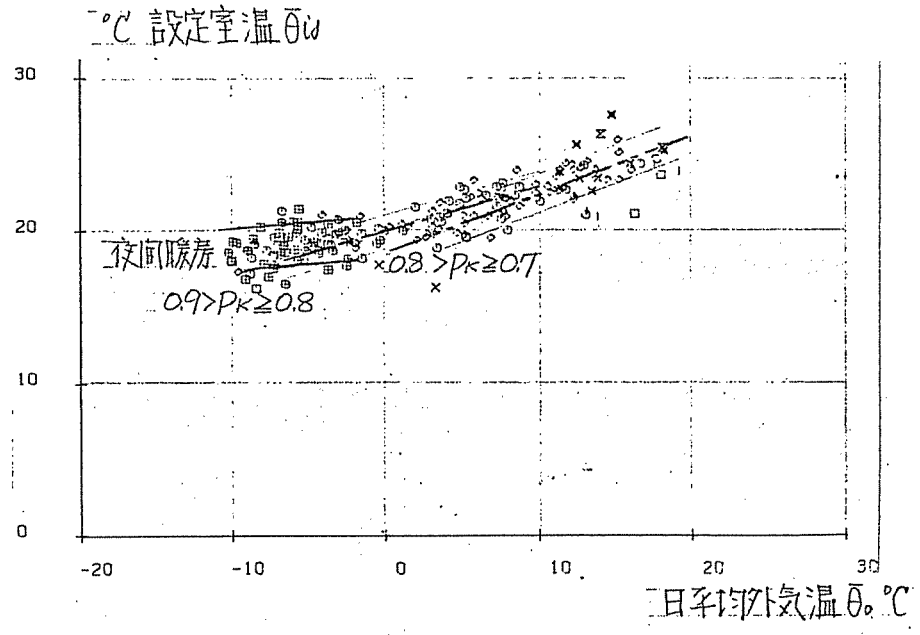


図 2-2-20b. M-N住戸の設定室温の推移.

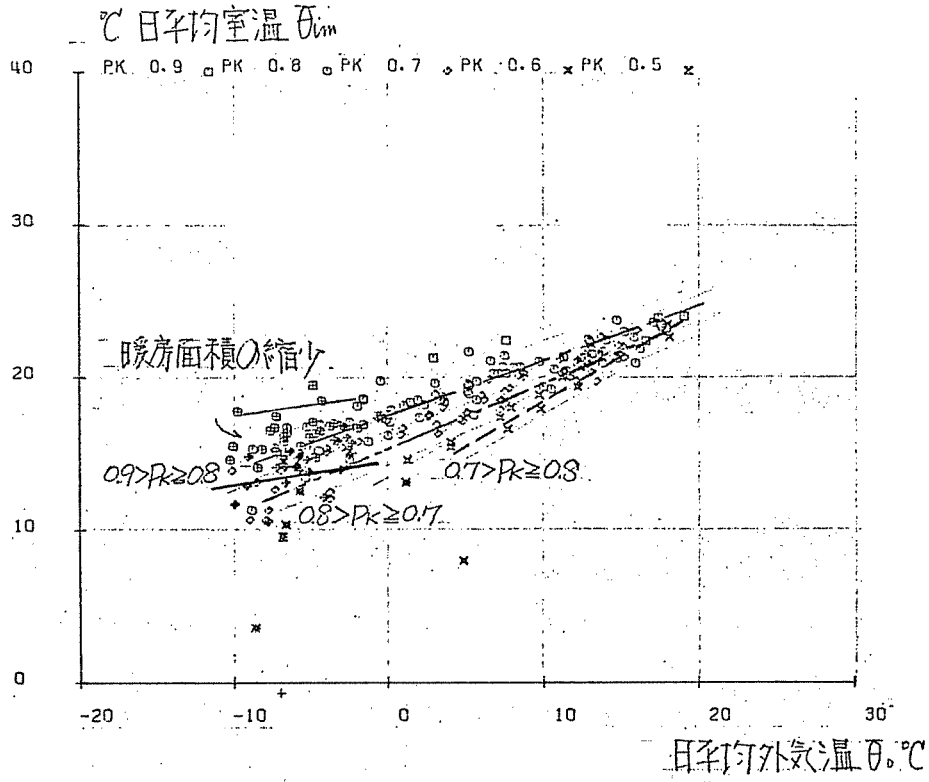


図2-2-21A M-Y住戸の日平均室温の推移

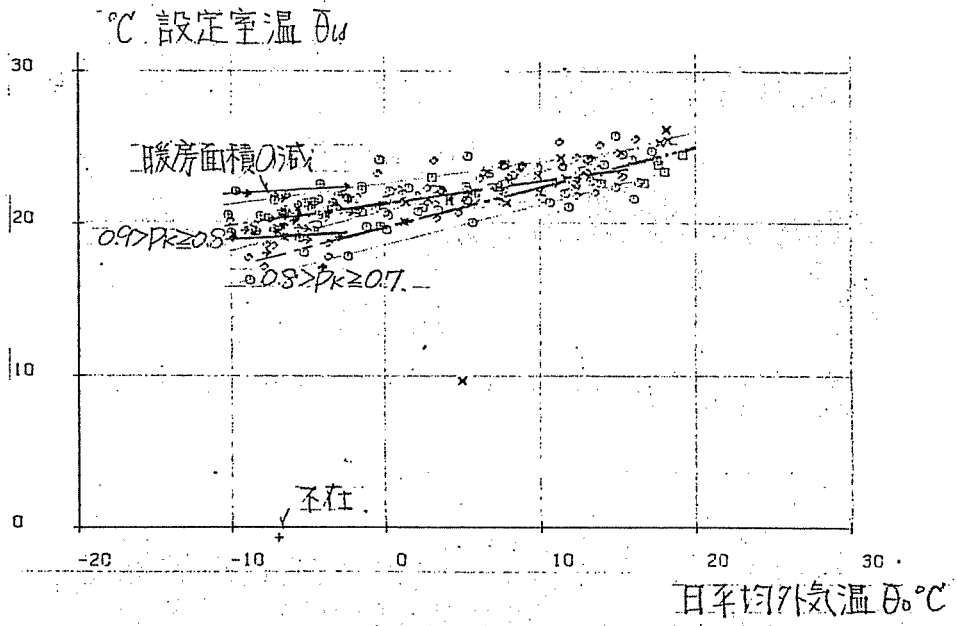


図2-2-21B M-Y住戸の設定室温の推移

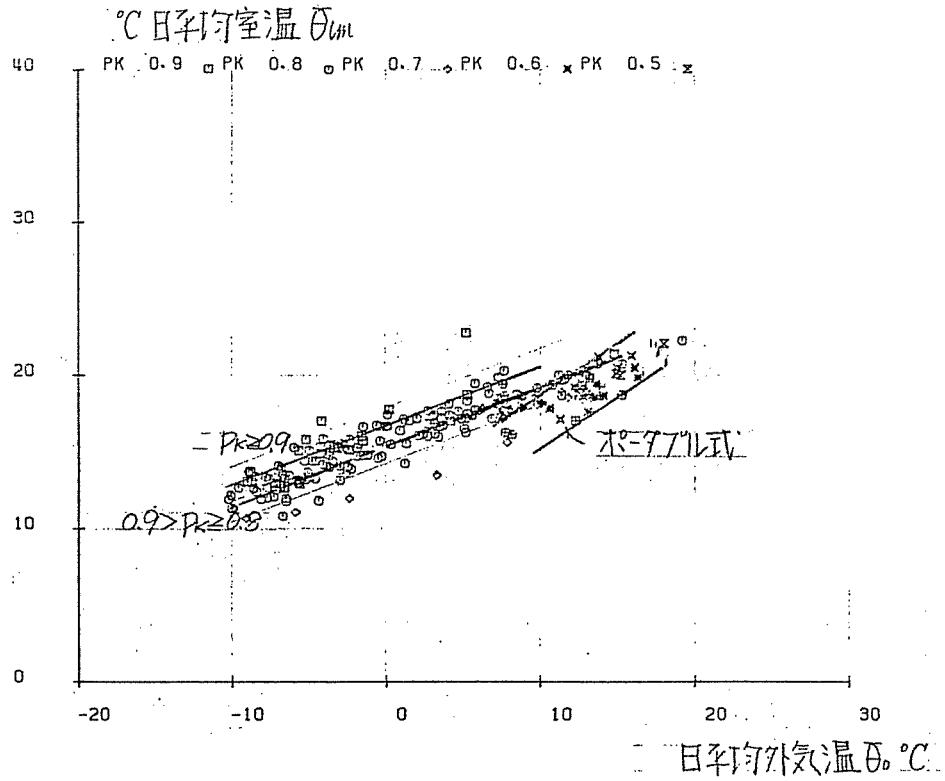


図2-2-22a M-K住戸の日平均室温の推移

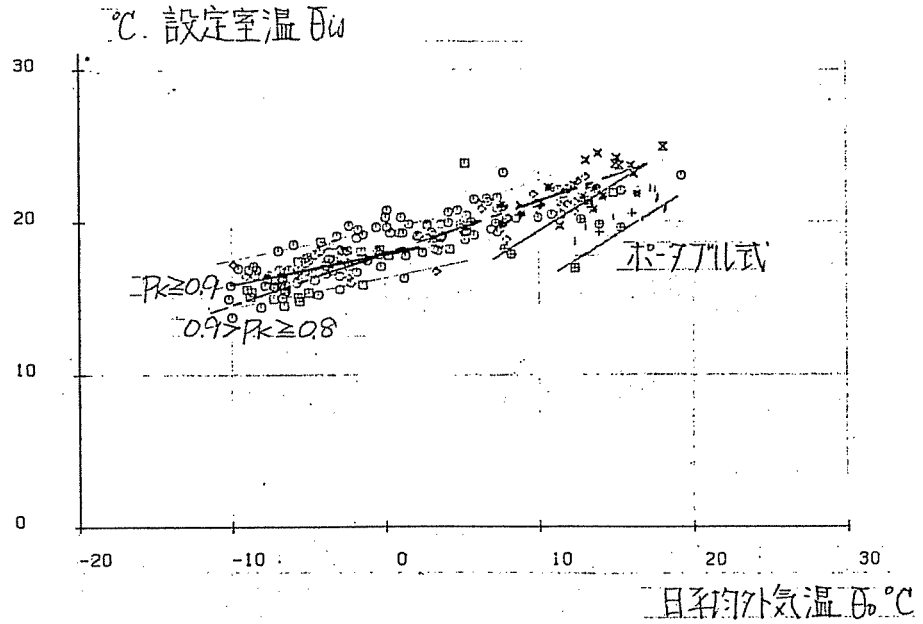


図2-2-22b M-K住戸の設定室温の推移

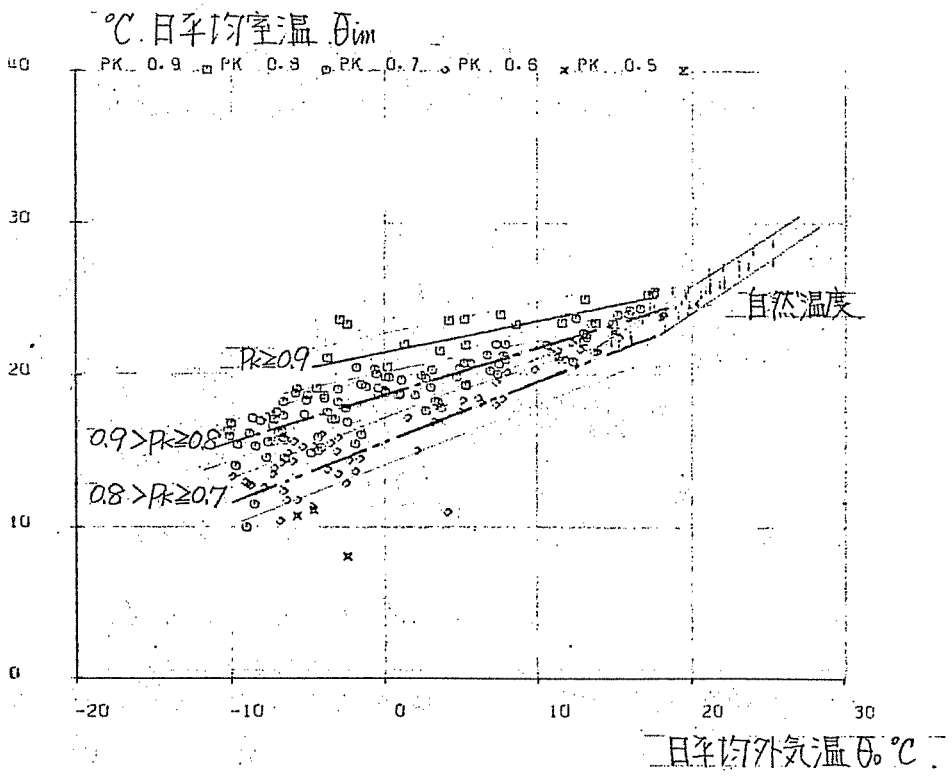


図2-2-23a MD-E住戸の日平均室温の推移

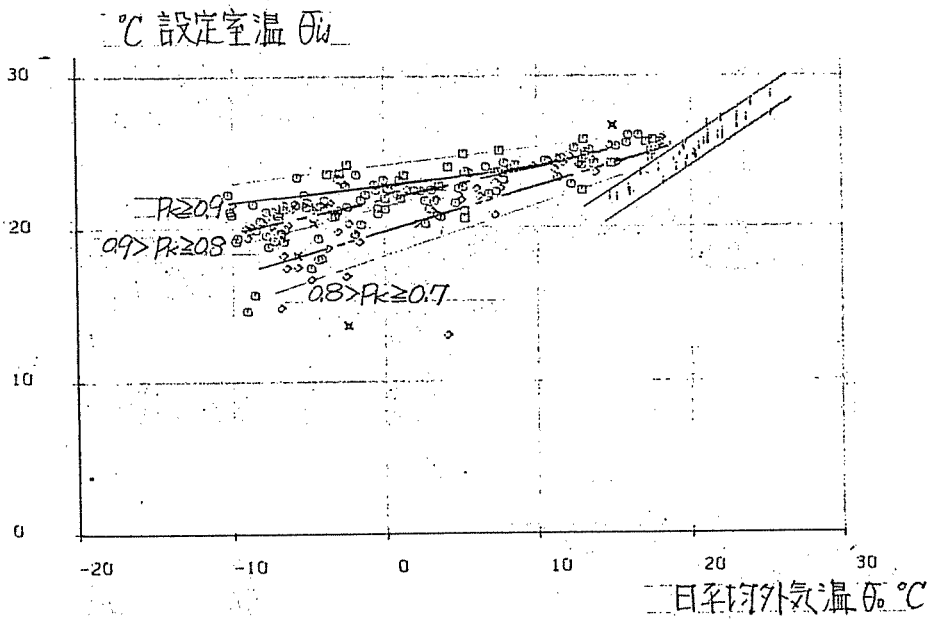


図2-2-23b MD-E住戸の設定室温の推移

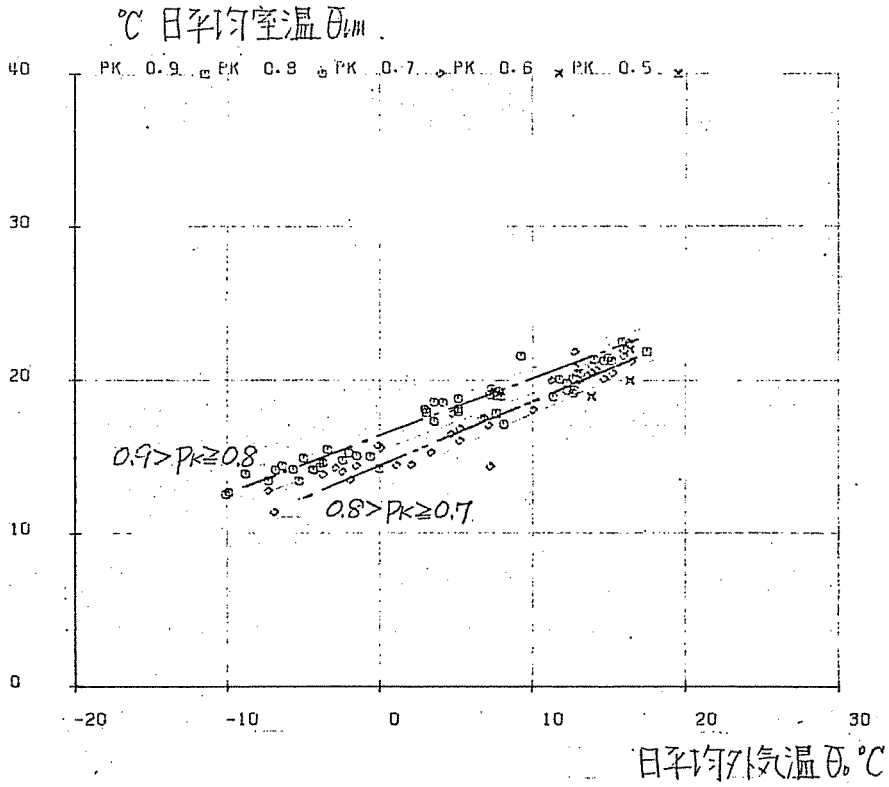


図2-2-24a. I-D住戸の日平均室温の推移.

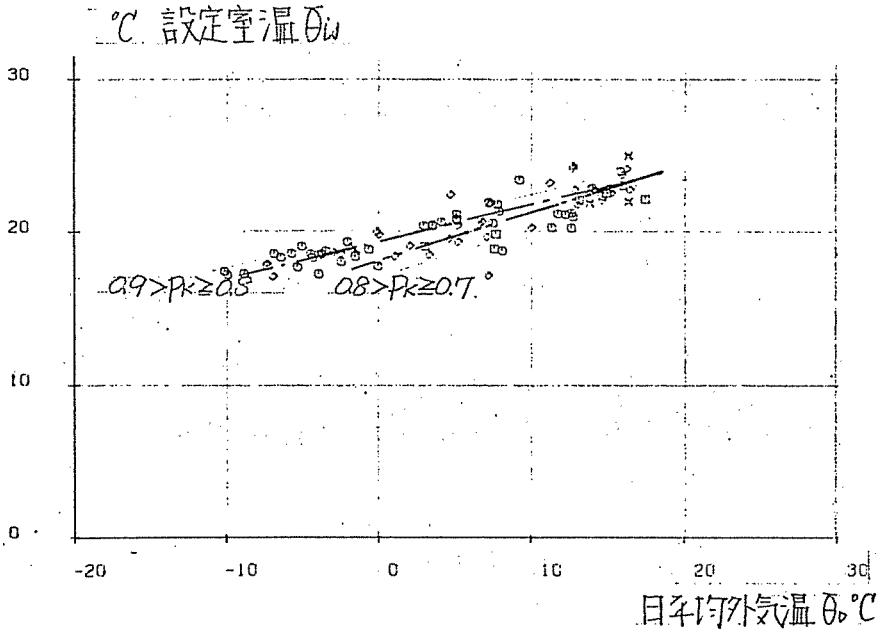


図2-2-24b. I-D住戸の設定室温の推移.

昇と云う推移をとるし、半対流・半輻射熱源であるポット式石油ストーブの付近ではその輻射で温度測定位置や周辺部より「暖かい」と当然予想される。 低室温になる朝方や寒い日には その暖かさの期待できるストーブ周辺に生活範囲を限定して寒さを凌ぎ、その状態に不満を覚えた時にはじめて「寒さへの対処」、例えば夜間暖房や暖房面積を減すことを講じる様になるものと思われる。 それ故、設定室温の低さからだけで判断するのは早計であり、やはり低ければ低いなりに居住者自身が「良し」とした結果と考えるべきなのではあるまいか。

今まで述べてきた設定室温の推移の類型化したものを図2-2-25に示す。 興味深いのは外気温の低下につれ、設定室温がある選択範囲のもとで鋸歯状に移行することである。 この理由は次の様に考えられる。
①居住者は選択範囲の下限に敏感で、その限度を割ると暖房時間の増、油量の増、暖房器の変更を行って室温の確保に努める。 それでも寒ければ夜間暖房や暖房面積の減を行う様になる。 ②その一方である暖房状況が1度固定すれば、日射などがあってもそれで暑すぎると判断されない室温許容範囲内であれば、それ程厳密に油量調整をしない、と。

以上述べたことは 居住者が寒いと判断した場合、それが寒さへの対処の直接的な引金となり、また設定室温が許容範囲内であれば、外気温の変動に応じて変動しても、居住者はその変動に対して別に不満を感じたりはしないと云うことである。

先の反応は、ポット式石油ストーブ(半輻射放熱の主暖房器)を使用している部分。間欠暖房住戸に現われる一般的な現象と云って良いであろう。 この設定室温については次に検討する上下温度差との関係で、個別暖房と集中暖房、独立住宅と集合住宅別に、この章の最後の所で再度取り上げて検討する。

表 2-2-2　設定室温と寒さへの対処　(独立住宅 個別暖房)

項目 / 住戸	頻度の高い Pk値の範囲	暖房時最低設定室温	暖房室数 (断熱等)	対処の原因・遠因 (対応策)	家族構成	対処後の設定室温
		℃	2室	受験生		℃
M-H	0.8~0.9	20	50㎡	(暖房時間の延長)	大2 高中	20
M-E	0.7~0.9	15	2 50	乳児授乳 (夜間暖房 Pk≧0.9)	大2 幼乳	19
M-A	0.7~0.8	16	1 25		大2 高	
M-N	〃	16	1 25	幼児 (夜間暖房 Pk≧0.9)	大2 幼2	18
M-Y	〃	16	2→1 —	乳児　Pk≧0.8) (暖房面積の縮少	大2 幼乳	20
M-K	0.8~0.9	14	2 —		大4	
MD-E	0.7~0.9	15	2 100	同居による家族構成の変化	大3.~ 大4 幼乳	19
I-D	0.7~0.8	15	1 0		大2	

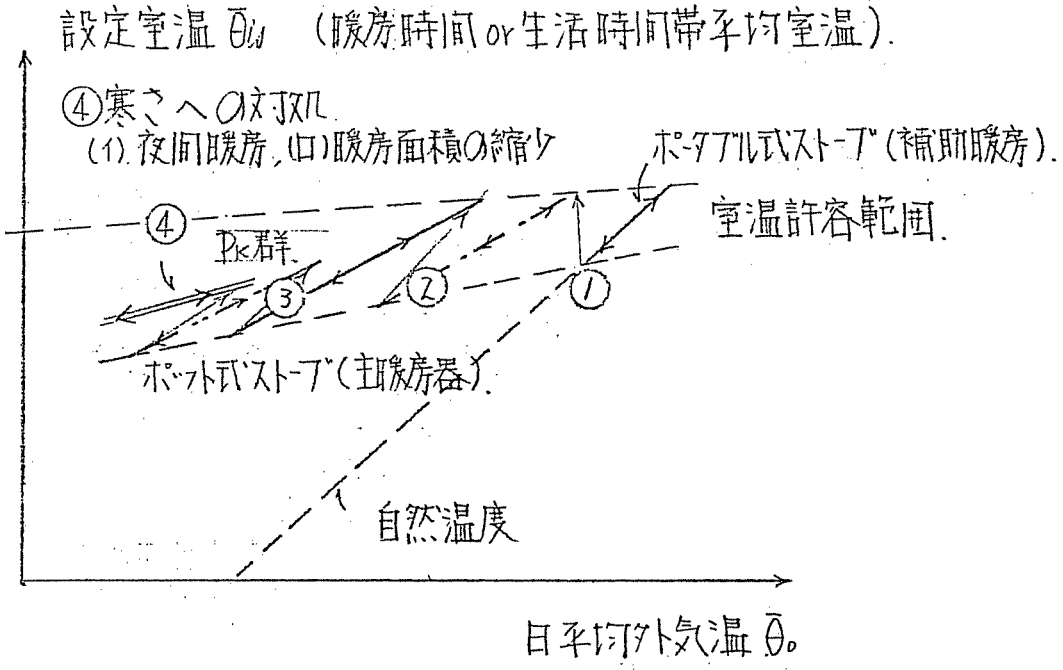


図 2-2-25.　外気温低下についた設定室温の推移.
(独立住宅 個別暖房の類型化)

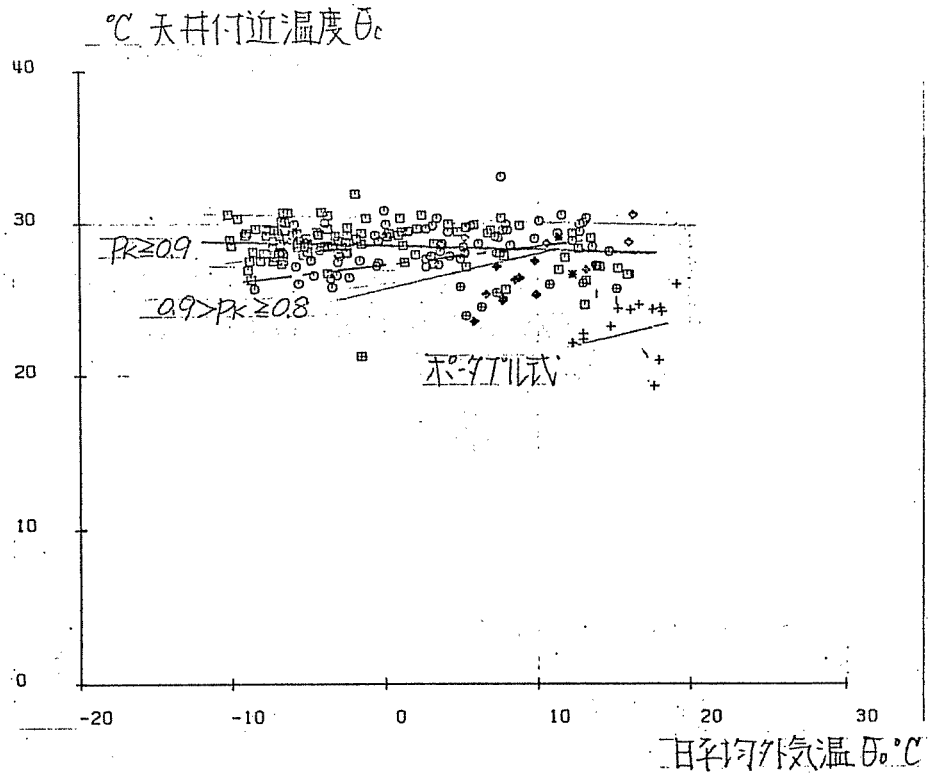
3。床付近，天井付近温度の外気温低下に伴う推移.

床付近　天井付近温度と外気温との関係を図2-2-26a，26b から33a～33b に示す。　外気温低下に伴う推移で両者の相違は、床付近温度の方が天井付近に比べて、PK 群毎の離散傾向が少ないと云うことである。

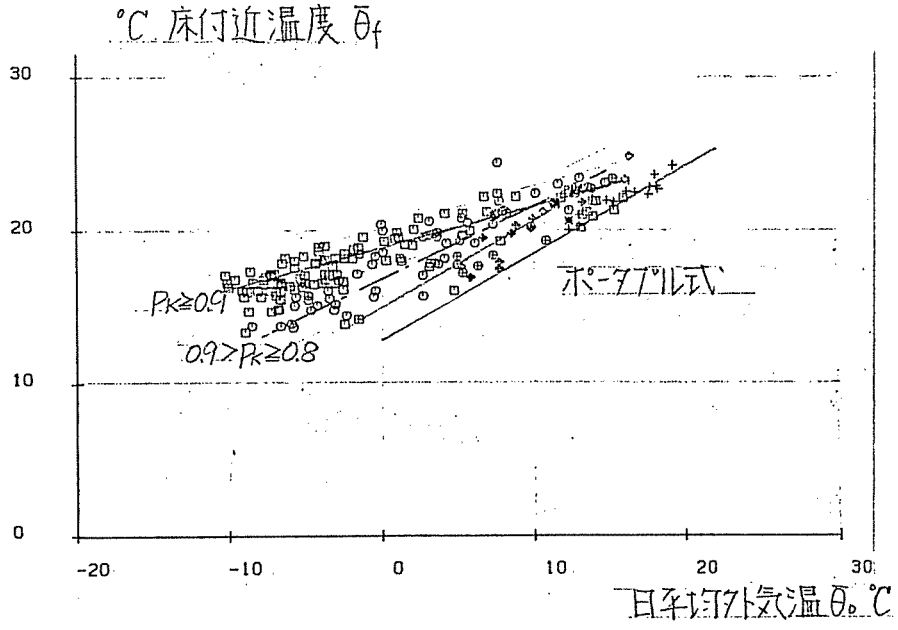
このことは、居住者の体感を支配しているのが　天井付近よりも床付近温度にある、と云うことを示していよう。　設定室温と同様に　床付近温度はPK 値が増加すれば確実に上昇傾向を示すが、天井付近温度はそれ程明確な傾向を見せない。　これは　外気温の低下に伴う床付近温度の低下に依る体感の補償の為に熱供給量を増加させると、それについて輻射放熱も増大し、天井付近温度を上昇に転じるまで熱供給を増加させて室温を確保しようとすればストーブ周辺の主たる生活域が暑くなり過ぎてしまう為と想像される。　従って、外気温の低下に伴って天井付近温度の推移が上昇する居住室は熱供給に余裕のある空間とも云い得る。　その意味では、外気温の低下に応じた床付近、天井付近温度の動静は、①暖房器種とその空間への働きかけ、②その空間が対流依存型か高輻射依存型かを反映していると考えても良いであろう。

この様に室温には　建物、居住者、暖房器　等々の相互干渉が影響してくるため　唯一ケ所の測温をもってでは寒さへの対処を掴え難いと云うことが理解できよう。　そして　寒さへの対処の本質は　設定室温の上昇、即ち　床付近温度上昇への努力にある、と云うことが分ったのも2ケ所測定の賜と云って良い。

最も構造要因に支配され易い床付近温度を最寒期で比較すると、断熱程度が50mm未満では　1室暖房で10℃を割り、2室暖房では7℃にも及ぶ。　これは冷却期朝方の温度ではなく　暖房時間内（予熱期を除く）の平均温度である。　この状態では、冬の生活がストーブ周辺に限定されるのは故なしとしない。



図Z-Z-26a. M-H住戸の天井付近温度の推移



図Z-Z-26b. M-H住戸の床付近温度の推移

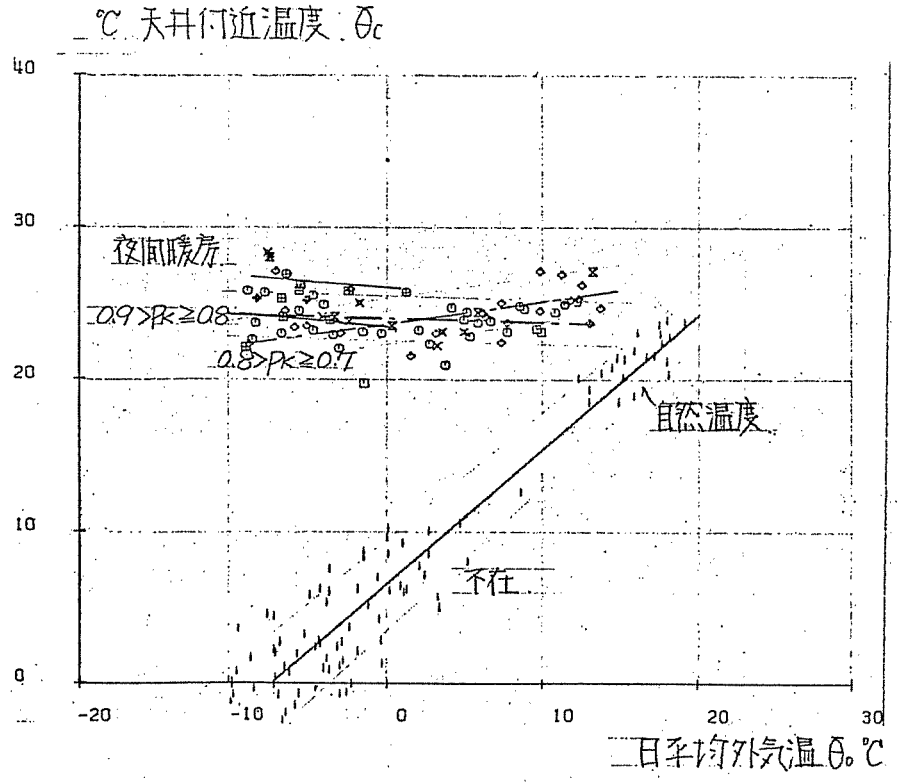


図 2-2-27a M-E住戸の天井付近温度の推移

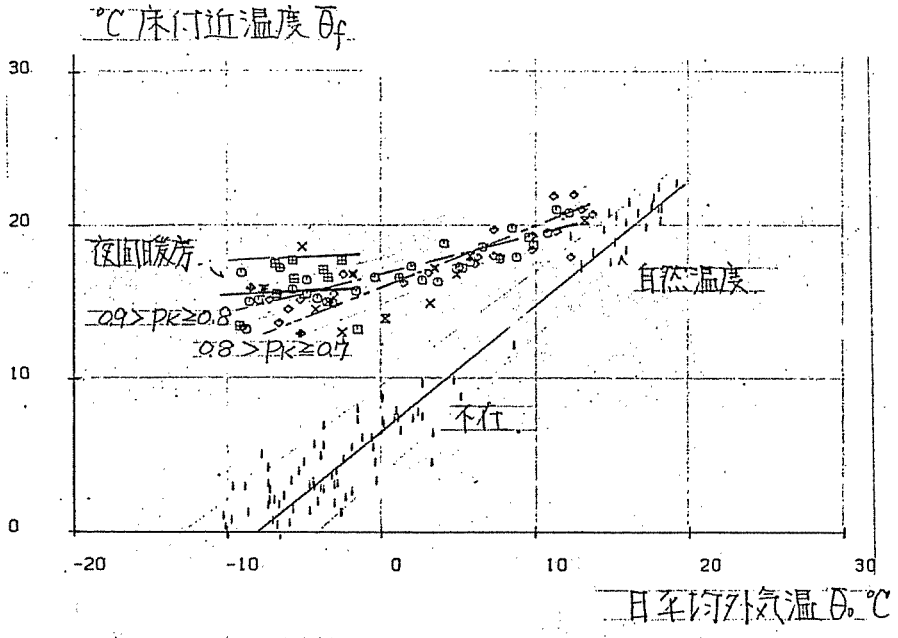


図 2-2-27b M-E住戸の床付近温度の推移

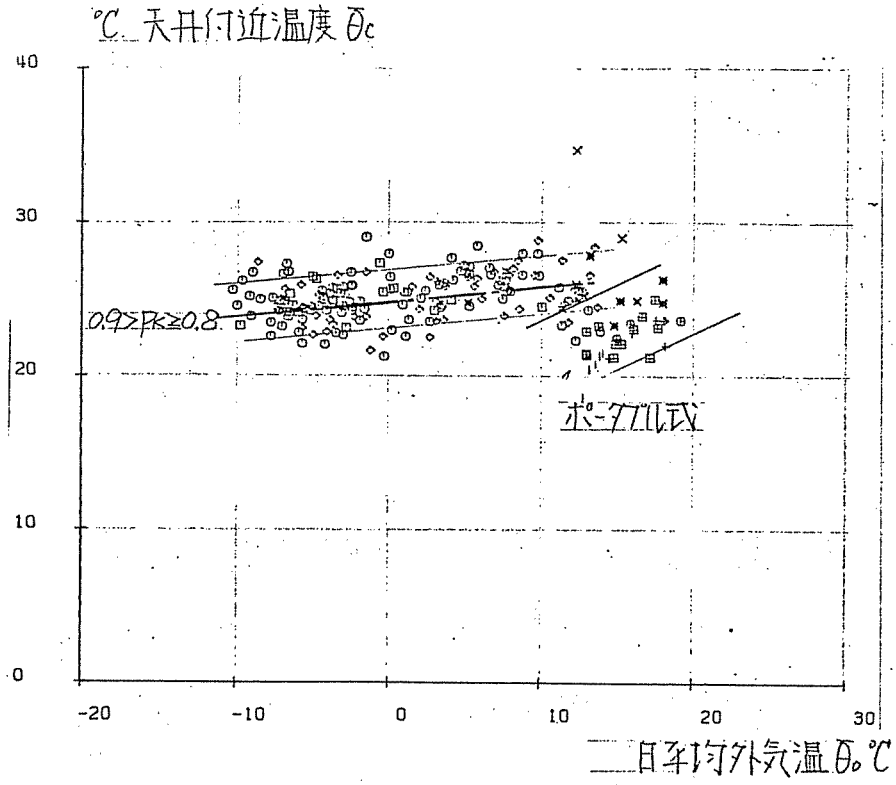


図 Z-Z-28a M-A住戸の天井付近温度の推移

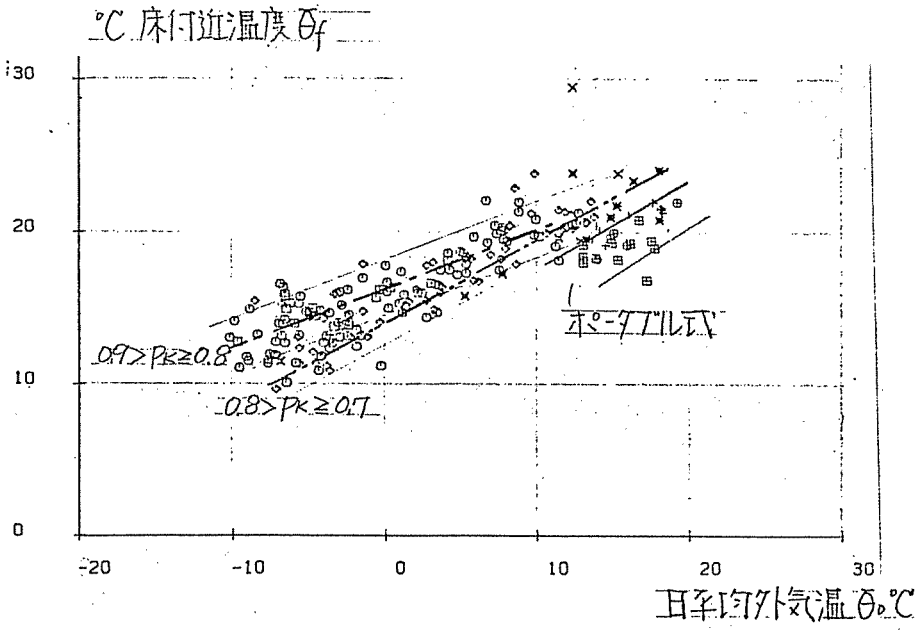


図 Z-Z-28b M-A住戸の床付近温度の推移

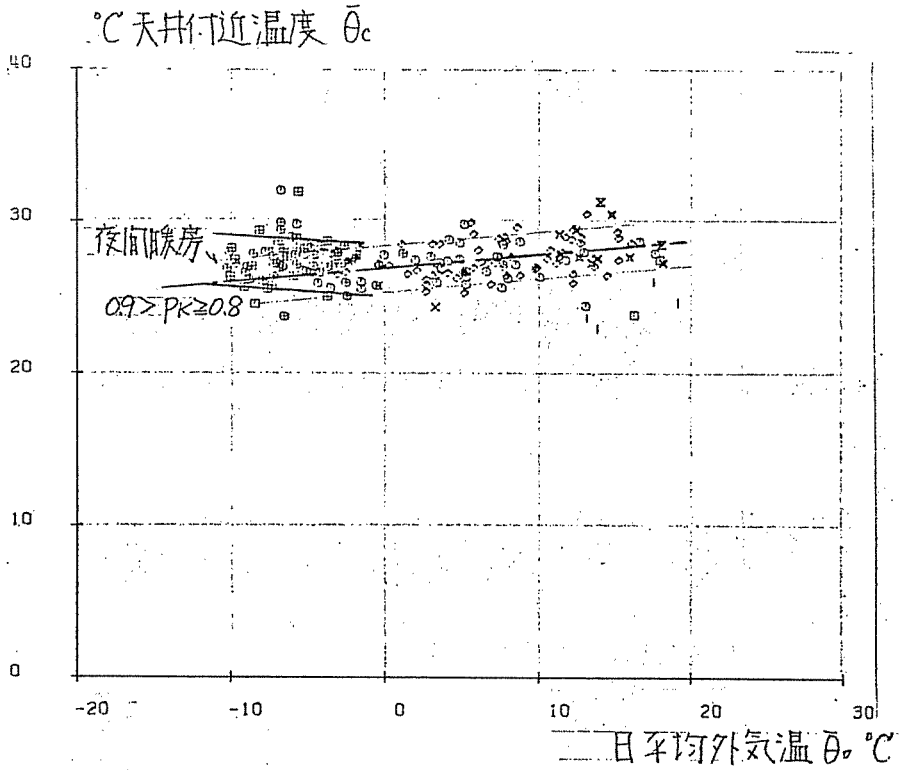


図 I-I-29a M-N住戸の天井付近温度の推移

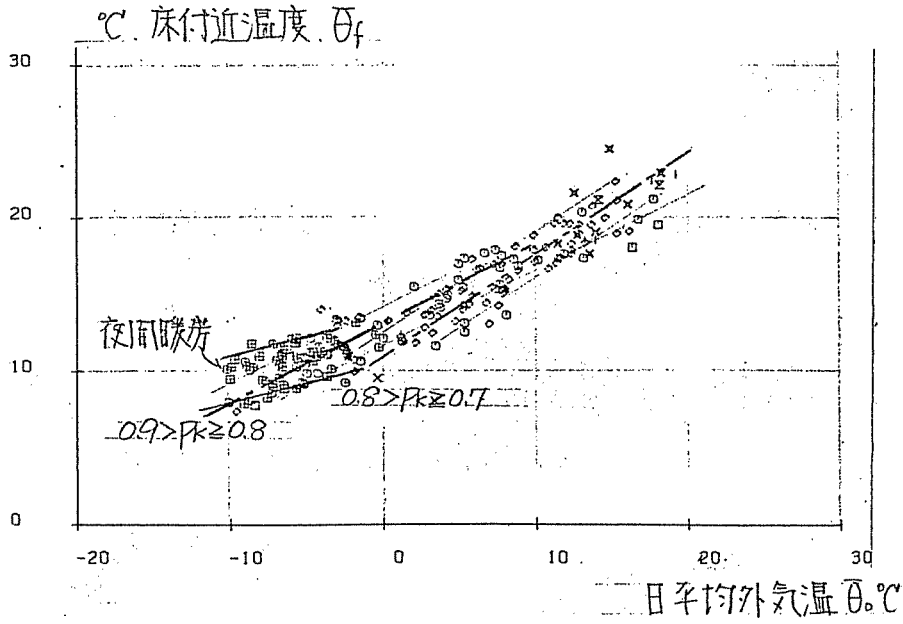


図 I-I-29b M-N住戸の床付近温度の推移

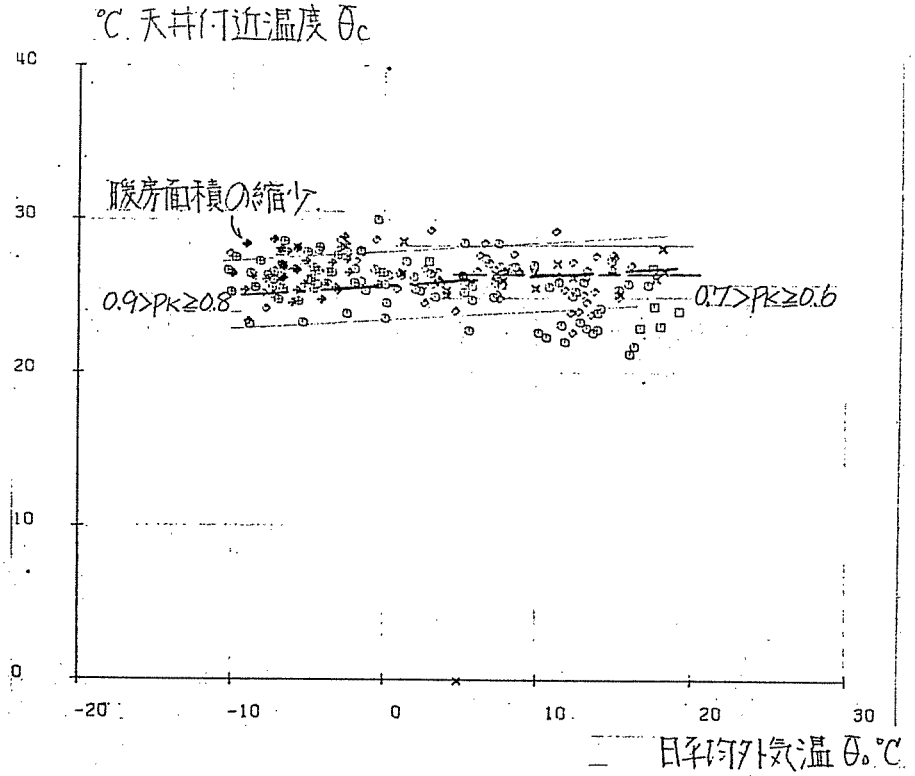


図2-2-30a M-Y住戸の天井付近温度の推移

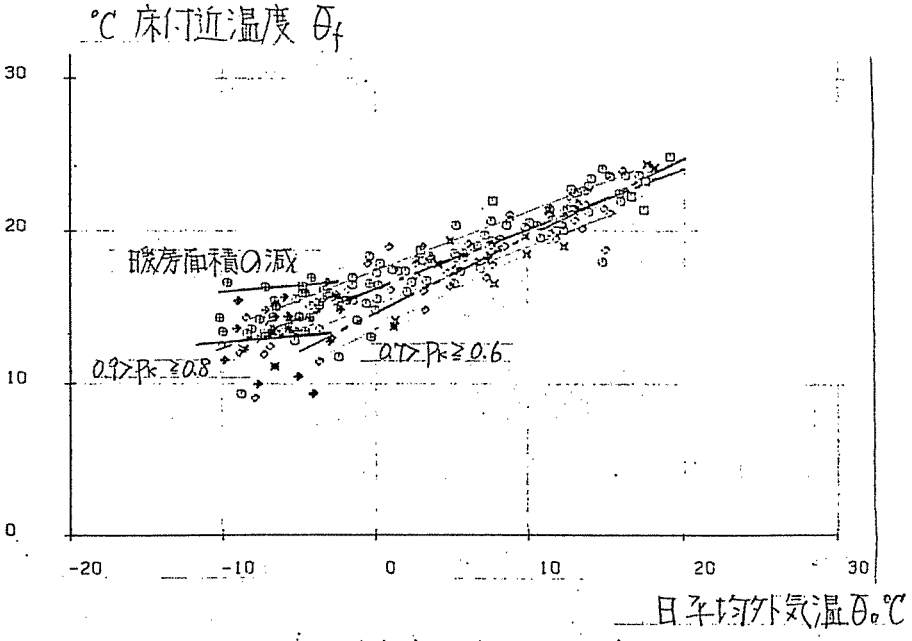
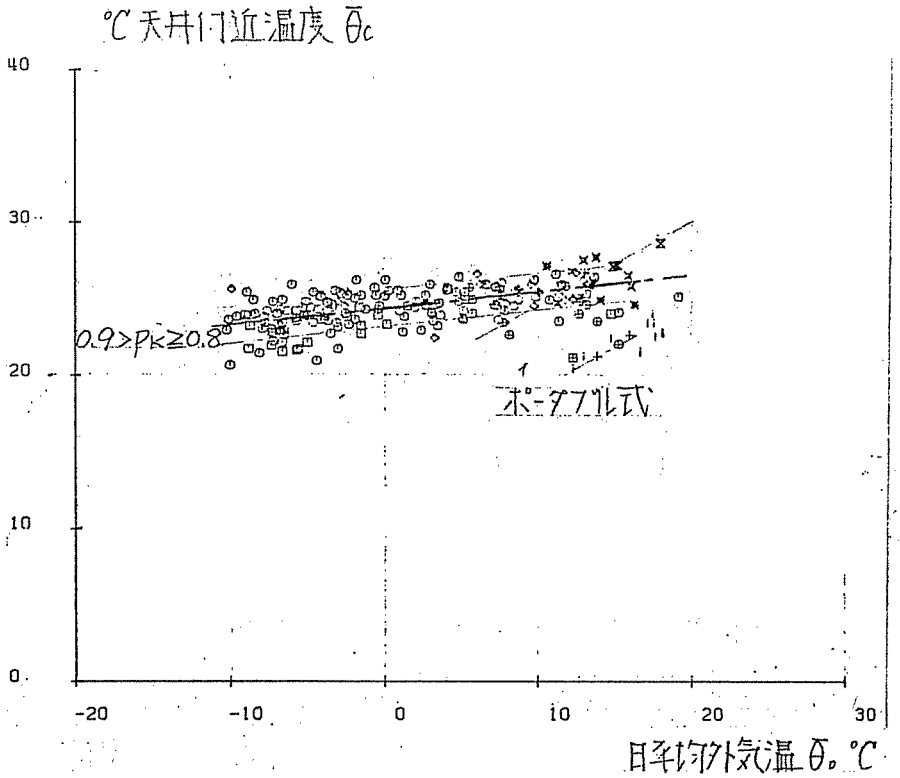
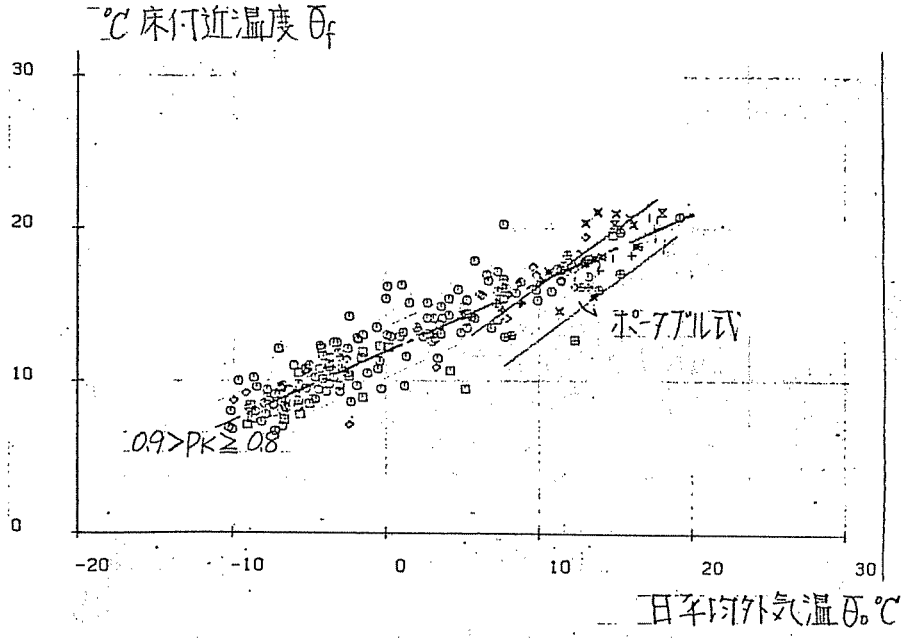


図2-2-30b M-Y住戸の床付近温度の推移



図Z-Z-31a. M-K住戸の天井付近温度の推移



図Z-Z-31b. M-K住戸の床付近温度の推移

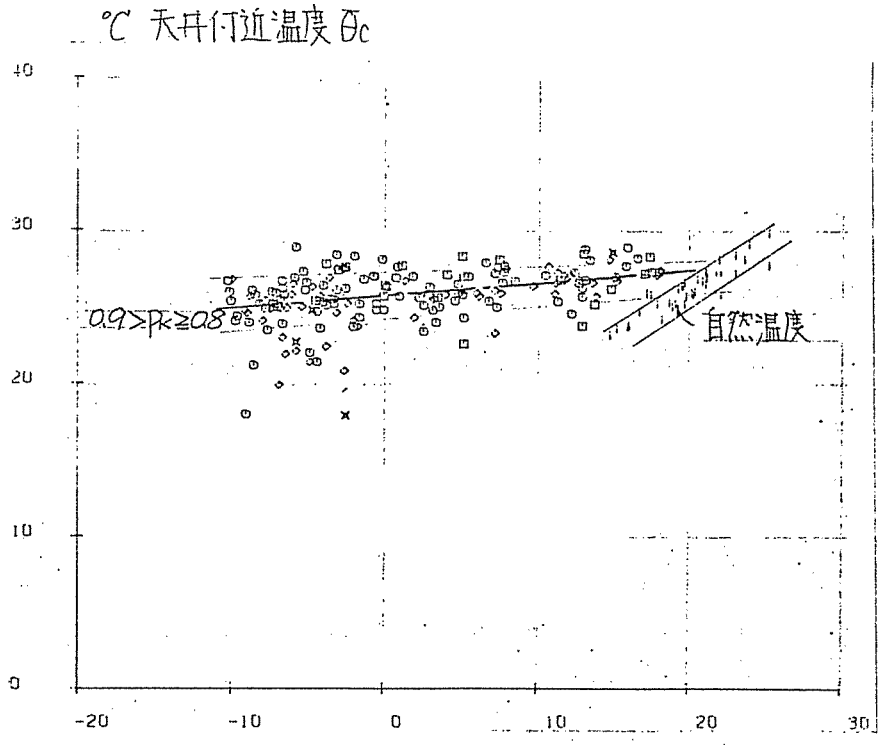


図2-2-32a MD-E住戸の天井付近温度の推移

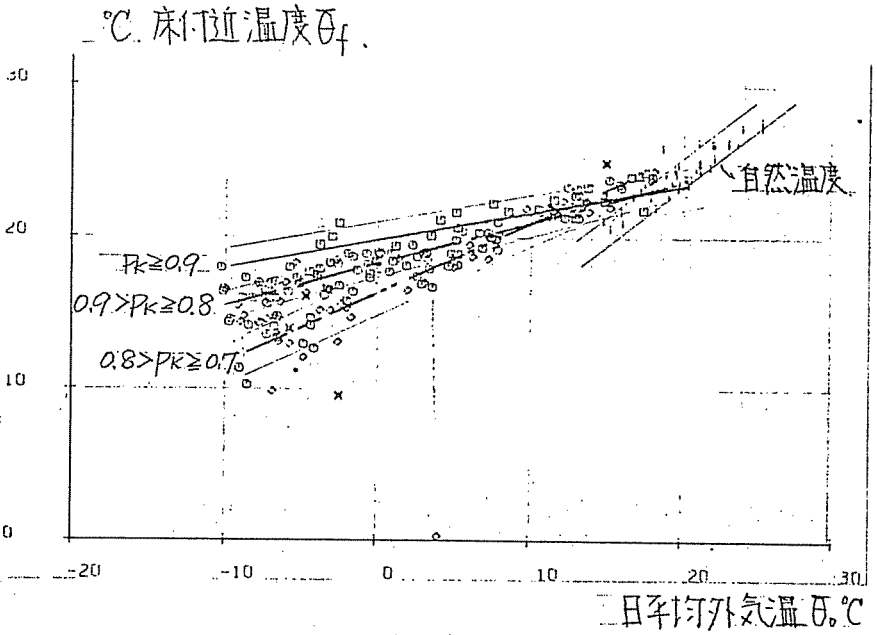


図2-2-32b MD-E住戸の床付近温度の推移

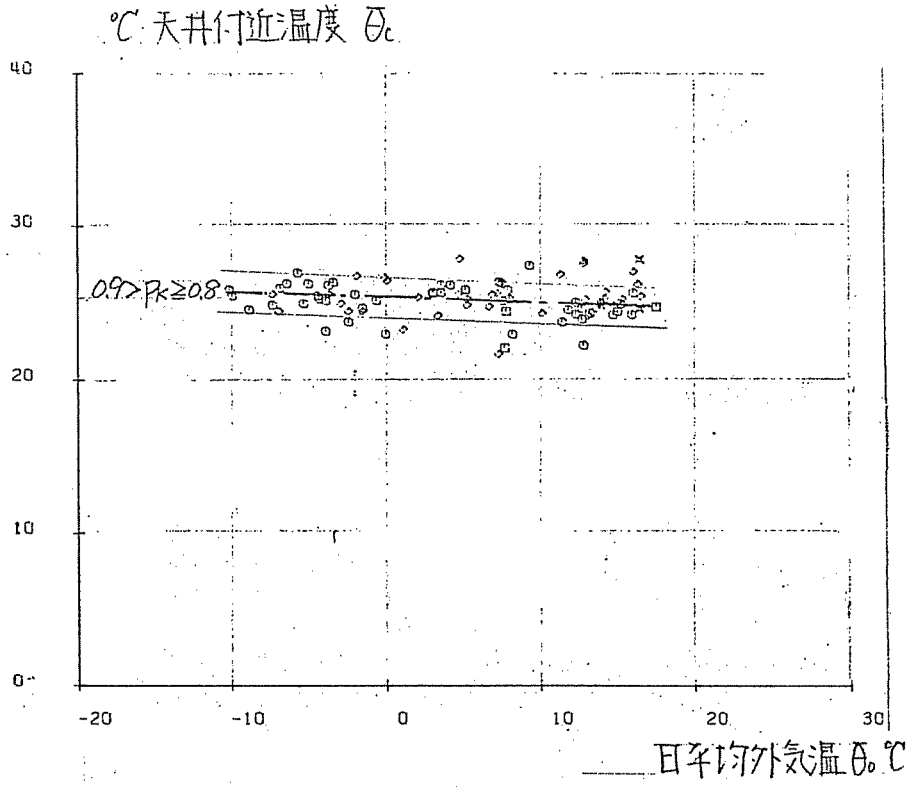


図2-2-33a I-D住戸の天井付近温度の推移

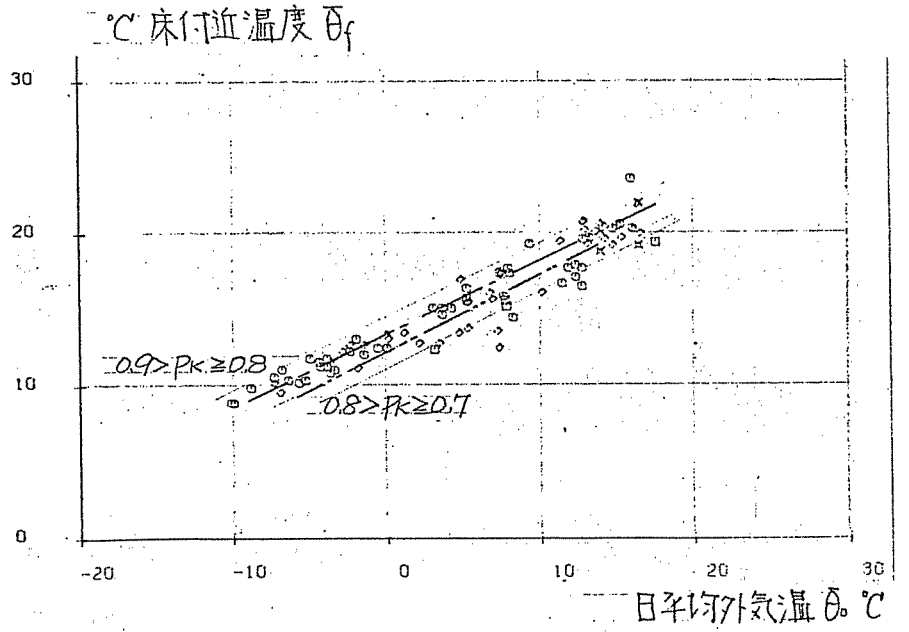


図2-2-33b I-D住戸の床付近温度の推移

4。上下温度差、設定室温と日平均室温の差、週間灯油消費について

上下温度差と外気温の関係、設定室温と日平均室温との差と内外温度差の関係、週間灯油消費量と日平均内外温度差との関係を図2-2-34から41に示す。上下温度差は図2-2-26~33に示した暖房時間平均天井付近温度と床付近温度との差として得られたものである。住戸によっては日平均室温低下率Pk群での分離が明瞭でないものもあるが、全体的にはPk値の増大に伴い床付近温度が上昇するため、上下温度差は減少傾向を見せている。そして単なる暖房時間の増よりも効果の認められるのが夜間暖房とか暖房面積の縮少であることが分かる。

上下温度差は、暖房器、住居の断熱度合、住い方を表わす指標であるが、暖房限界期から外気温が10℃までは各住間にそれ程の差はない。本格的暖房に入る前にポータブル式石油ストーブ(補助暖房器)を使用するのも、上下温度差が少ないため特別な対応策がなくても我慢できることに依るのであろう。測定対象住戸のあるものは、外気温が0℃以下になると夜間暖房などを行なう様になるが、例えば、岩見沢の暦年平均気温が零度以下になるのは11月下旬、越えるのは3月下旬であるから、ゆうに4ヶ月もの間、「寒さへの対応」が続くと云うことになる。

各住戸間で住い方、暖房時間が異なるため、直接的な相互比較は難しいが、Pk値を$0.9 \geq Pk \geq 0.8$とそろえて整理した場合の内外温度差に対する上下温度差の割合を表2-2-3に示す。まず明らかな差としては断熱の差によってその割合に違いが現われてくることが分かる。例えば断熱50mm厚以上ではその比は0.4前後であるが、それ未満では、0.5~0.7と大きくなっている。先に述べた夜間暖房や暖房面積の縮少が、内外温度差に対する上下温度差の割合を減少させる効果のあることも分かる。

これは夜間暖房や暖房面積の縮少が床付近温度を上げ、上下温度差を減らしたところからきていると云って良い。

次に 設定室温と日平均室温との差と設定室温に依る内外温度差について検討する。 各住戸ともに日平均室温低下率P_Kに応じて それぞれの点群が点群毎に分離・集積し、離散はほとんどないと云って良いであろう。 図2-2-35b～41bに於いて、設定室温と日平均室温の差が零になった状態、それは間欠暖房の場合、暖房が停止された状態を意味するからその時点での内外温度差が、自然温度差$\Delta\theta_H$と云うことになる。

そして、点群の傾きは、$(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_{im})/(\bar{\theta}_{is}-\bar{\theta}_o-\Delta\theta_H)$を表わすことから$(1-S)$は、先に述べた間欠暖房補正係数となって連続暖房に対する間欠暖房時の熱消費量の軽減度合を示すことになる。 各住戸別に得た$\Delta\theta_H$, 間欠暖房補正係数Pを表2-2-3に示す。 各々の住戸で仮りに、P_K値を0.8として、P値を求めれば0.86～0.80となって、P_K値をそろえて見れば住戸間にそれ程の差は現われていない。

このP値は 住戸形式、暖房時間、断熱程度、構造の差を表わしている。 先の因子の内、他を固定し、1因子だけを変化させ、その影響を見た場合、外壁面積が少ない程、暖房時間の長い程、断熱程度の良いもの程、室内の熱容量が多い程、一般的に云ってP値は増大する。 RC造を例にとると 16時間暖房でP=0.93～0.88である。 もし暖房時間だけで燃料消費量が決定されるものとすれば、P→16/24=0.67となるから先との差は夜間冷却期の室温保持の状態を表わしていることになる。 それ故間欠暖房をしていて、P≒1.では実質的に燃料節約の効果はうすい。

ここでは熱容量が小さいと考えられている木造であっても間欠暖房による節約は2割に達していないことに注目したい。 逆に見れば このことは夜間暖房によって温熱環境の改善を試みる場合、それによる燃料費の増加分は確実に2割以下であることを意味している。 一方、暖房面積の縮少と云う対処の場合、夜間暖房と同程度、温熱環境向上の効果があり、しかも、P値の増加もないと云う所から判断すると、最も経済的な方法に

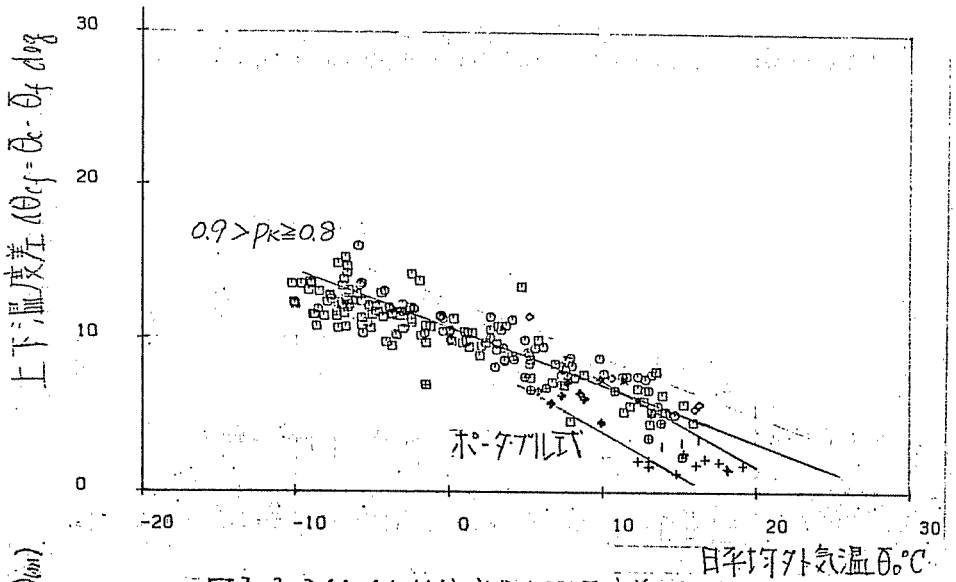
見える。　しかし断熱の普及・向上に伴い、趨勢としては暖房面積は増大の方向にあり、その方向は誤りとは思われない。　先の対処は寒さからの回避ができても温熱環境に対する根本的解決とはなり得ないであろう。省エネルギーは暖房面積の操作で到達できるものであってはならない。

次に　週間灯油消費量の実績について検討する。　極端な暖房面積の変更がない場合には夜間暖房も含めて　灯油消費量は　日平均室温による内外温度差との間で直線的関係にある。　内外温度差が零になる以前に暖房は停止されるが、その横軸切片値が、自然温度差$\Delta\theta_n$である。　この値は　設定室温と日平均室温との差と内外温度差の間で得られた自然温度差と概ね一致する。　この自然温度差は　日射・内部の人体照明炊事発熱などによって形成されるものである所から　当然断熱程度に左右されるが、断熱状態、方位が良い場合8～9deg，悪い状態でも4degを下廻ると云うことはない様に思われる。　この差は年間負荷に大きく影響する。その理由は断熱が良くなると、$\Delta\theta_n$が効果と熱損失そのものが減少すると云う相乗効果が現われるからである。

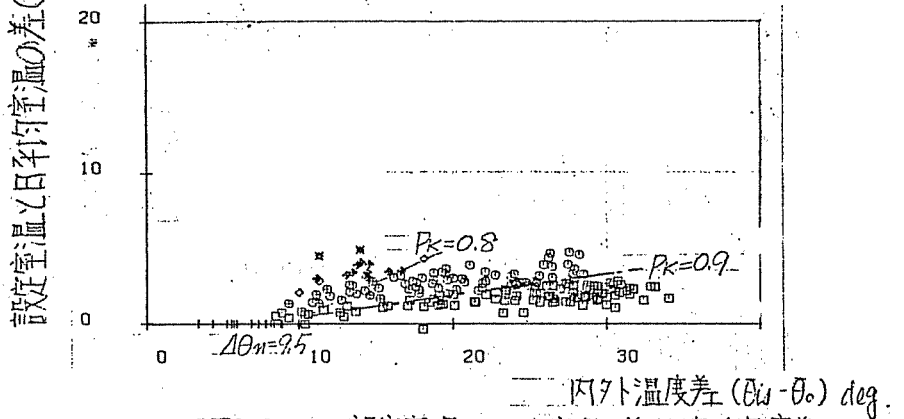
これが、本当の意味の省エネルギーであって、暖房時間、暖房面積の削減・縮少によって燃料費用を軽減するのは　それを節約と云い得ても、省エネルギー（energy concervation）本来の意に反するのではなかろうか。

5。内外温度差に対する上下温度差の割合

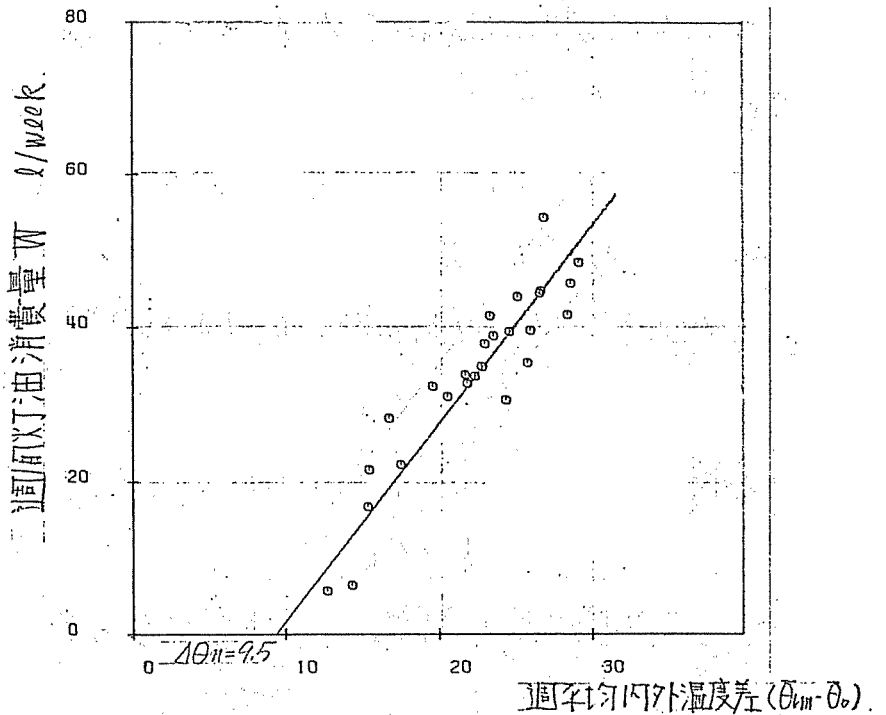
表2-2-3にある様に、測定住戸に於ける内外温度差に対する上下温度差の割合$R=\Delta\theta_{of}/(\theta_{is}-\theta_o)$を、堀江博士の提案した割合と比較すると、最も成績の良い住戸で$R=0.39$であるから、到底「断熱考慮せるもの」の範疇に入らない。　その原因としては　先に述べた様に断熱程度の向上につれて生活空間を拡げる方向にあり、1室と云っても空間規模がLK室であったり、さらにもう1室加わった状態にあることが考えられる。



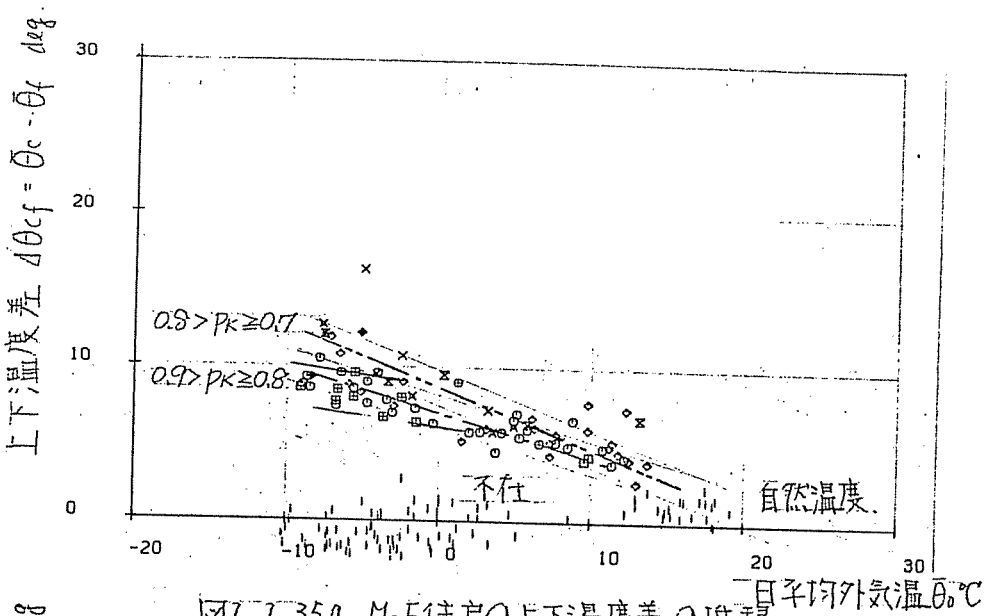
図Z-Z-34a M-H住戸の上下温度差の推移



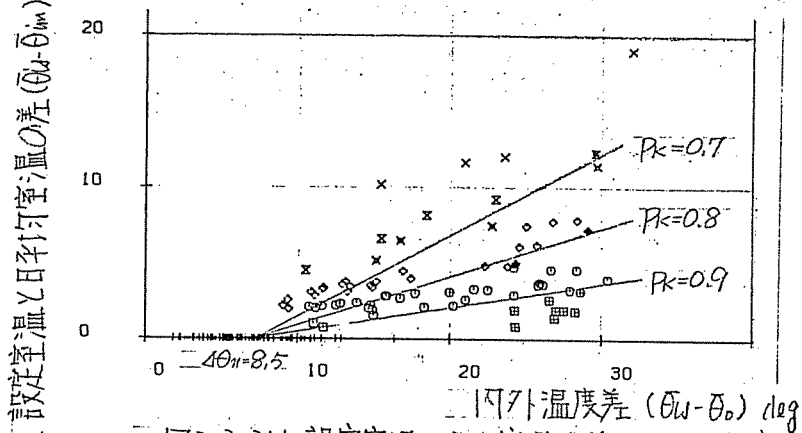
図Z-Z-34b 設定室温.日平均室温の差と内外温度差



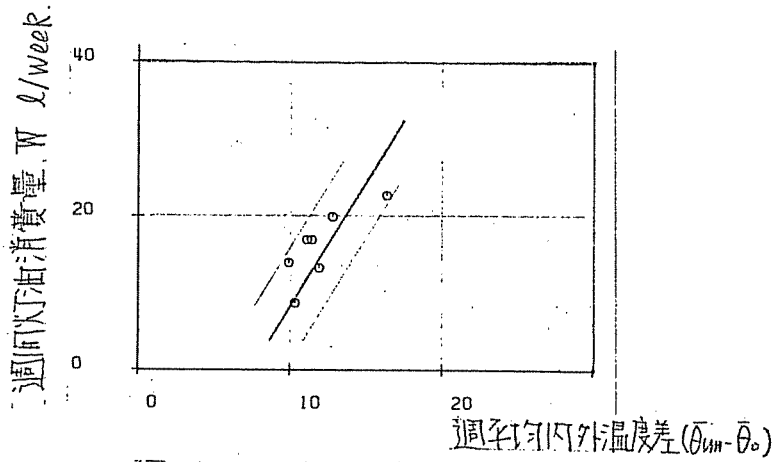
図Z-Z-34c M-H住戸の週間灯油消費量



図Z-Z-35a. M-E住戸の上下温度差の推移



図Z-Z-35b. 設定室温,日平均室温の差と日外温度差



図Z-Z-35c M-E住戸の週間灯油消費量.

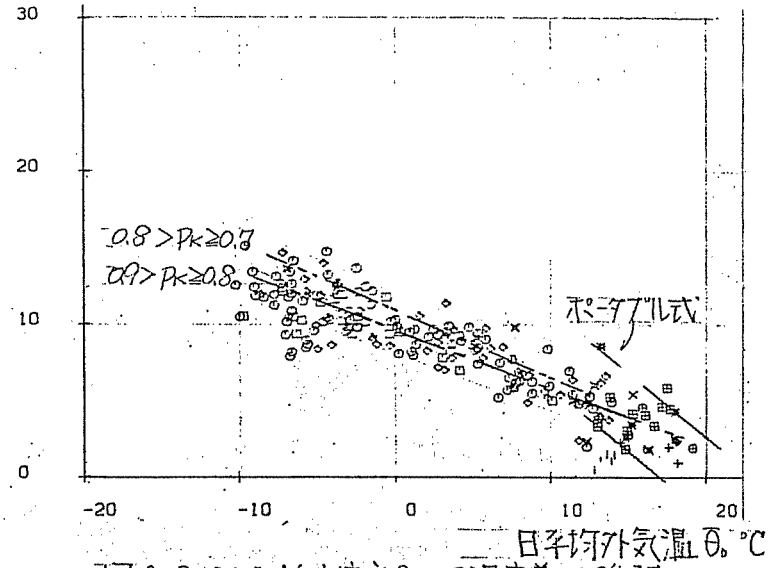


図 2-2-36a M-A住戸の上下温度差の推移

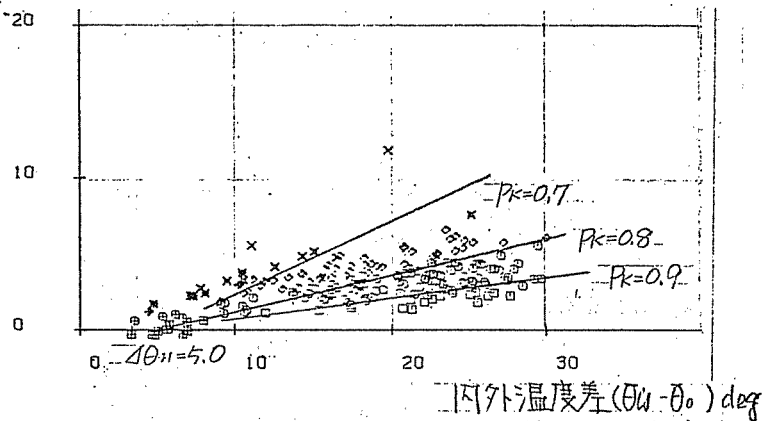


図 2-2-36b 設定室温 日平均室温の差と内外温度差

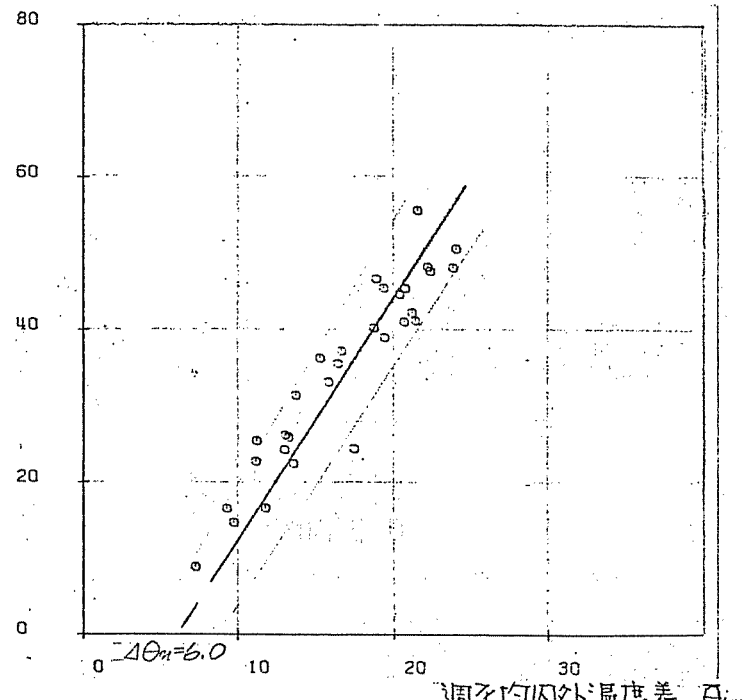


図 2-2-36c M-A住戸の週間灯油消費量

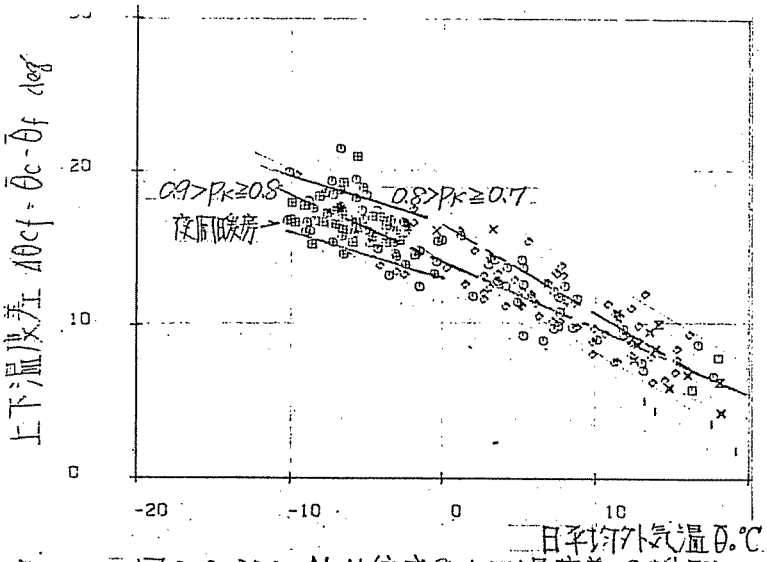


図 2-2-37a. M-N住戸の上下温度差の推移

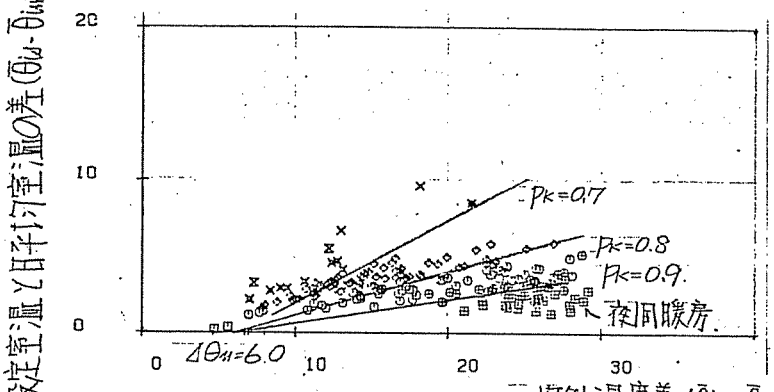


図 2-2-37b 設定室温-日平均室温の差と内外温度差

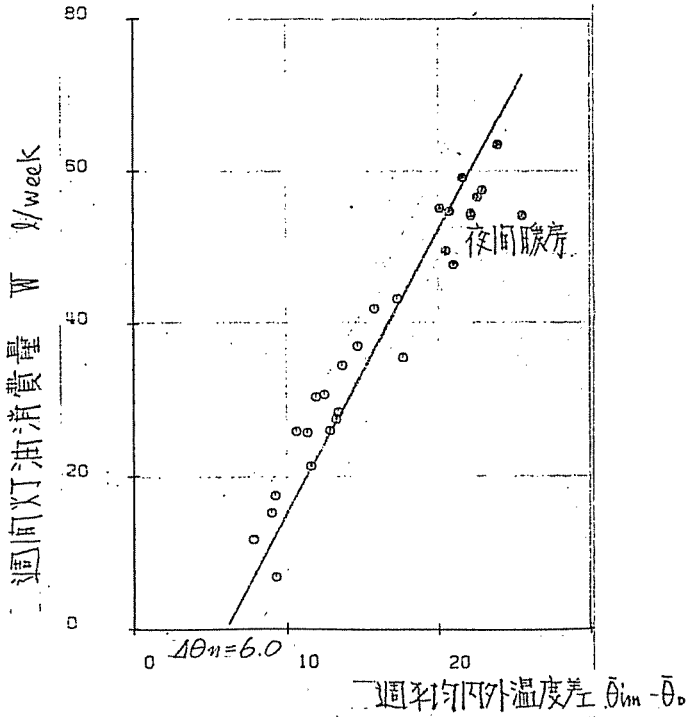


図 2-2-37c. M-N住戸の週間灯油消費量.

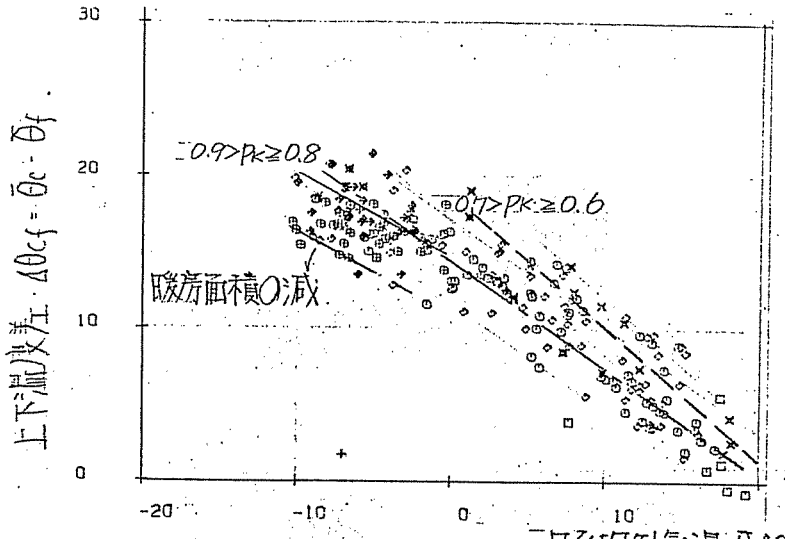


図 2-2-38a M-Y住戸の上下温度差の推移

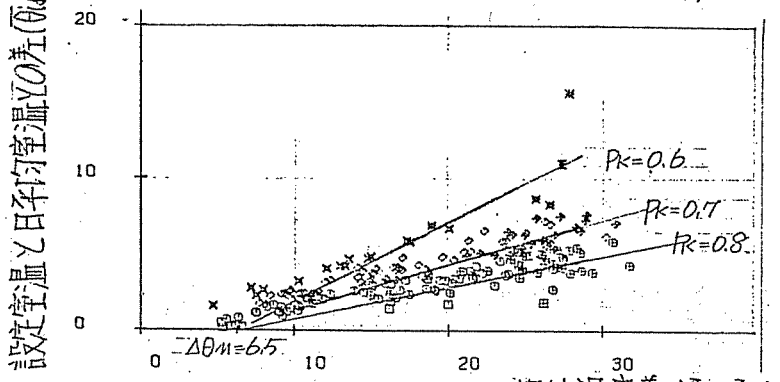


図 2-2-38b 設定室温 日平均室温の差と内外温度差

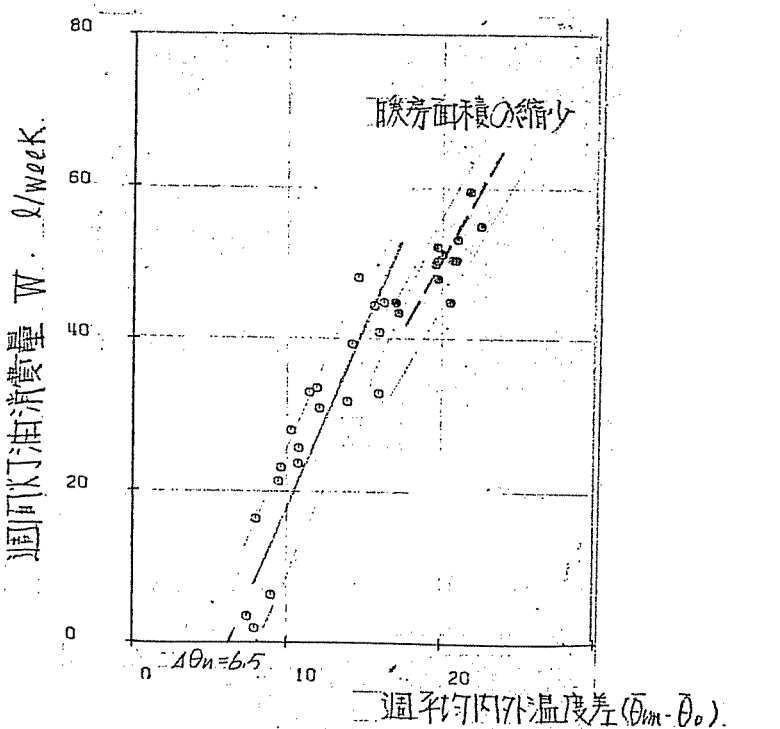


図 2-2-38c M-Y住戸の週間灯油消費量

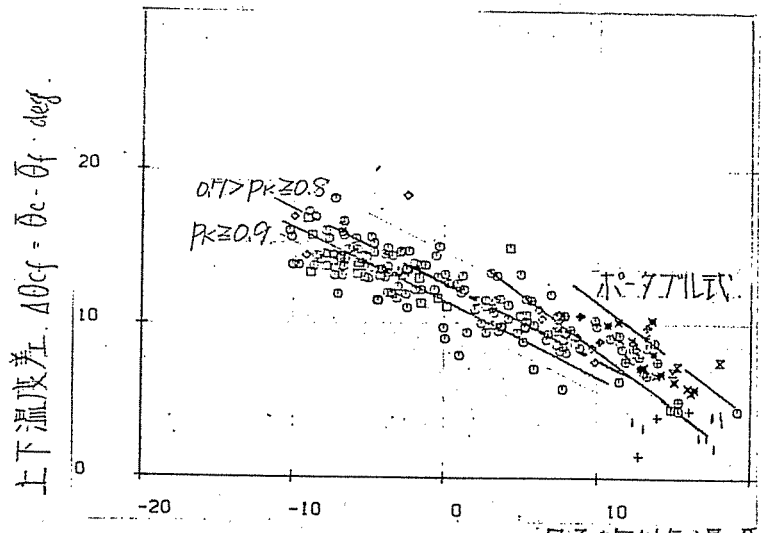


図7-2-39a. M-K住戸の上下温度差の推移

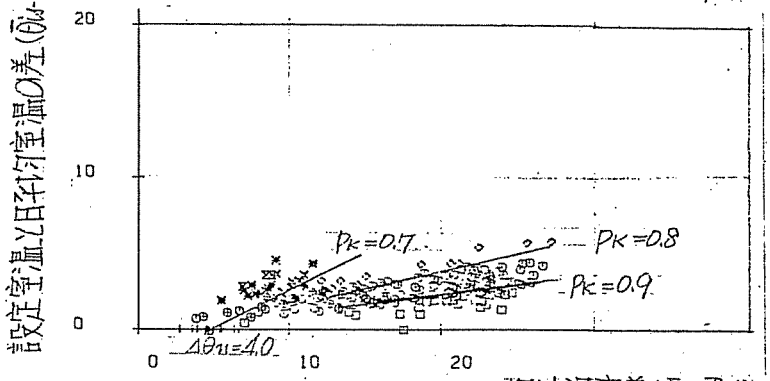


図7-2-39b. 設定室温,日平均室温の差と内外温度差

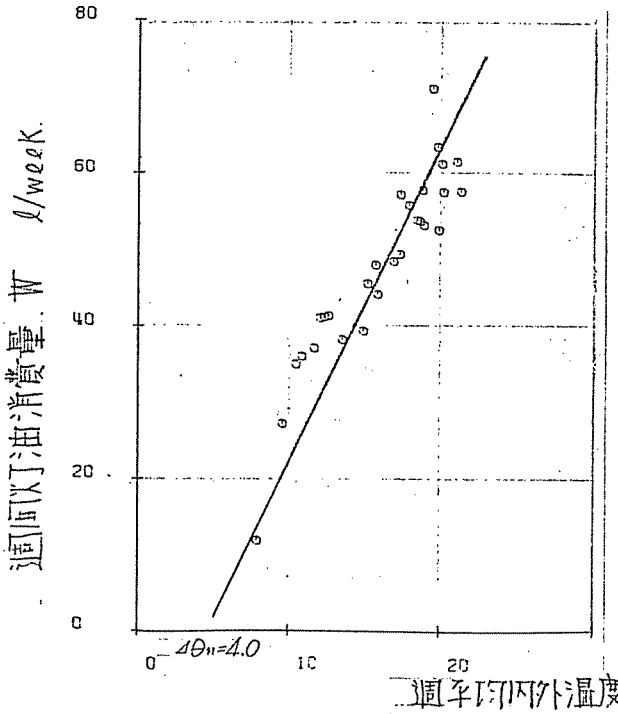
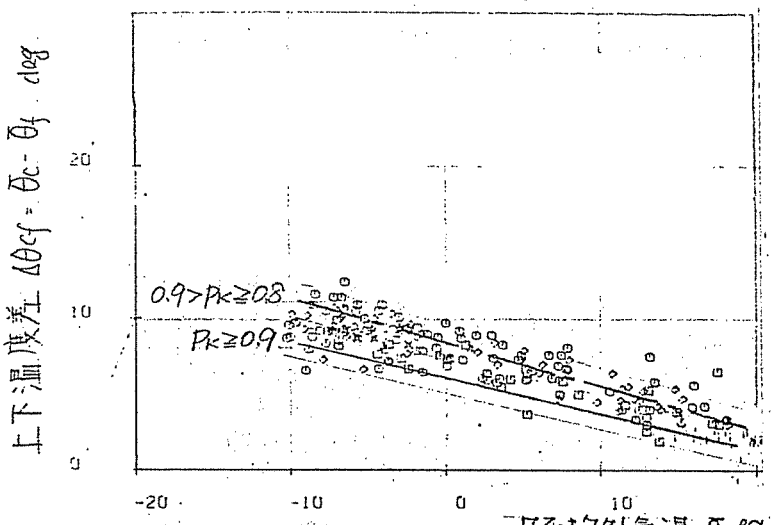
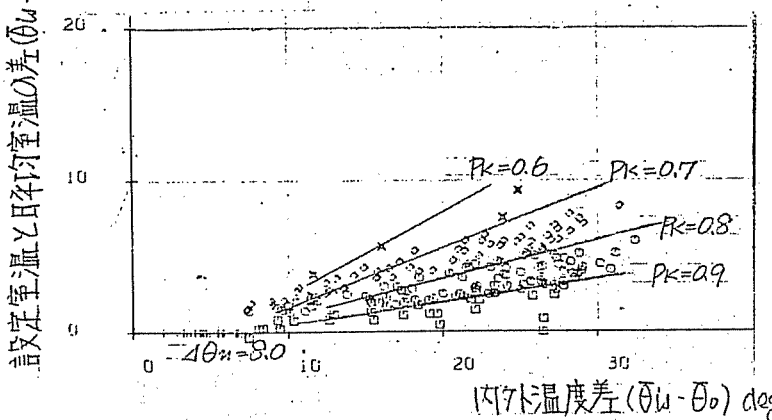


図7-2-39c. M-K住戸の週間灯油消費量



図Z-Z-40a MD-E住戸の上下温度差の推移



図Z-Z-40b 設定室温と日平均室温の差と内外温度差

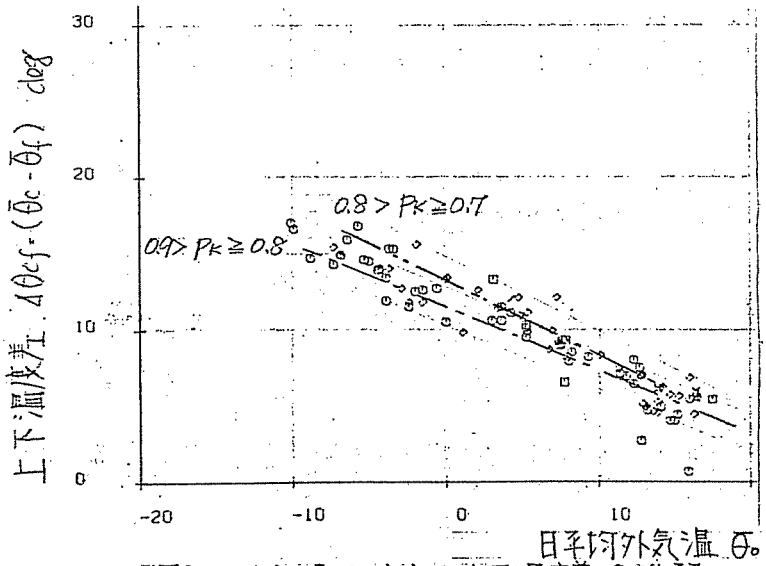


図 2-2-41a I-D住戸の上下温度差の推移

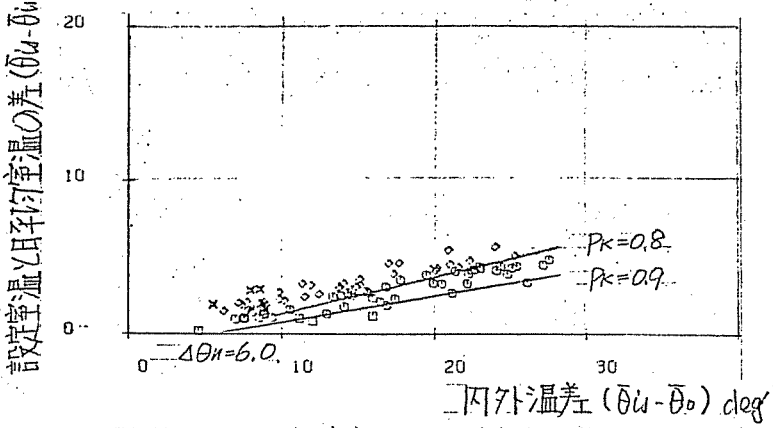


図 2-2-41b 設定室温 日平均室温の差と内外温度差

その結果、居間にストーブ1個でと云う暖房では　副暖房室から還流する冷気流が　主暖房室（居間）の床付近に成層。停留する様になるので、設定室温だけで見れば居住室の温度環境が満されていたとしても　先の床付近の寒さによって　直接的「暖かさ」即ち輻射熱源（ストーブ）は、欠くべからざるものとなると云って良いであろう。

断熱の比較的良い住戸は、夜間暖房を行うことによって、内外温度差に対する上下温度差の割合Kが　0.41から0.26へと改善される所から間欠暖房と云う生活習慣からくる「時間遅れを伴った寒さ」も　温度環境を確実に不満足のものとなさしめる要因とすることができる。

その意味では　家屋の断熱だけで温度環境を良好ならしめ得ると考えるのは早計であろう。　床付近に成層している寒さを追放するためには生活面をも含めた諸々の方策を講じ、その結果としての上下温度差の解消でない限り、充分な温熱環境を手に入れることはできない。　その為にはまず、住う側が、暖房習慣（間欠暖房）の改善を図り、出来うる限り副暖房室、非暖房室的性格の居室の存在（部分暖房）を避けると云う努力が必要となるであろう。

以上の検討から中央暖房は暖かさを得るためのものではなく、むしろ、全室・全日暖房を可能にする一形態であって、かつ床付近の寒さを取り除く手段の1つであると云うことができよう。

この内外温度差に対する上下温度差の割合Kについては、本章の最後の節の所で、設定室温の関係で取り上げる。　そでは、①独立住宅と集合住宅など住戸形態からくる差異、②個別暖房と中央暖房など暖房器種の影響について検討している。

表 2-2-3. 測定住戸の自然温度差と上下温度差、内外温度差の比 (独立住宅、個別暖房)

住戸	暖房室数 / 断熱等	暖房面積	家族構成	寒さへの対応	R値の範囲	S値 / P値	灯油消費量 l/day·m²·℃	自然温度差 Δθn·deg	設定室温 θis (θo)(7)	θo=10℃ Δθcf / Δθcf/(θis−θo)	θo=0℃ Δθcf / Δθcf/(θis−θo)	θo=−10℃ Δθcf / Δθcf/(θis−θo)
M-H	2室 / 50mm	23.9	大2 高中		0.8~0.9 (3)	0.159 (4) / 0.841	0.373 0.0156	9.5 (6)	22.0+0.28θo	7.3 (8) / 24.5 (9) / 0.50	11.0 / 22.0 / 0.50	14.7 / 19.0 / 0.50
M-E	2 / 50	28.9	大2 幼乳	夜間暖房	0.7~0.9	0.160 / 0.848 0.913 (5)	0.457 0.0158	7.5	20.0+0.18θo	5.1 / 22.5 / 0.41	8.2 / 20.0 / 0.41	11.8 8.0 (10) / 19.0 20.5 (11) / 0.41 0.26 (12) / 0.41
M-A	1 / 25	17.0	大2 高		0.7~0.8	0.146 / 0.854	0.449 0.0264	6.0	20.5+0.15θo	6.0 / 23.5 / 0.46	9.4 / 20.5 / 0.46	13.5 / 19.0 / 0.47 / 0.46
M-N	1 / 25	17.0 26.7 (1)	大2 幼2	夜間暖房	0.7~0.8	0.154 / 0.846 0.896	0.519 0.0305	6.0	20.0+0.30θo	9.6 / 23.0 / 0.73	14.0 / 20.0 / 0.70	18.4 18.0 / 17.5 19.0 / 0.62 0.69 / 0.72
M-Y	1 / —	18.4 28.1 (2)	大2 幼乳	暖房面積の減	0.7~0.8	0.213 / 0.787	0.529 0.0283 / 0.698 0.0248	6.5	20.0+0.25θo	7.6 / 21.5 / 0.66	13.0 / 20.0 / 0.65	21.5 18.0 / 18.0 19.0 / 0.68 8.59 / 0.65
M-K	2 / —	28.1	大4		0.8~0.9	0.138 / 0.862	0.563 0.0200	4.0	18.0+0.34θo	7.7 / 21.5 / 0.68	12.5 / 18.0 / 0.69	17.3 / 15.0 / 0.69 / 0.69
MD-E	2 / 100	23.1	大4 幼乳		0.7~0.9	0.159 / 0.841		8.0	22.0+0.23θo	5.6 / 24.0 / 0.40	8.5 / 22.0 / 0.39	11.4 / 19.5 / 0.39 / 0.39
I-D	1 / 0	9.9	大2.		0.7~0.8	0.167 / 0.833		6.0	19.5+0.25θo	7.4 / 22.0 / 0.62	12.0 / 19.5 / 0.62	16.5 / 17.0 / 0.62 / 0.62

注). (1) 夜間、快晴日、寝室(北側居室)の襖を開放.
(2) 昼間、寒ければ寝室の襖を閉じる.
(3) 日平均室温低下率 $P_K = (\bar{\theta}_{um} - \bar{\theta}_o)/(\bar{\theta}_u - \bar{\theta}_o)$. deg/deg.
(4) $P_K = 0.80$ 除の $S = (\bar{\theta}_u - \bar{\theta}_{um})/(\bar{\theta}_u - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n)$ deg/deg.
(5) 夜間暖房時の間欠暖房補正係数 P
(6) $(\bar{\theta}_u - \bar{\theta}_{um}) = 0$ 又灯油消費量が0となる時の内外温度差.
(7) $P_K = 0.80$ のときの設定室温
(8) 暖房時間平均での上下温度差 $\Delta\theta_{cf} = \bar{\theta}_c - \bar{\theta}_f$
(9) 推定外気温に於ける平均的設定室温 $\bar{\theta}_u$.
(10) 夜間暖房などを行った場合の $\Delta\theta_{cf}$
(11) 〃 $\bar{\theta}_u$
(12) 〃 $\Delta\theta_{cf}/(\bar{\theta}_u - \bar{\theta}_o)$.

表 2-2-4. 上下温度差と内外温度差の割合.

家屋構造	$\frac{\theta_c - \theta_f}{\theta_i - \theta_o}$
A 断熱十分なもの	0.20
B 〃 考慮せるもの	0.25
C 〃 なき不燃構造	0.30
D 〃 なき木造	0.40

Dr 堀江提案 (建築計画保論. II).

2.3. 集合住宅の温度環境

231 実測調査の概要

一般的に云って集合住宅では1住戸あたりの構成室数が同じであれば、細部はともかくとして平面形・床面積規模にそれ程の差は現われないと云って良い。また、構造体がRCであるため熱容量が大きく、基準階平面が数階に積層することから床面積あたりの外壁面積の少ない分だけ熱損失も少ないと云う特徴を有する。

本節では、前節の独立住宅の場合と同じ整理方針で、①同一平面形住戸を対象として、住戸位置による差、②ストーブ暖房住戸と中央暖房住戸の上下温度差の現われ方の違い、③木造独立住宅に比較した場合の熱容量の大きさ、暖房面積あたりの外壁面積の少なさからくる設定室温、上下温度差の差異などについて検討している。

1. 対象住戸

内訳は、石油ストーブを使用している公団アパート3戸、温水による集中暖房を採っている公団アパート3戸、計6戸である。測定対象住戸の平面図を図2-3-1aから1fに示す。独立住宅の場合と同様に、生活々動範囲を知るために家具・調度の配置、及び○、●印にて上(FL+1800)下(FL+100)の温度の測定位置を記入してある。家族構成等々については、表2-3-1に示す。

2. 温度分布、灯油消費量の測定

室温は、主要暖房室である居間又は台所の鴨居高、床上の2ヶ所に1週巻自記温度計を設置し計測した。測定温度変動の整理方法は独立住宅の場合と同様である。灯油消費量については、油量メーターを石油ストーブ使用住戸に設置し、週毎の読取り数値の差額をもって週間灯油消費量とした。外気温(3時間毎定時観測値、日平均)、日照時間、雲

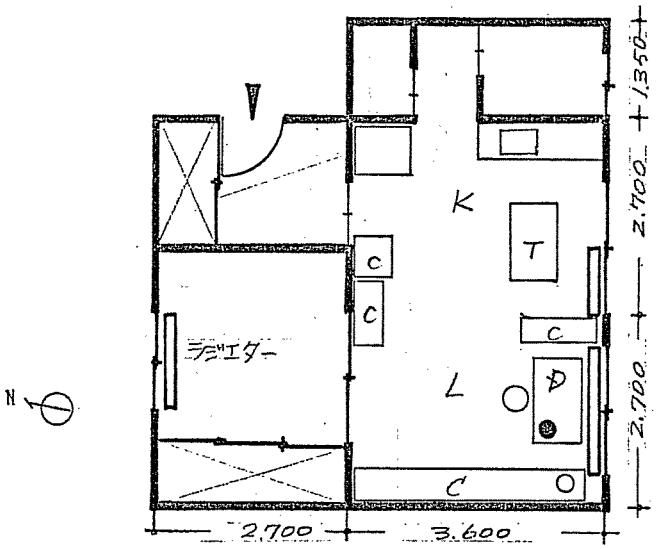


図7-3-1A 集合住宅 MK-Y (4F・中央)

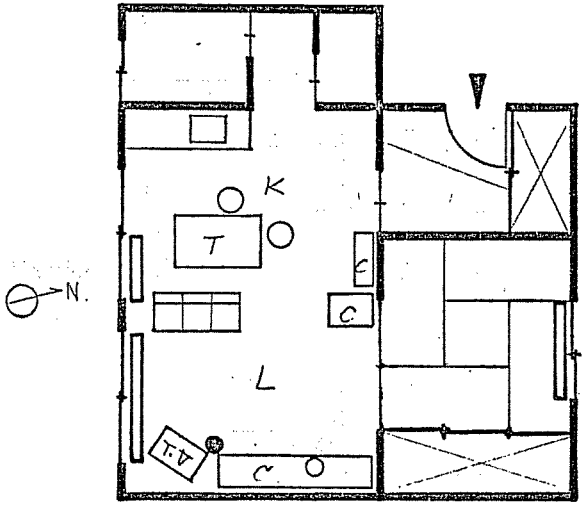


図7-3-1B 集合住宅 MK-K (5F・中央)

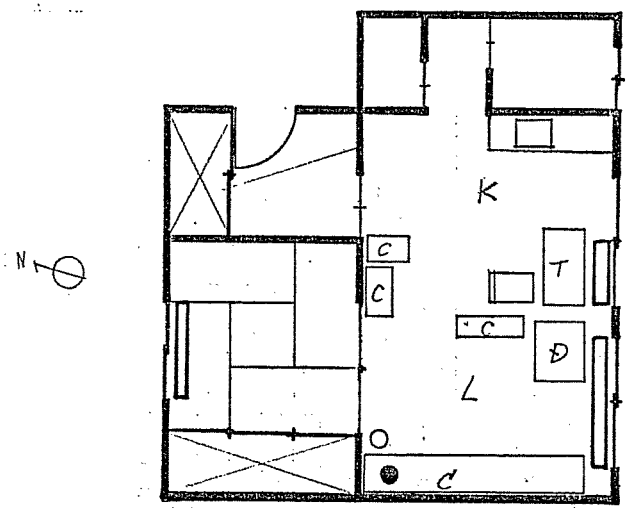


図7-3-1C 集合住宅 MK-M (1F・端部)

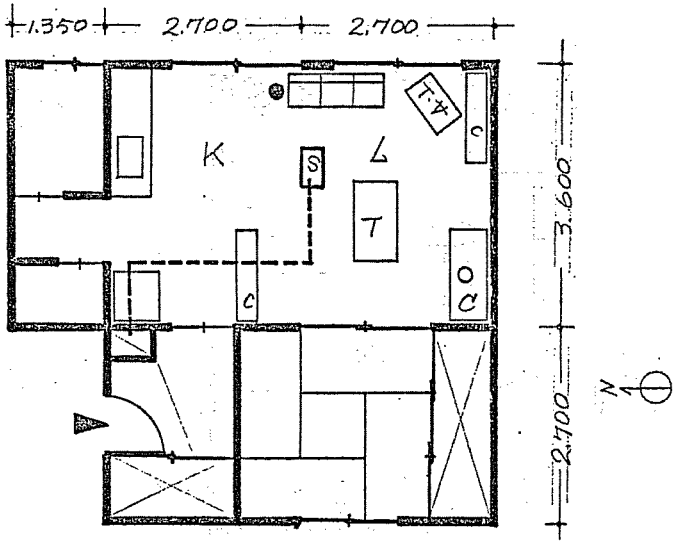


図7-3-1d 集合住宅 S-K (1F·中央)

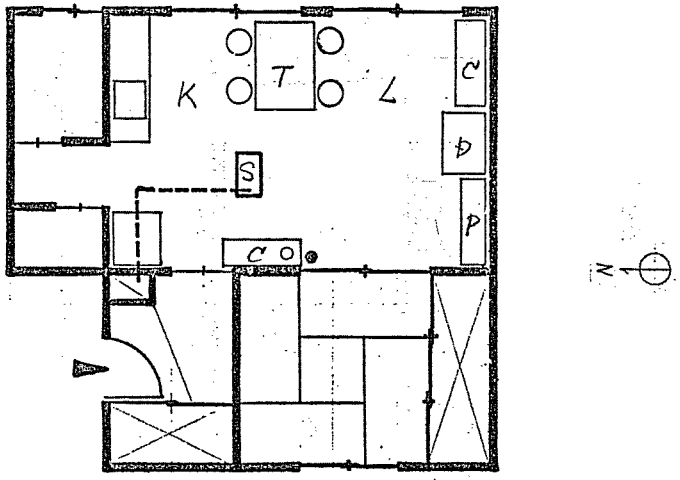


図7-3-1e 集合住宅 S-T (4F·中央)

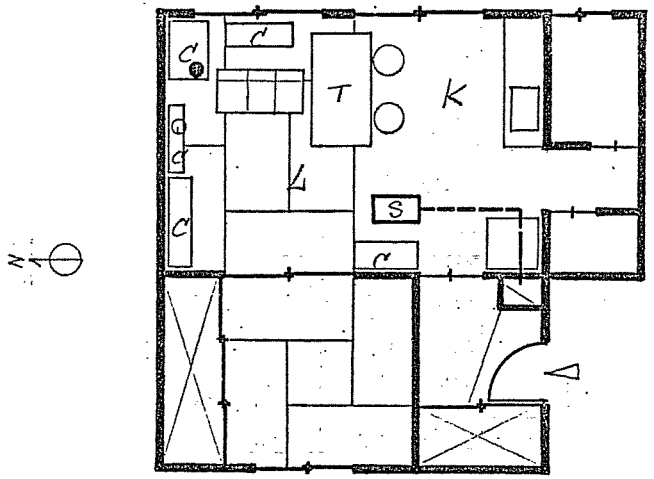


図7-3-1f 集合住宅 S-H (4F·中央)

表2-3-1　測定対象住戸の内訳

対象住戸	床面積(m²)	暖房面積	家族構成(人) 大	中	小	幼	乳	計	職業	暖房形態	測定項目	測定期間	備考
円山北町													
最上階中央 MK-K	38.88.	29.16	2			1	1	4	会社員	温水中央暖房	上下温度分布	S50.9.14～S51.2.13	
中間階中央 MK-Y	〃	〃	2				1	3	自営	〃	〃	S50.9.14～S51.2.13	
最下階端部 MK-M	〃	〃	2				1	3	会社員	〃	〃	S50.9.14～S51.2.13	
白石中央（本郷）													
中間階中央 S-T	38.88	29.16	2		1	1		4	(共稼) 会社員	石油ストーブ	灯油消費量 上下温度分布	S50.9.14～S51.2.13	
中間階中央 S-H	〃	〃	2				1	3	〃	電気ストーブ 石油ストーブ	〃	S50.9.14～S51.2.13	サーキュレーター
最下階中央 S-K	〃	〃	2			2		4	〃	石油ストーブ	〃	S50.9.14～S51.2.13	

円山北町団地：　札幌西部に位置し、住宅団地を対象とした本格的地域暖房としては、小規模ながら我国最初のもの（昭和47年）に属すると云って良いであろう。

白石中央団地：　札幌東部（本郷）に位置し、比較的最近（昭和48年）造営されたものである。

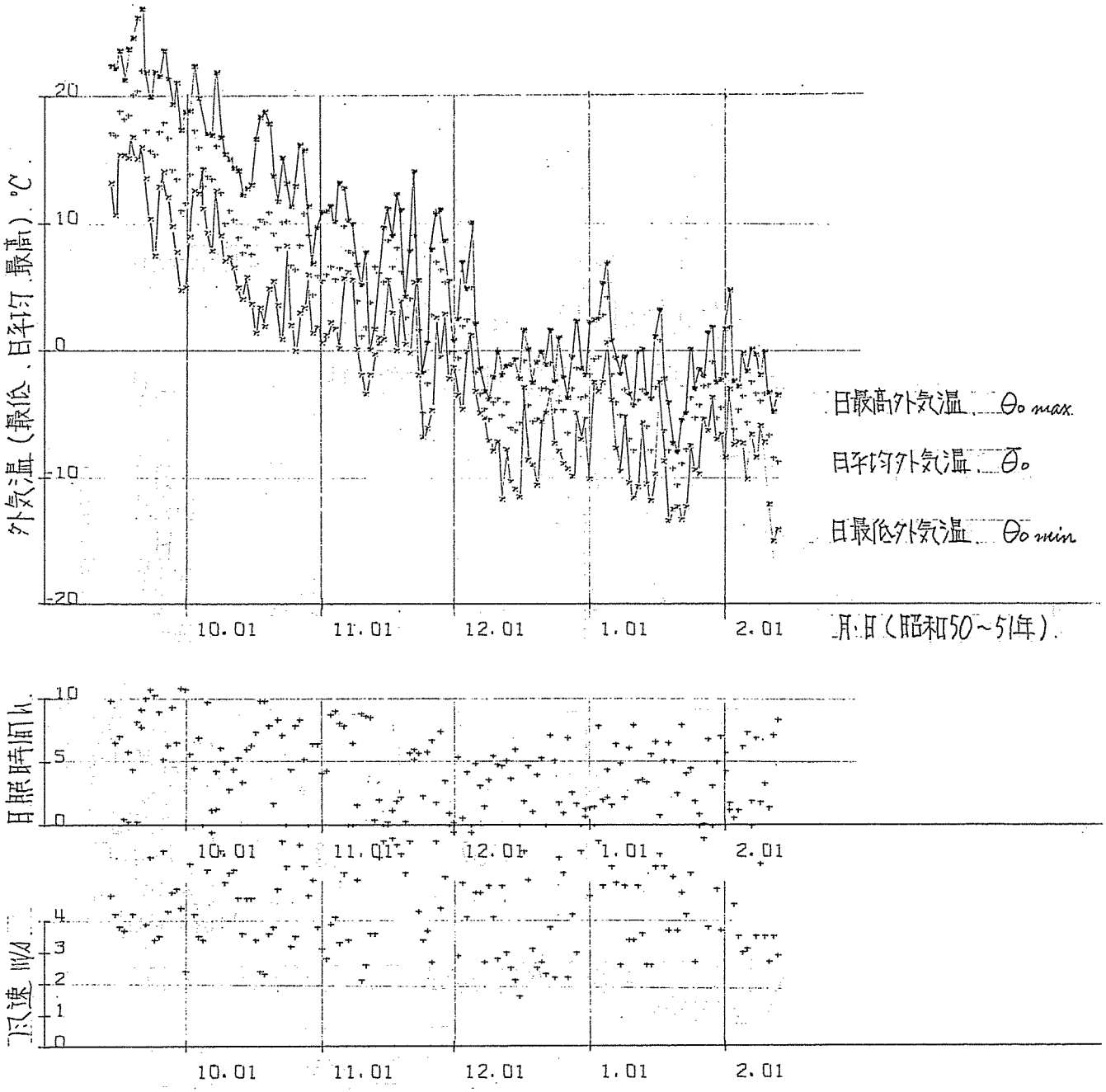


図2-3-2 昭和50～51年・冬の風速・日照時間・外気温（札幌気象台）．

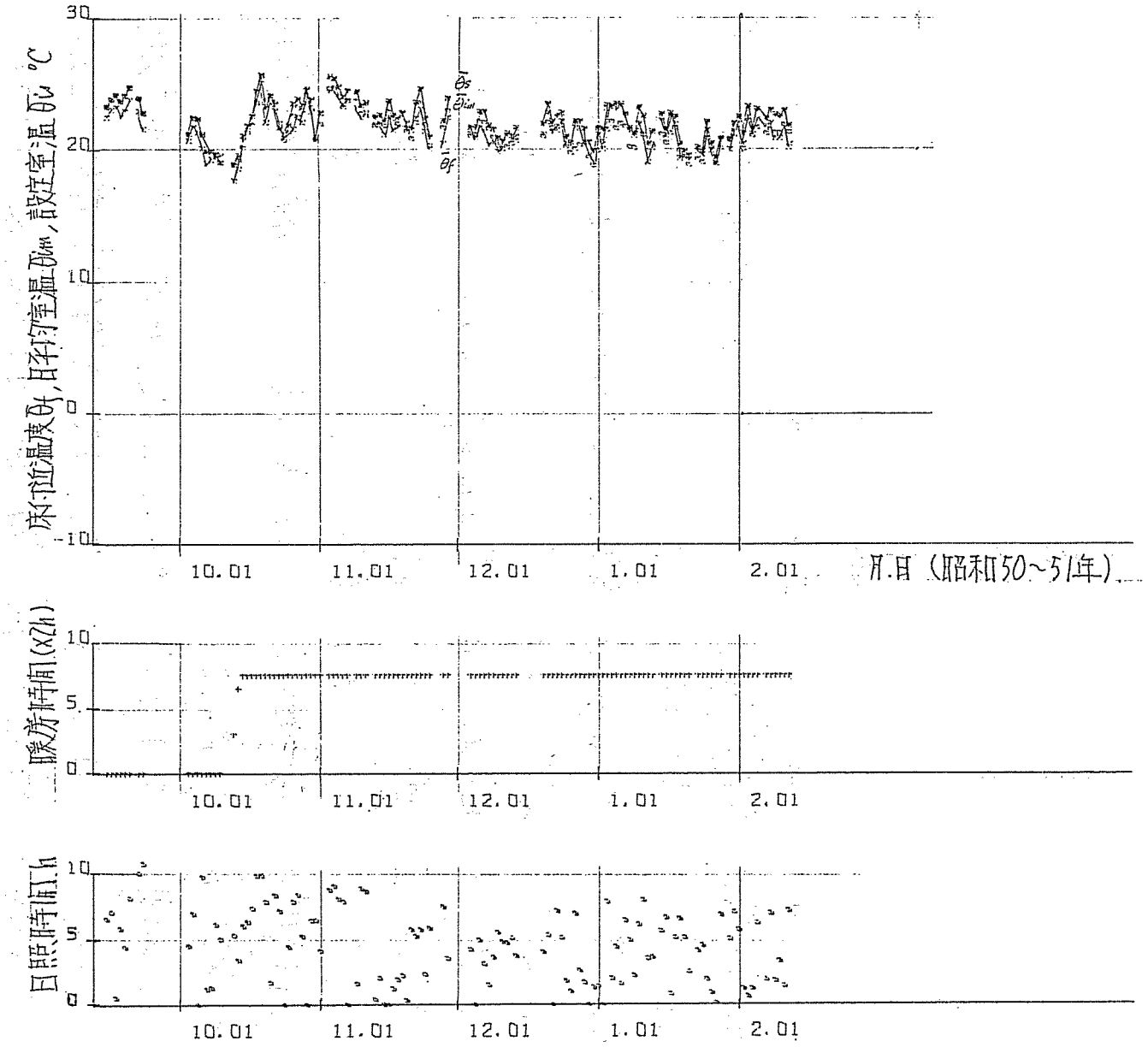
量．風速値は．札幌気象台によっている。

各住戸の日平均室温θ_{in}，設定室温θ_s，床付近温度θ_f．暖房時間．灯油消費量を図2-3-30から3fに示す。　ここで注目したいのは．集中（中央）暖房と個別暖房住戸の間の温度の推移．ならびに日毎の暖房時間の推移の差異についてである。　中央暖房の場合には．いずれも15へ16時間に暖房時間が設定されているために．日毎の温度較差が少ない。　また外気温の低下につれた設定室温の動静には．それ程の変化を見ることはできない。　一方　個別暖房の方は．日毎の変化は大きく．外気温の低下につれて．設定室温が上昇したり．逆に下降したりして．住戸によっては違いが現われてくる様に見受けられる。

検討項目を．外気温の低下に伴う室温変動パターンの変化の様子．天井。床付近温度の推移．日平均室温。設定室温の推移．上下温度差，間欠暖房補正係数．灯油消費量．自然温度差とすると．ある面で．木造独立住宅と全く同様の傾向として判断できる項目．その反対に異質の性格のものとして考えなければならない項目があった。　その1は．頭初から予想されたことであるが．先にも述べた室温の日毎変動較差の少なさである。それが為か．床付近温度の動静が木造独立住宅の様子とは異なっていて．乳幼児がいても夜間暖房は全く行なわれていない様である。　また「寒さへの対処」の1つとしてあげた暖房面積の縮少を集合住宅に於いても行なっていた場合もあったかもしれないが．室温変動の様子からは全くうかがい知ることができなかった。

この点に関しては．測定対象住戸数が少ないため．たまたまその様な住戸が現われなかった．と云うのではなくて．集合住宅の床付近温度の動静から判断して木造独立住宅個別暖房の様に切実な寒さへの対処の1つとしては．ほとんど必要がなかったのではなかろうか．と想像される。

次に　暖房期間中の室温変動パターンの変化について検討する。



図Ⅱ-3-30 MK-K住戸(5F中央)の暖房時間, 床下近傍温度, 日平均室温, 設定室温の推移

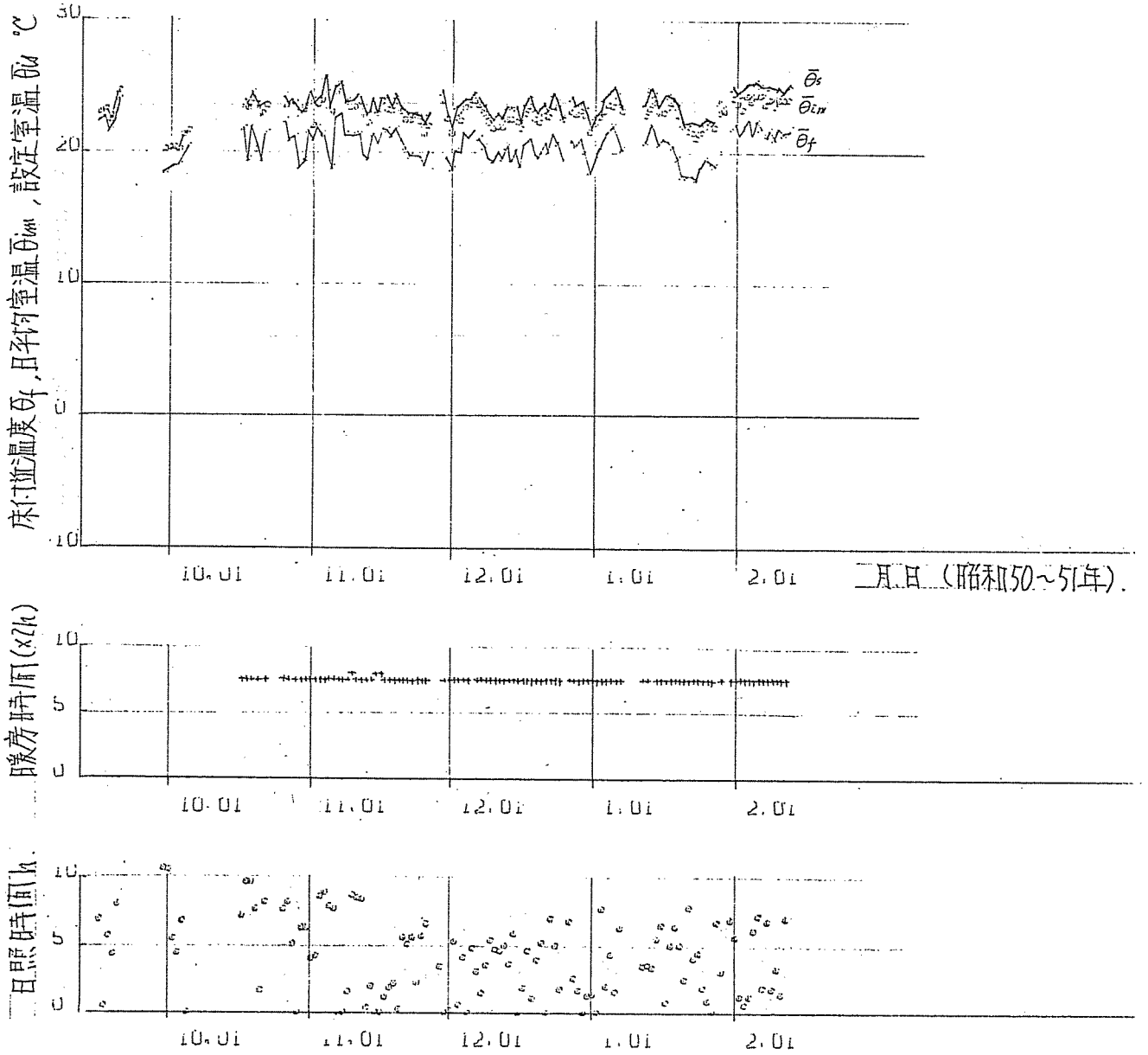


図7.3-3a. MK-Y住戸(4F中央)の暖房時間.床下近温度.日平均室温.設定室温の推移.

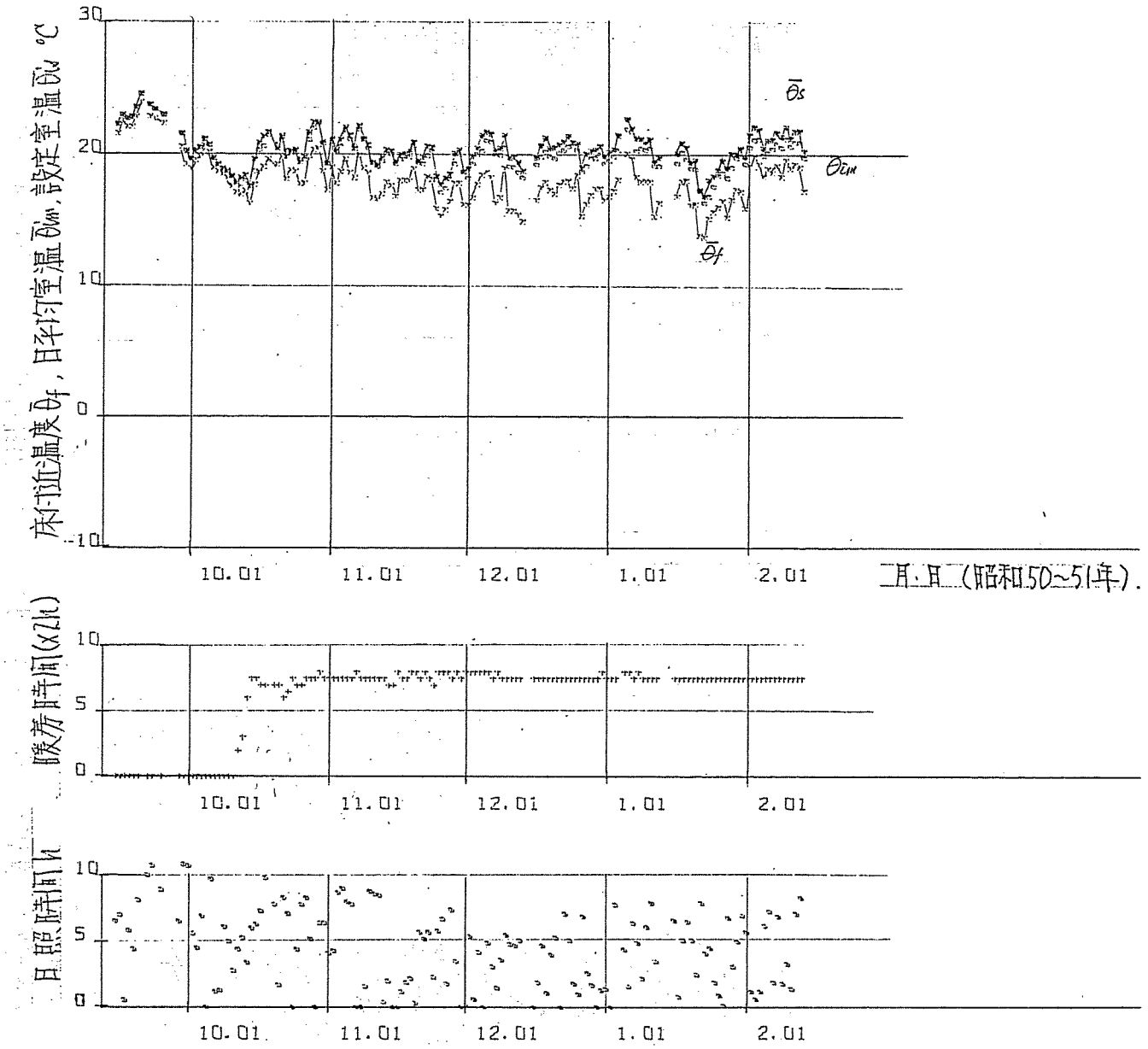


図7-3-3c. MK-M住戸（1F·北端部）の暖房時間、床付近温度、日平均室温、設定室温の推移.

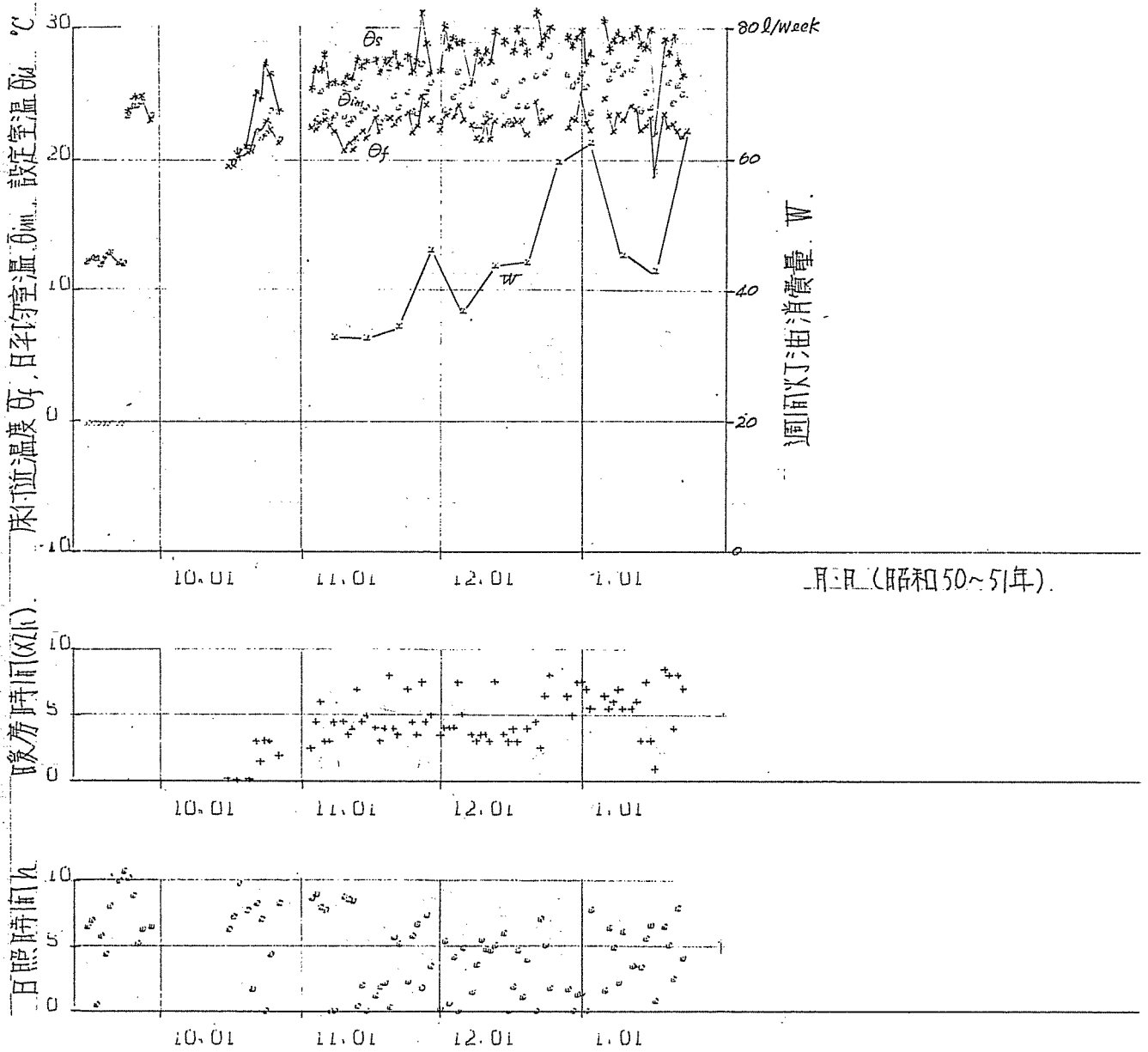


図7-7-3d. S-T住宅(4F-中央)の暖房時間, 床下近温度, 日平均室温, 設定室温, 灯油消費量の推移.

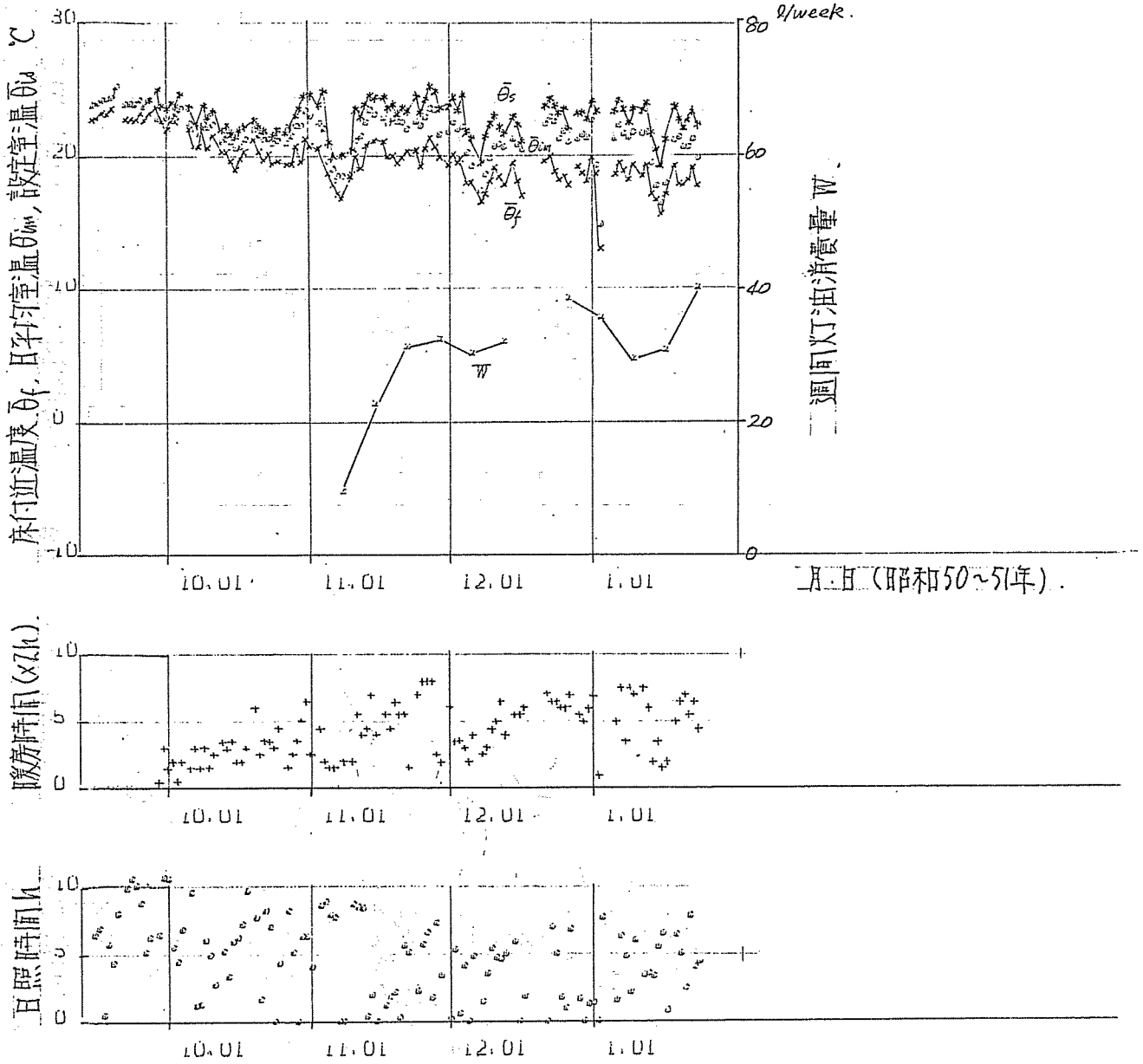


図1-3-3e S-H住戸(4F中央)の暖房時間床付近温度 日平均室温 設定室温 灯油消費量の推移.

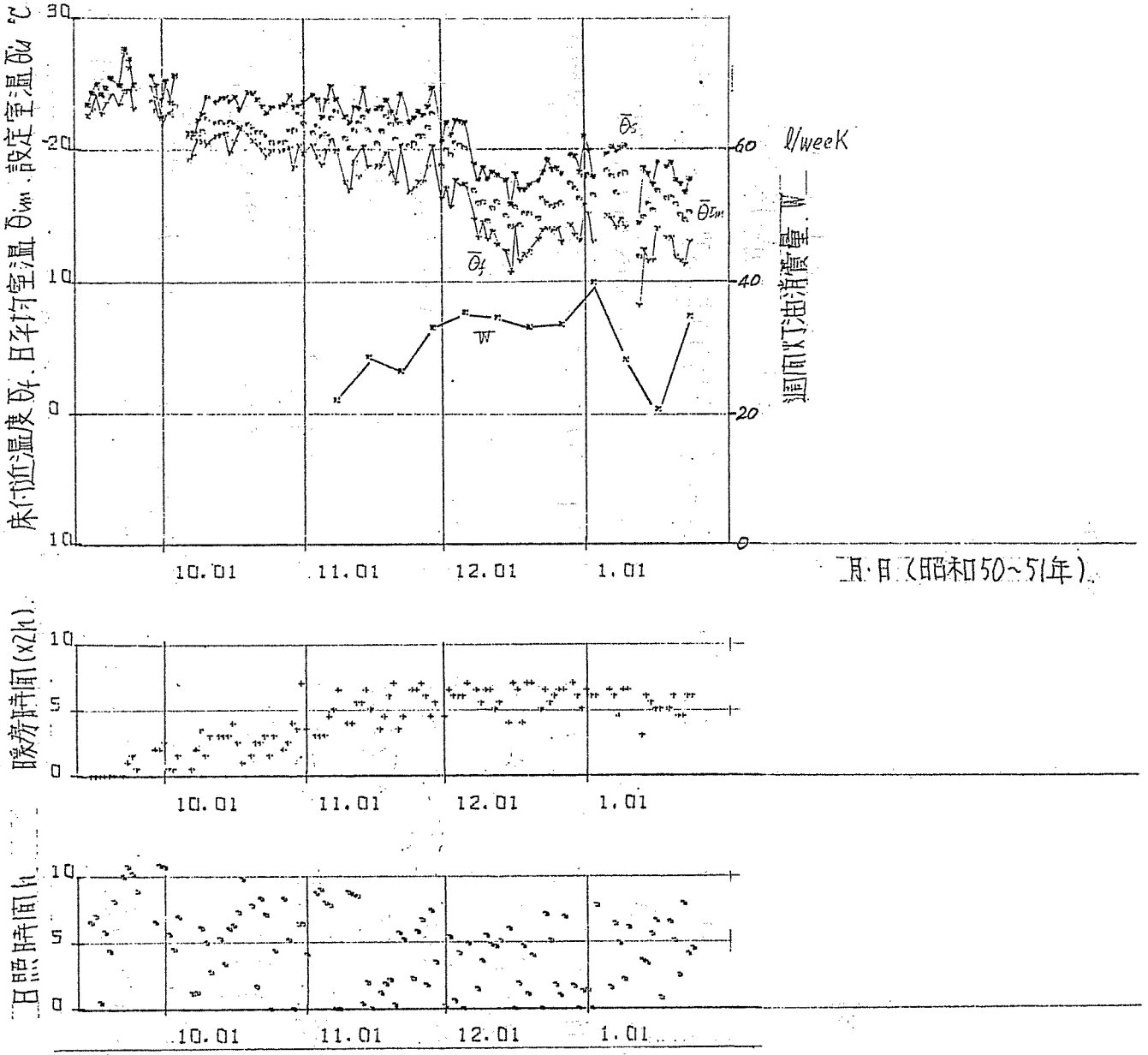


図7-2-3f S-K住戸(1F中央)の暖房時間，床付近温度，日平均室温，設定室温，灯油消費量の推移

232　室温とその変動形態

1。外気温低下に伴う室温変動パターンの様子.

独立住宅について検討したと同じ様に暖房開始期、過渡期、最寒期に於ける代表的室温変動のパターンについて整理したものを図2-3-40ヘ40に示す。　暖房開始直前の自然温度変動を見ると、独立住宅の場合と同様に、日較差も少なく（居住時の特徴）、上下温度差も2deg程度と考えて良い。　これは　炊事　日射などの室内取得熱を窓の開閉などによって換気調整しているためであり、集合住宅では建物の熱容量の大きいことの影響も加わっているものと思われる。　また、熱的居住性の評価手段として上下温度差を良く用いるが、自然温度変動を見る限りに於いては上下差が皆無と云うのは不自然の様で、雰囲気（活性）の面ではこの2deg程度に意義（清涼感、爽快感）があると云うべきなのかもしれない。

暖房開始前では　当然のことながら中央暖房。個別暖房による差異は認められない。　唯、住戸位置によって、例えば最下階はその上階に比較して室温が若干低いと云う差異が現われる。　中央暖房住棟では　10月中旬から暖房が開始されるが、外気温は朝方で5℃を割り　1下端部住戸で床付近温度は16℃前後まで落込んでいる。　そのためか　暖かさに対する飽満感に応える様に想像以上に設定室温を上げていると思われる中間階中央住戸（MK-Y）の例もある。　聞き取りによると　この時期では室温調整を　バルブの開度と云うよりも、放熱器数の増減等よりも手取り早く窓の開閉にて行なっている。　暖房が開始されると、自然温度変動時には差らしい差が現われなかったのに比べて、住戸による差が中央暖房住棟に於いてもはっきりと現われる様になる。　例えば、最上階中央、中間階中央住戸を比較した場合、床面積当りの外壁面積の多い最上階の方が上下温度差が少ないと云う興味ある結果が得られた。　これは、集合住宅の場合単に壁の熱損失量ばかりでなく、住棟全体を含めた換気特性の把握の必要

なることを示唆していると云えよう。　この様に、何が課題となりそうか が分ってくることが、実測を行う意義の1つであると云って良い。

次に　個別暖房の場合について検討する。　個別暖房では暖房が、開始されると、居住者の生活が反映される様になる。　例えば、中央暖房に比べて、暖房開始の時期は早く、そしてその開始の早いものと遅いものとでは1ヶ月もの開きがある。

4F中央住戸	$\bar{\theta}_c = 20.2\,^\circ C$, $\bar{\theta}_f = 19.7$	(10月22日)
4F中央住戸	$\bar{\theta}_c = 22.8\,^\circ C$, $\bar{\theta}_f = 20.3$	(9月29日)
1F中央住戸	$\bar{\theta}_c = 24.8\,^\circ C$, $\bar{\theta}_f = 21.8$	(9月23日)

ここで重要なことは、各々の住戸の開始時期ではなく、何度でかであろう。　と云うのも、室温は相対量ではなく、絶対量で判断されるからである。　この開始期の室温(今の所、壁面温を無視すれば)、20℃前後が　一種の限界指標温度として見て良いと思われる。

過渡期になると、中央暖房の場合、放熱器数を増し、2～3室暖房へと移行して、室温変動は朝低・夕高の室温変動パターンとなる。　先にも述べたが、中央暖房では放熱量の調整をバルブの開度よりは、放熱器の数(全室を開放して生活しているため)，窓の開閉と云う手取り早い方法が採られるケースが多い。　せめて放熱器の数で室温を調整する姿勢が望まれることを　ここでは指摘したい。　と云うのも、対象住棟の暖房料金体系が、従量制ではなく定額制によっていることが原因になっているからかもしれないと云う見方もできるからである。　因に　個別暖房住戸では窓の開放調整は見受けられなかった。

木造独立住宅では　夜間暖房の場合を除けば、夜間に暖房が停止すると同時に上下温度差は解消されていた。　一方　集合住宅では、その差が夜間にほとんどそのまま持ち越されると云う様なパターンになっている。この理由は　構造体がRC造で熱容量が大きく　床面積当りの外壁面積の

少ないことが相まって：暖房停止時の間仕切壁からの放熱があたかも放熱器からの放熱の様に作用し、しかもその持続時間が長いためとも考えられる。　この時期の個別暖房では　暖房開始の早かった1F中央住戸が朝低・夕高の室温変動パターンを採っている他、中間階中央住戸では、朝から夕方にかけてフラットな傾向を見せ、独立住宅に於けるこの時期の室温変動パターンに対応している。　このことは　中央暖房の放熱器に比べてストーブの放熱能力の方が大きく、その調整が居住者の判断に委ねられていることを示していると云って良いであろう。　先にも述べたが、個別暖房では居住者の生活観，昼間の在・不在に室温変動が大きく影響されるため床付近温、上下温度差ともに住戸毎の開きが大きいと云う特徴がある。
勿論、記録計の位置の影響（特に　水平方向の温度むら）を無視する訳にはゆかないが、それにしてもある住戸の天井付近温度は30°Cを大巾に越え、一方では床付近温が過渡期で15°Cを割る様になっていることは注目すべきであろう。　夜間の室温低下はこの時期で数deg程度であり、木造住宅に比較して相当に少ない。　また　この冷却傾向に関して見れば、住戸位置、放熱形態に依る差異は見い出すことができなかった。

最寒期になれば、中央暖房住戸でも上下温度差が若干大きくなり、床付近温度も幾分低目になってくる。　そして個別暖房の場合は、朝低・夕高の室温変動パターンが定着する様になる。

これは特別な例なのかもしれぬが、個別暖房のある住戸は床付近温度が20°C以下とならぬ様、対処している様にも見受けられる。　その結果、天井付近温度は40°Cに達する時もある。　その上階の住戸は格好の床暖房になっているのではあるまいかと云ういらぬ心配をするはめにもなる。

天井・床付近温度の平均を設定室温とすれば、30°Cの日も現われるが、むしろ　冬季であるが故にこの30°Cと云う温度を良しとするのであるまいか。　聞き取りによれば、この住戸の主要生活域は、ストーブ設置室で

ある台所ではなく、端部居室の4.5帖室であったという。この住戸の様に居間が熱的な中継ぎの室としての機能を果しているというのであれば、「暖かさ」に対する自己了解が不足しているのではなかろうか。中央暖房に比べて個別暖房の方が一般には容易に「暖かさ」を手に入れることが可能であるのは高輝熱源であることによる。先の住戸の場合には、唯、室温の確保のために用いられたのであろう。

集合住宅では、独立住宅とは異なって、外気温と同等かそれ以上に隣接住戸の室温の影響を受けると考えると、先の例の様に床暖房されることも、非暖房室にされることも不都合なものとなる。これが、照明などの光熱費と暖房費との根本的に異なっている面である。集合住宅の場合、室温が相互干渉の結果もたらされるという認識の上に立つ、それをこれからの寒地の冬の生活にとって欠くことのできないコンセンサスとする工夫(知恵)が必要となるであろう。

ある住戸(S-K)は暖房時間を比較的長く確保しているのにもかかわらず設定室温が20°Cに達していない。この住戸より熱損失が大きいと思われる独立住宅に於いても上下温度差はともかくとして室温の量的側面から見れば、この程度の温度環境は保持している。先の室温が燃料費の節約を目的としたものか最下階であることによってもたらされたものなのかは判断しないが、一般に最下階が最も不利で、次いで端部、最上階の順に不利であることは中央暖房住棟での温度実測結果からいって明らかである。最下階住戸は煙突効果によって外気の侵入口になり易いというのがその理由であるが、図2-3-4ℓ、S-K住戸の床付近の微細(振動的)な温度変動記録から推定するとその換気の影響は相当のものである様に思われる。同じ最下階であっても中央暖房住戸の場合、その影響が軽微であるのは、中木周辺からの浸入換気を合めて、窓下に設設置してある放熱器によって冷気をある程度緩和していることと、さら

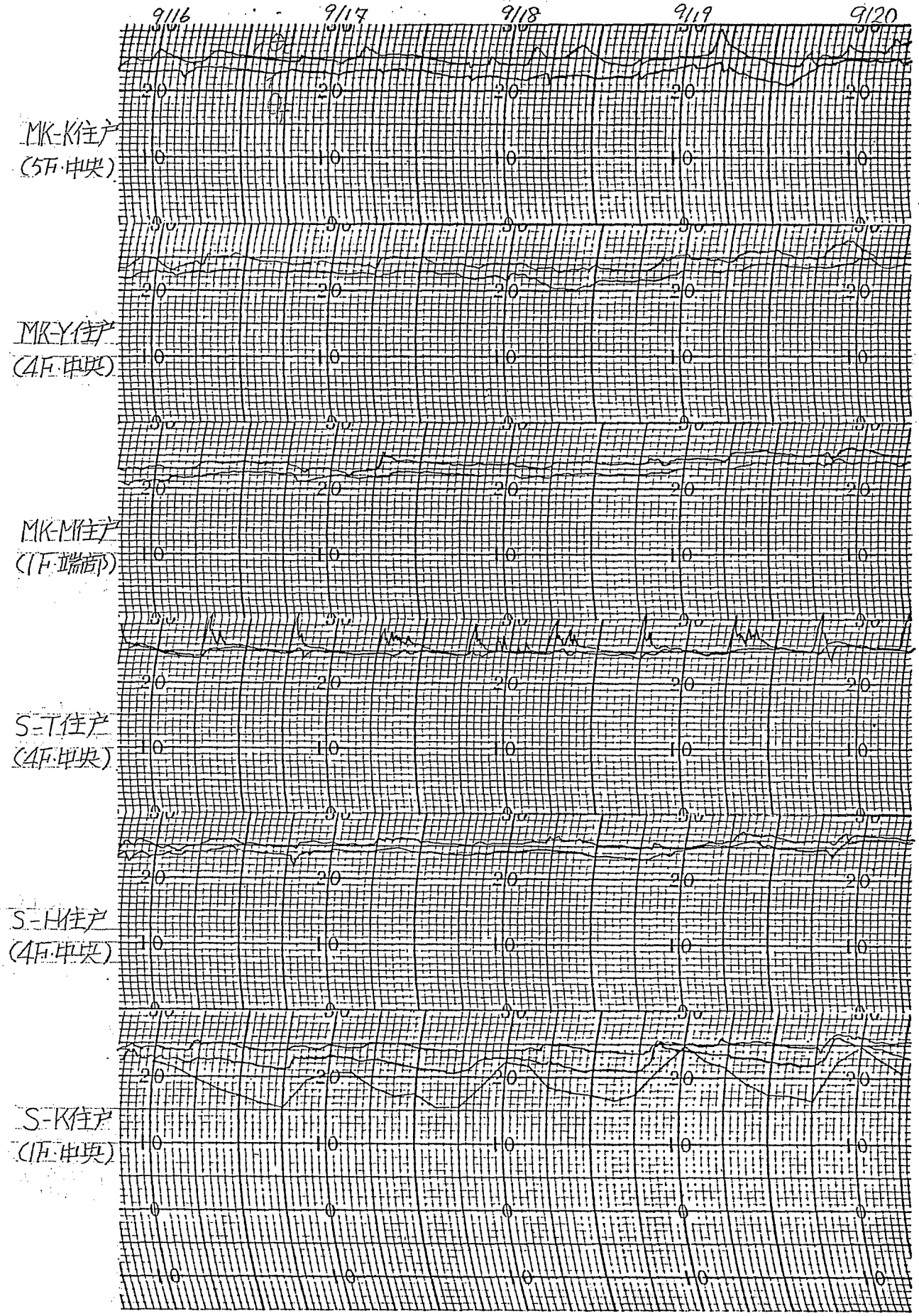


図7-3-4A 集合住宅の上下温度の変動（暖房開始前の自然温度変動）

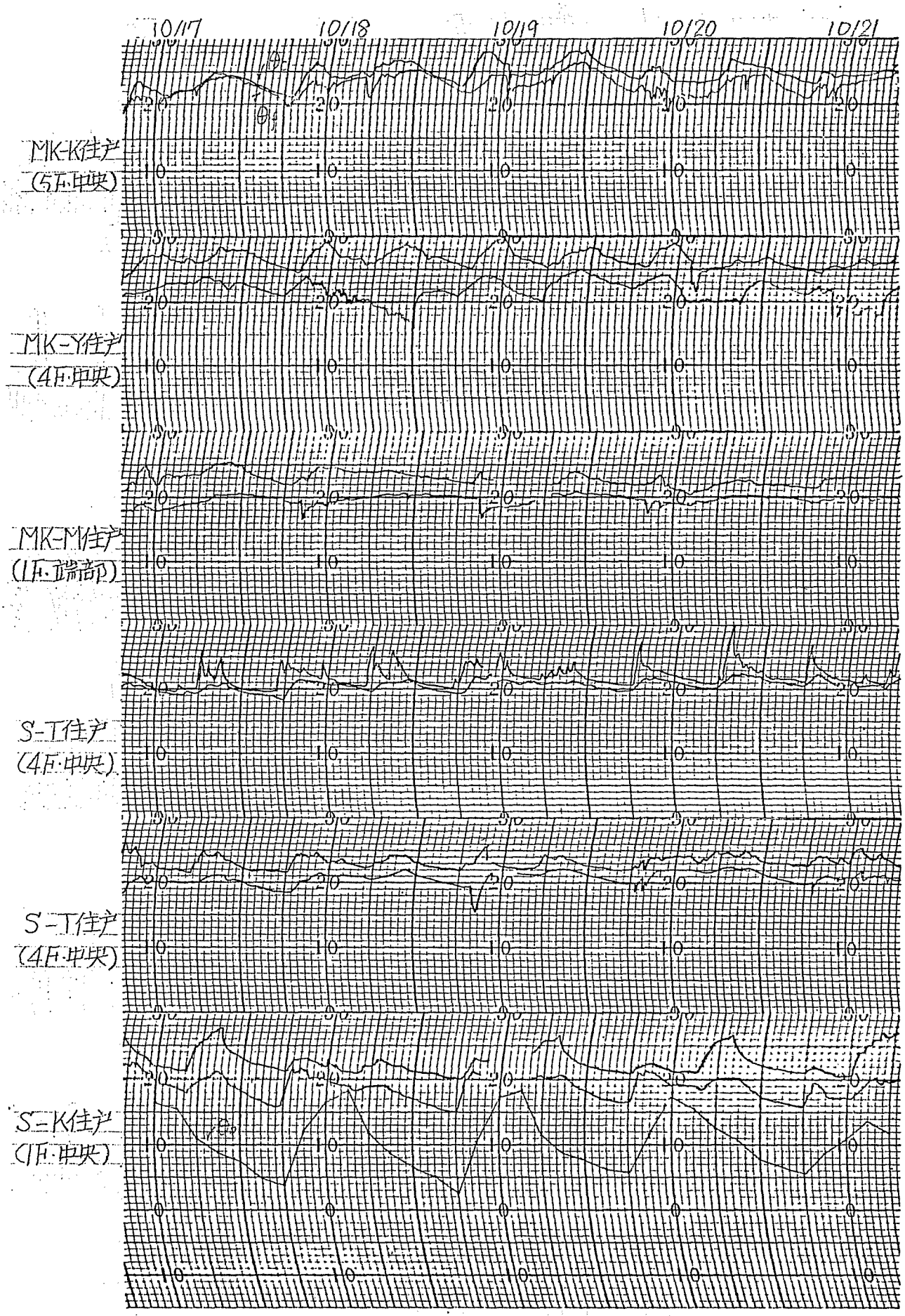


図7-3-4b 集合住宅の上下温度の変動(暖房開始時)

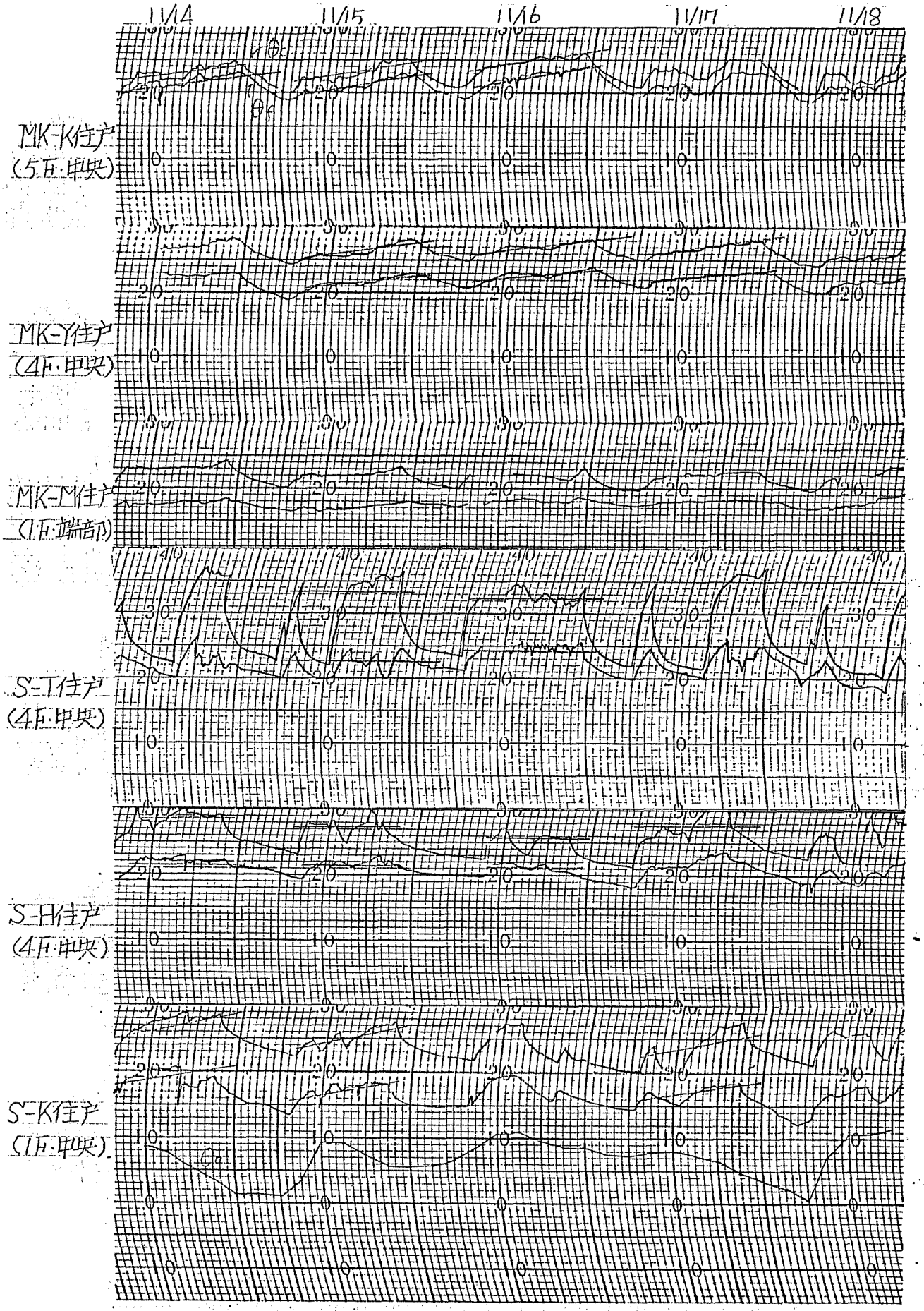


図7-3-4C 集合住宅の上下温度の変動（過渡期）

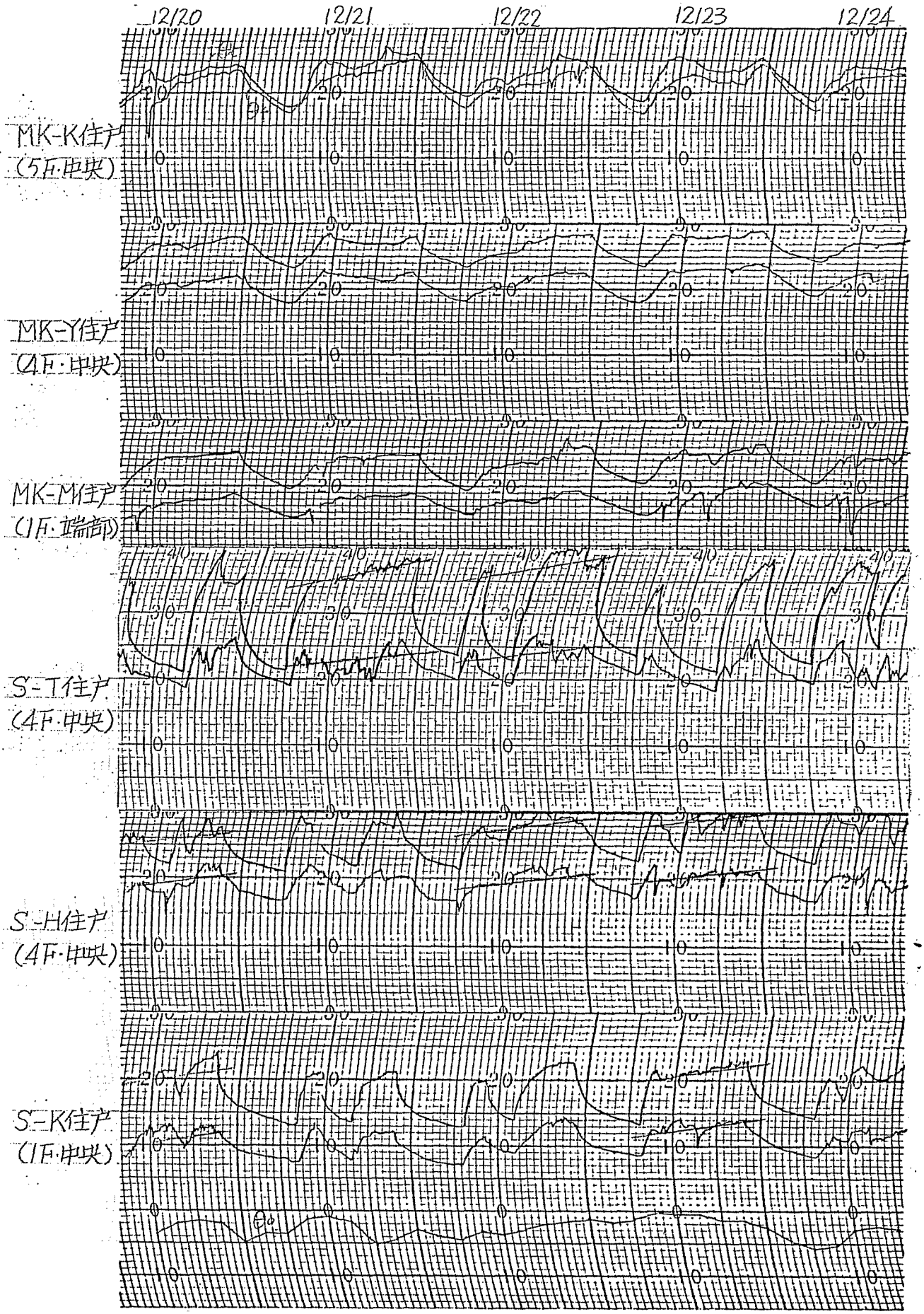


図7-3-4d. 集合住宅の上下温度の変動（過渡期から最寒期へ）

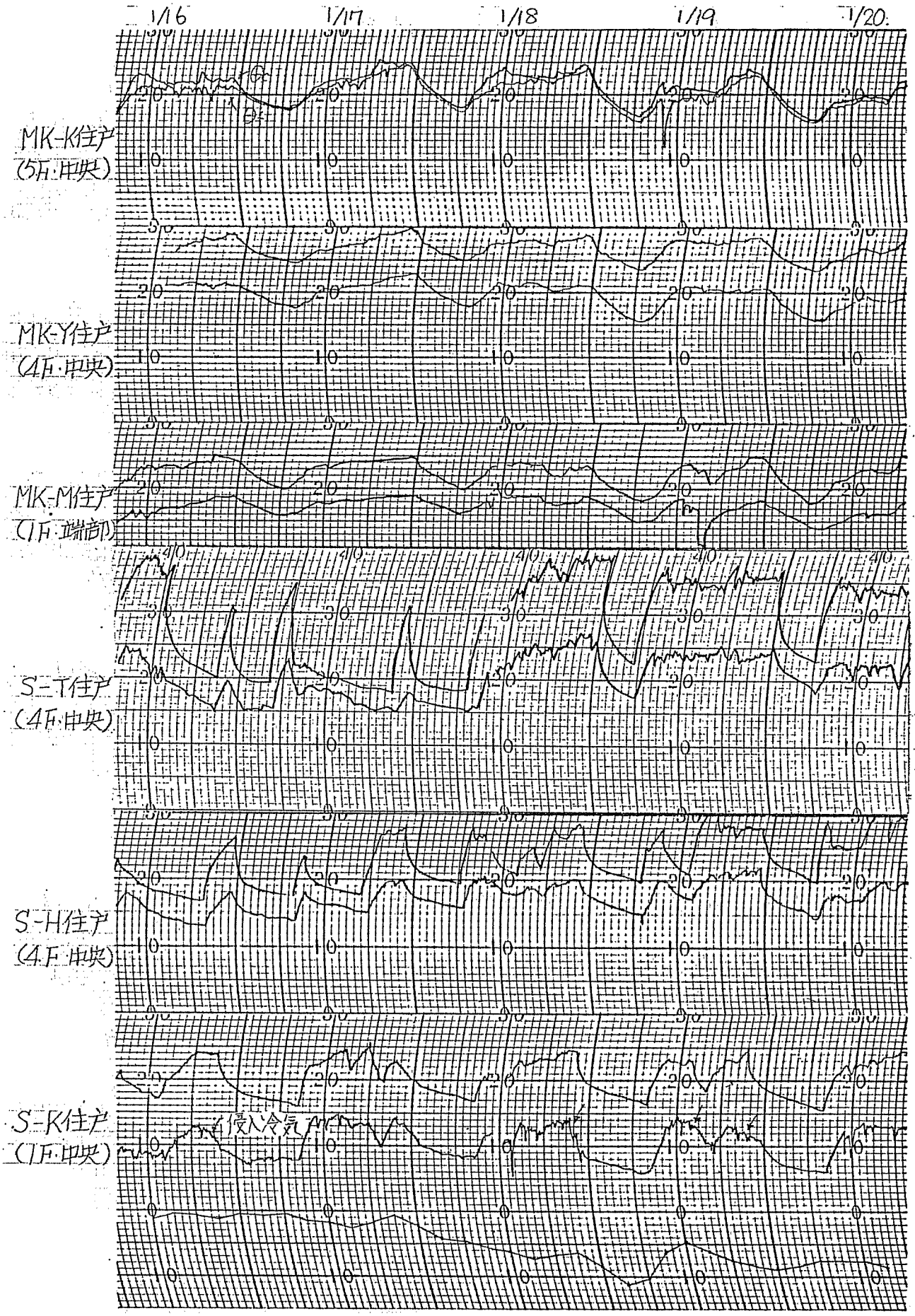


図2-3-4e 集合住宅の上下温度の変動（最寒期）

に その放熱器がストーブとは異って 低密度発熱体の分散配置（4章で触れる）となっているためであろうと考えられる。

以上の結果を整理すると次の様になる。

①暖房開始以前の上下温度差を集合住宅（RC造）、独立住宅（木造）で比較してもそれ程の差異はない。 集合住宅で住戸位置による差異を見ると 開始以前では自然温度に差はあっても上下温度の差はないとして良いであろう。

②暖房開始後の上下温度差の時間的推移を見ると、昼間に於ける差がそのまま夜間に移行し、集合住宅の場合、木造の独立住宅のそれとは全く異なる。 これは熱容量の大きい構造体の吸放熱作用によるものであろう。

③集合住宅で個別暖房の室温変動パターンは、独立住宅個別暖房の室温変動パターンの推移と類似のものがある。 その室温変動パターンは朝高・夕低，フラット，朝低・夕高と推移する。 但し 独立住宅個別暖房に比べると朝高・夕低の室温変動パターンの期間は短かい。

④中央暖房住戸で上下温度差を見ると煙突効果のためか 最上階での上下温度差は極端に小さい。 一方、集合住宅では最下1Fが換気の侵入箇所になるので、その上階に比べて 上下温度差も大きく、温熱環境は 相当の悪化を招き、見劣りすることになるので注意せねばならない。

⑥集合住宅で、中央暖房住戸と個別暖房住戸を比較すると、中央暖房方式の方が上下温度差も少なく、日毎の設定室温の変化も少ない。 この点に関しては、次の「放熱形態と暖房時間」の項で 再度取り上げて検討を加えることにする。

2。放熱形態と暖房時間

集合住宅に於ける中央暖房住戸と個別暖房住戸の室温変動の差異は居住者の生活の関わりがその形成過程にどの様に投影されているかにつきる。個別暖房では居住者各自が室温を管理するため、暖房時間と室温変動過程はバラエティに富むことになる。例えば、買物などの短時間の外出でもストーブを消火するのが一般的であって、独立住宅の所でも述べた様にそれが日較差を大きくし、上下温度も大きくしている様に思われる。

中央暖房の場合、暖房時間は管理者側に委ねられているものの放熱器が一応各々の窓下に設置されているため上下温度差は個別暖房より少ない。それ故、先の室温変動の差異は、石油ストーブと云う高密度発熱を許し、過度の着火、消火の繰返しが容易である暖房器を用いているところからきていると云って良いであろう。その意味では先の独立住宅の夜間暖房の所で述べた様に失火の心配がなく、かつ微燃焼でも効率の落ちない暖房器の開発が早急に望まれる。

集合住宅に於いては室温が各住戸居住者全員のためにあるとの認識を各自が持ち得るためには、建物についても暖房器についてもそれを可能とする様な背景が必要であろう。それぬきでは最下階端部住戸の居住者は温熱環境的には運の悪い人で終ってしまうし、過熱暖房も自由、昼間の間欠暖房も自由と云う様に居住者の都合に任せられていて、その実、温熱環境的に見れば不自由をかこつ（自から貧しくする）現象も一朝一暮には解消されないであろうと思われる。

非常に少ない測定結果からではあるが、暖房期間中の室温変動パターンの推移から「中央暖房方式では間欠運転であると云う不満は別にしても、住戸毎、日毎に安定した温度環境が得られる」と云える。集合住宅の場合、個別暖房でも先の水準の暖房時間や室温にもってゆくと云う温熱環境に対するコンセンサスの定着が必要であろうと思われる。

2 3 3　部分・間欠暖房時の上下温度差と外気温の関係.

集合住宅についても独立住宅と同じ様に外気温の低下につれた日平均室温、設定室温、暖房時の天井付近温度、床付近温度について整理を行なった。　木造の独立住宅に比べてRC造の集合住宅は　熱容量が大きいためその影響が数日を越えることも予想された所から　ここでは原則として一週間の平均をもって整理を行なっている。

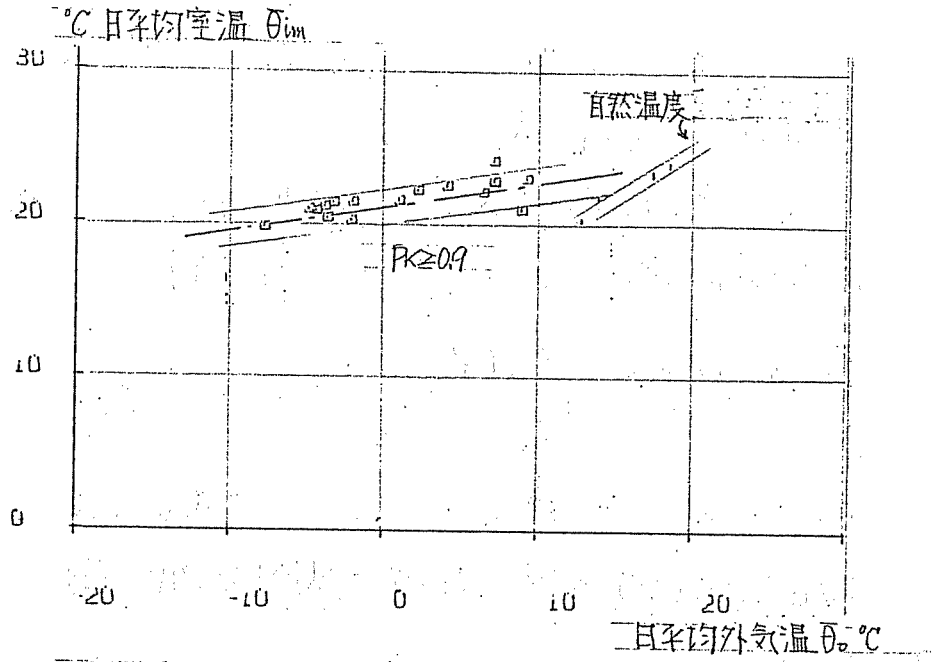
点群の離散度合の著しいものの内には　3～4日の平均のものがあったり、外気温に関しては時間遅れを考慮した対応時期まで延長していないことが原因になっているのではないかと思われるが　整理に際しては以上の諸点を無視している。

1。日平均室温・設定室温の外気温低下に伴う推移.

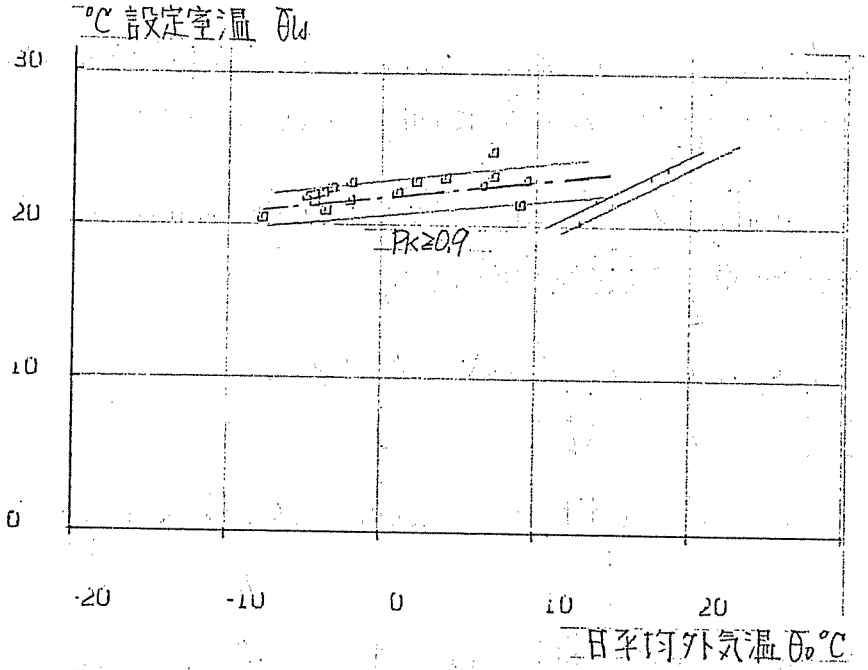
各住戸の日平均室温の推移を図2-3-5aから5f、設定室温の推移を図2-3-6aから6fに示す。　個別暖房のS-T住戸を除き、その他は、日平均室温、設定室温ともに外気温の低下につれて低下しているのが分かる。

独立住宅に比較すると　外気温の低下に伴う設定室温の低下の度合の緩いことと、もう1つは個別暖房に於いても日平均室温低下率P_Kに大きな変動がなく　それが0.9を下廻らないと云うことである。　むしろ、$0.9>P_K\geq 0.8$が出現する場合は　設定室温が極端に高いとか、最下階の様にその上階に比較して条件が悪いと考えられる場合などであって　一般の住宅では　$P_K\geq 0.9$と考えて良いであろう。

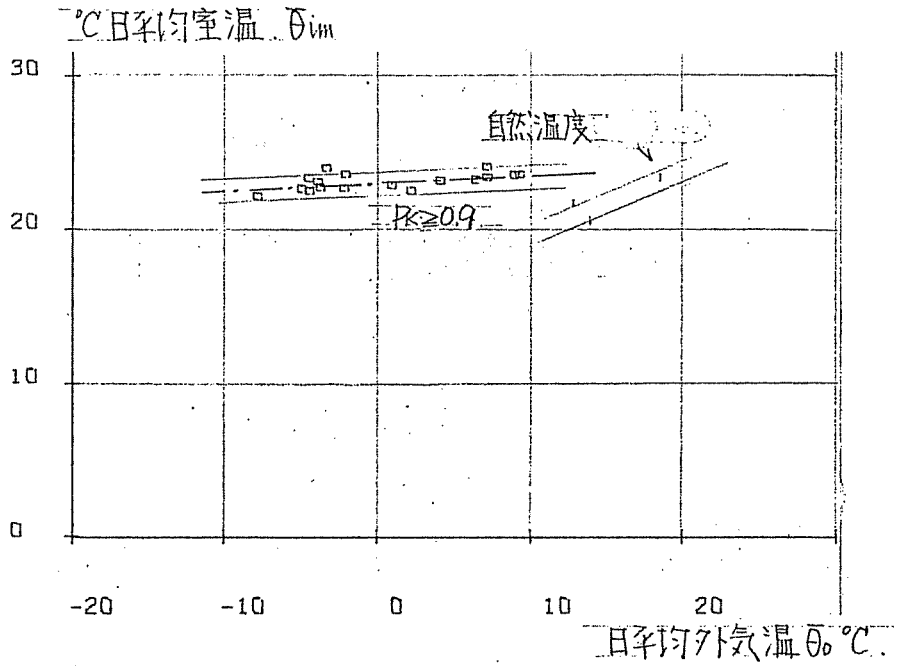
独立住宅での整理結果に依れば、暖房時間を増加させて日平均室温低下率P_Kを増大させれば、設定室温は良く保持され、上下温度差も減少すると云う傾向を示していた。　集合住宅に於いても、図2-3-5f, 6fに示した住戸の設定室温の動静を見れば、先の独立住宅の例と全く同様の傾向にあると云って良いであろう。



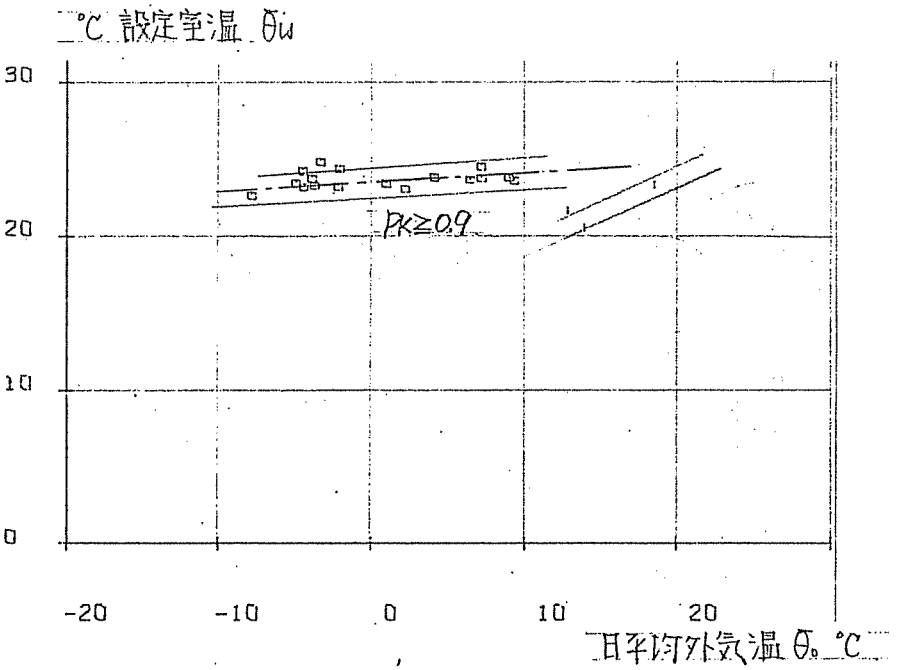
図Z-3-5a MK-K住戸の日平均室温の推移



図Z-3-6a MK-K住戸の設定室温の推移



図Z-3-5b MK-Y住戸の日平均室温の推移.



図Z-3-6b MK-Y住戸の設定室温の推移.

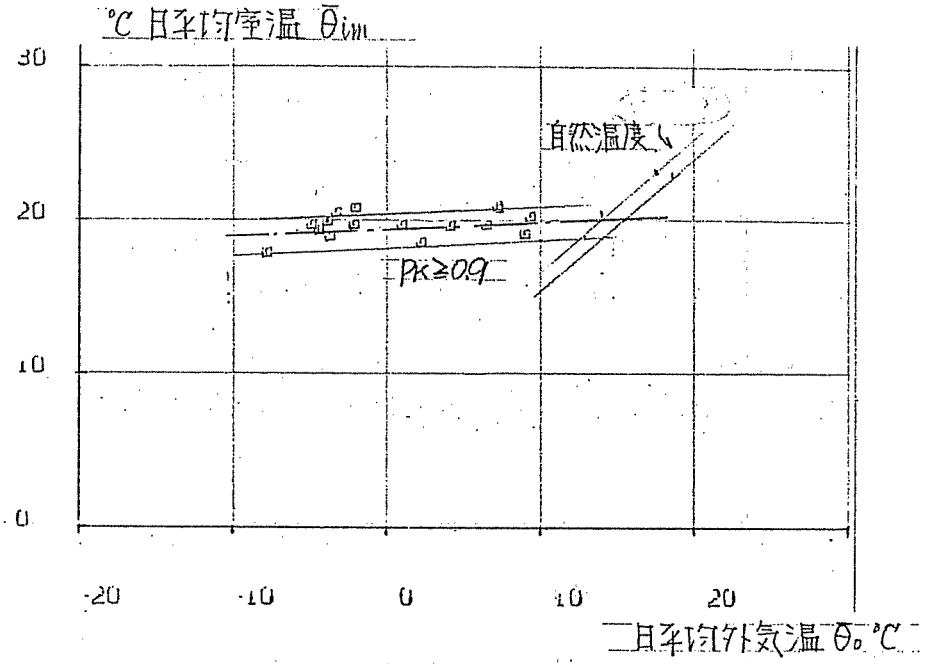


図2-3-5C MK-M住戸の日平均室温の推移.

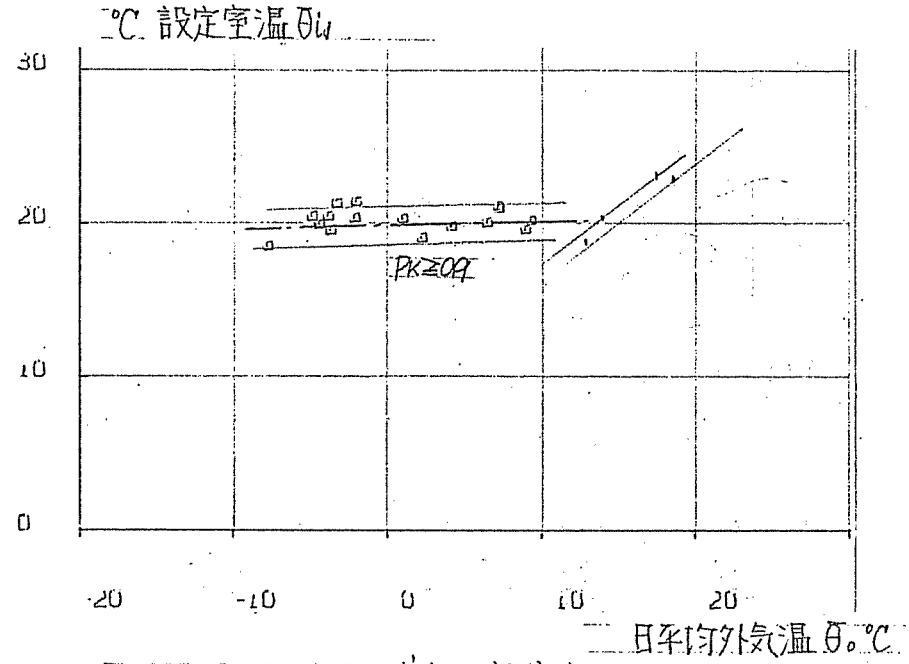


図2-3-6C MK-M住戸の設定室温の推移.

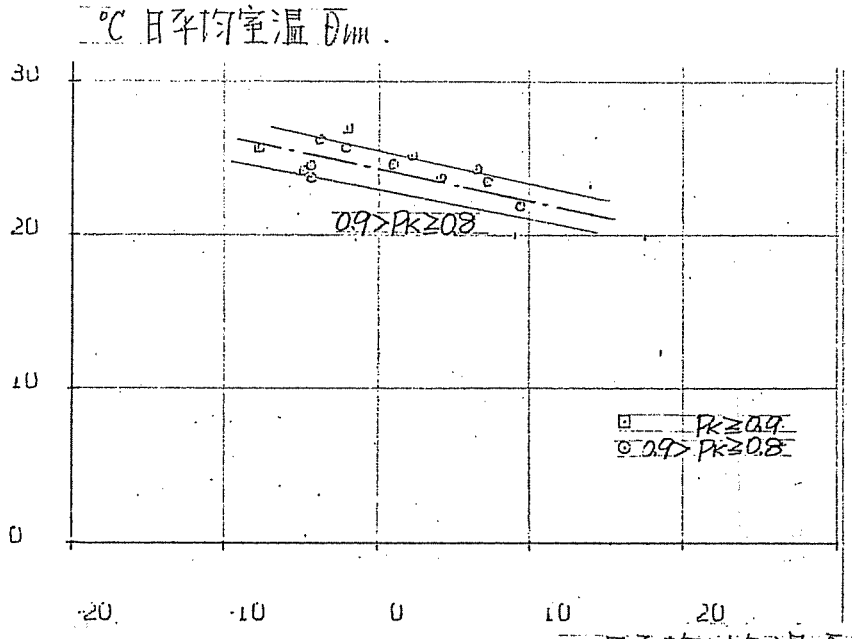


図7-3-5d S-T住戸の日平均室温の推移

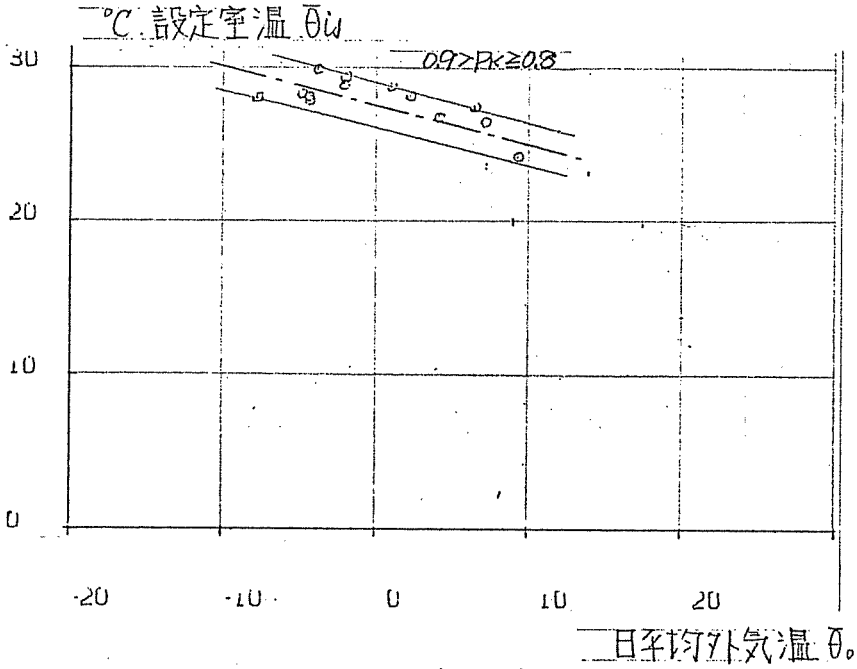


図7-3-6d S-T住戸の設定室温の推移

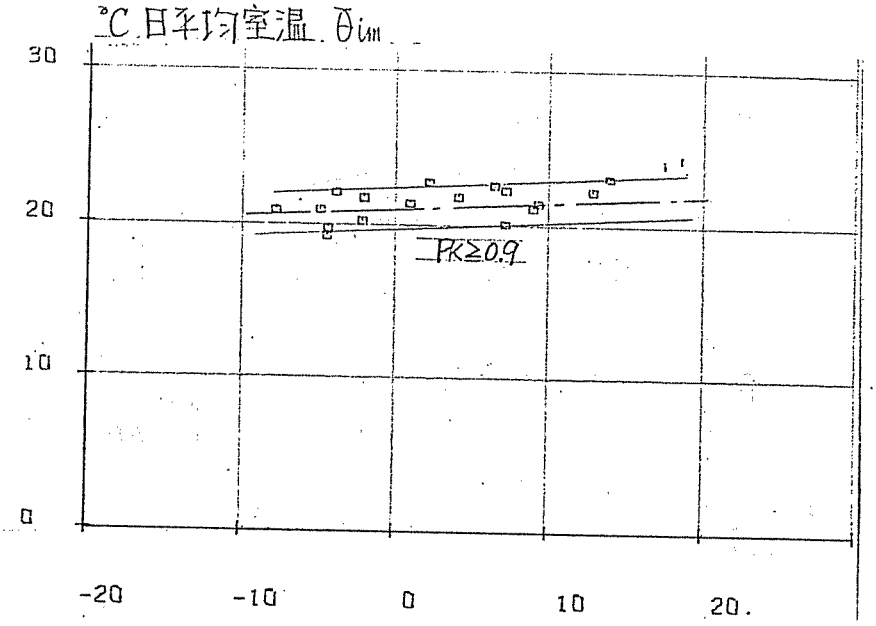


図2-3-5e S-H住戸の日平均室温の推移

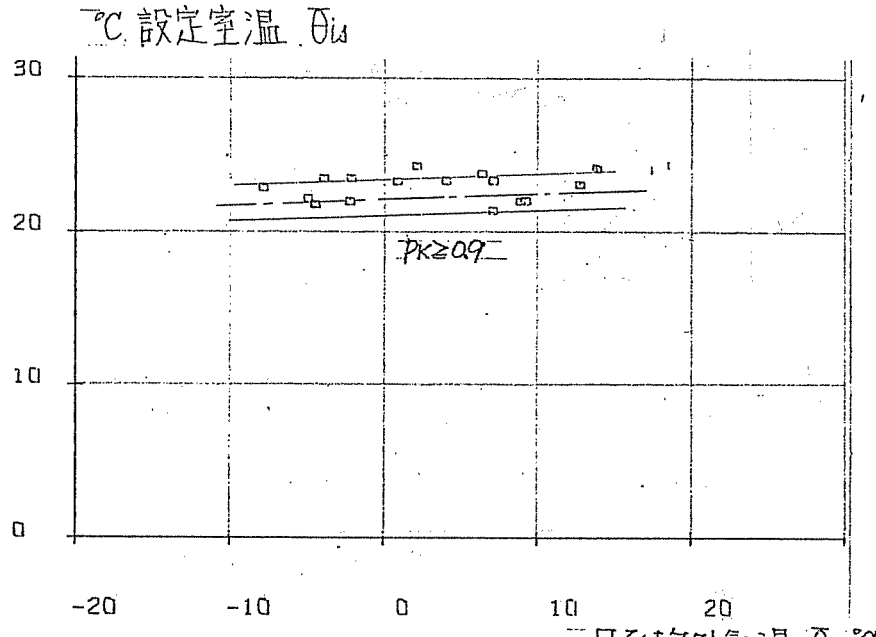


図2-3-6e S-H住戸の設定室温の推移

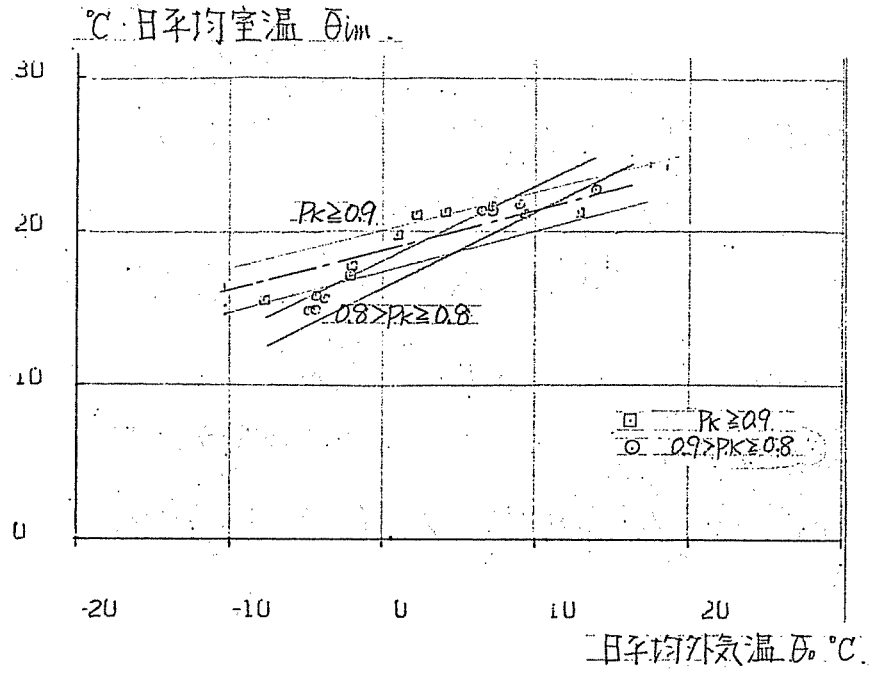


図 2-3-5f S-K住戸の日平均室温の推移

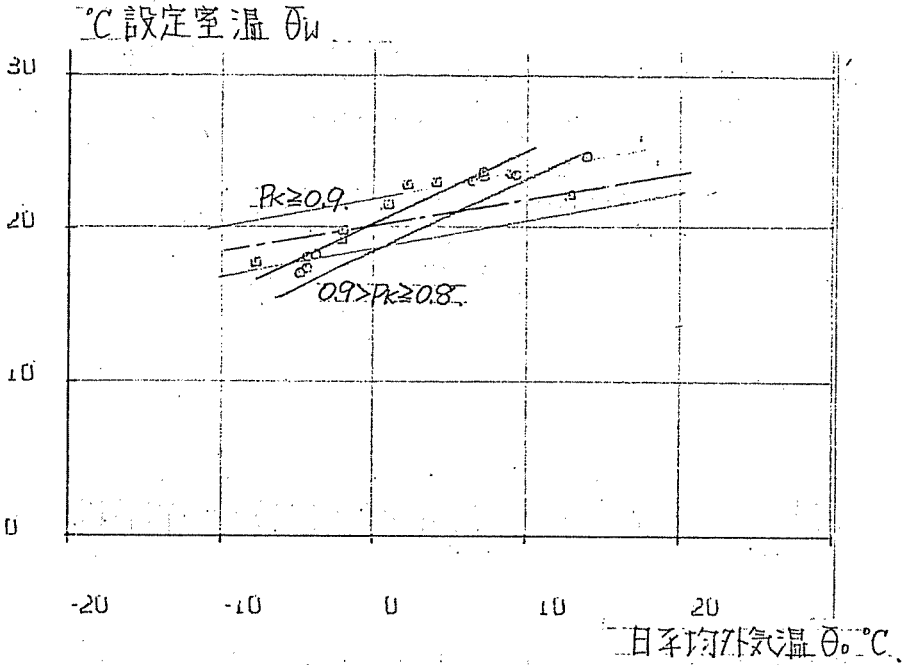


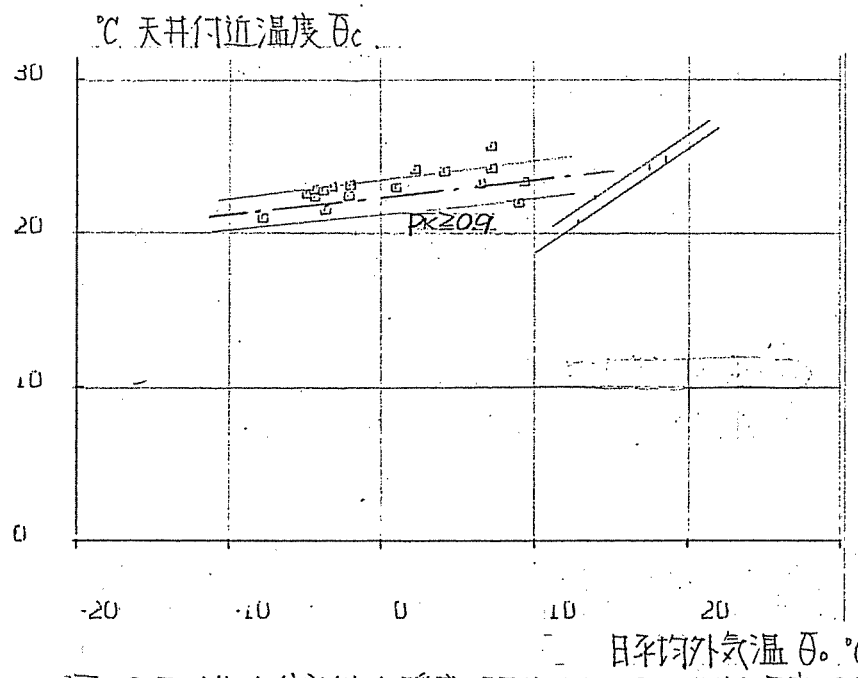
図 2-3-6f S-K住戸の設定室温の推移

2。床付近，天井付近温度の外気温低下に伴う推移．

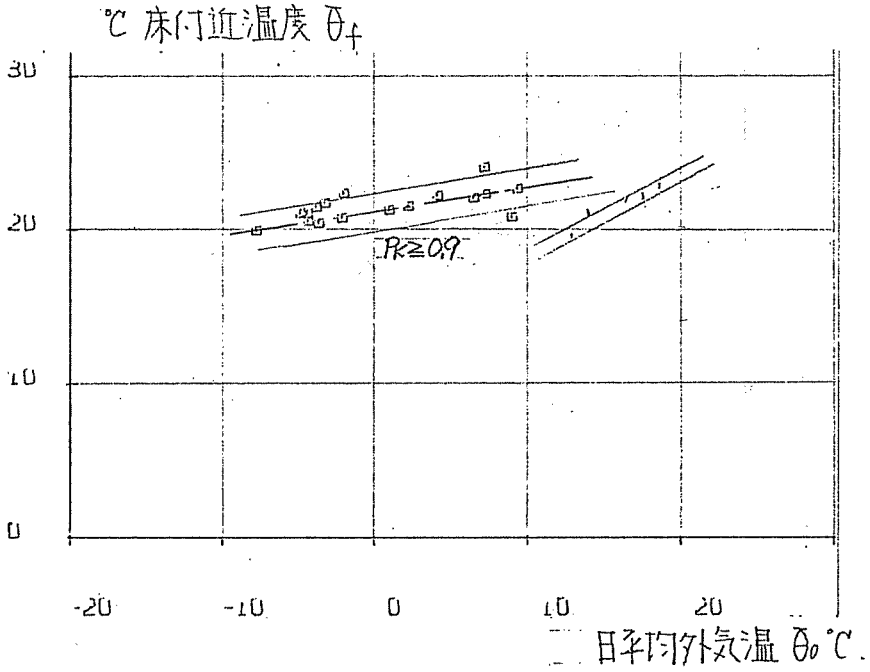
各住戸の天井付近温度の推移を図2-3-7A～7fに 床付近温度の推移を図2-3-8A～8fに示す。 独立住宅個別暖房の天井付近温度は 外気温の低下につれてフラットな傾向を示していた。 その理由として 外気温の低下につれた床付近温度の低下を補うべくストーブの熱供給量を増加させると，ストーブからの輻射放熱も増大し その周辺の主たる生活域の暖かさが満たされてしまう状態にあることが考えられた。 そしてそれはまた，天井付近温度の推移が その居住室への輻射放熱の上限（居住者が良しとした温熱環境）を現わしているものと推察することができる。

図2-3-7Aに示す最上階住戸を除き，集合住宅の天井付近温度は，外気温の低下につれて上昇する様に見受けられる。 このことから ①集合住宅では 床面積当りの熱損失量が独立住宅に比べて少ないのか 熱供給量を増加させてもそれが輻射放熱成分がそれ程温熱環境に影響しない領の増加範囲にあり、先の独立住宅個別暖房の例の如く生活域が阻害されると云うことはない，②従って集合住宅では独立住宅に比べ，室への可熱供給総量に余裕がある，と云うことが分かる。 この違いは最寒期であっても17℃以下に低下することのない床付近温度からくるものと思われる。この動静が居住室の熱的居住性を左右しているものとすれば，独立住宅に比べ住戸の積層している集合住宅の方が良環境にあることは明らかであろう。

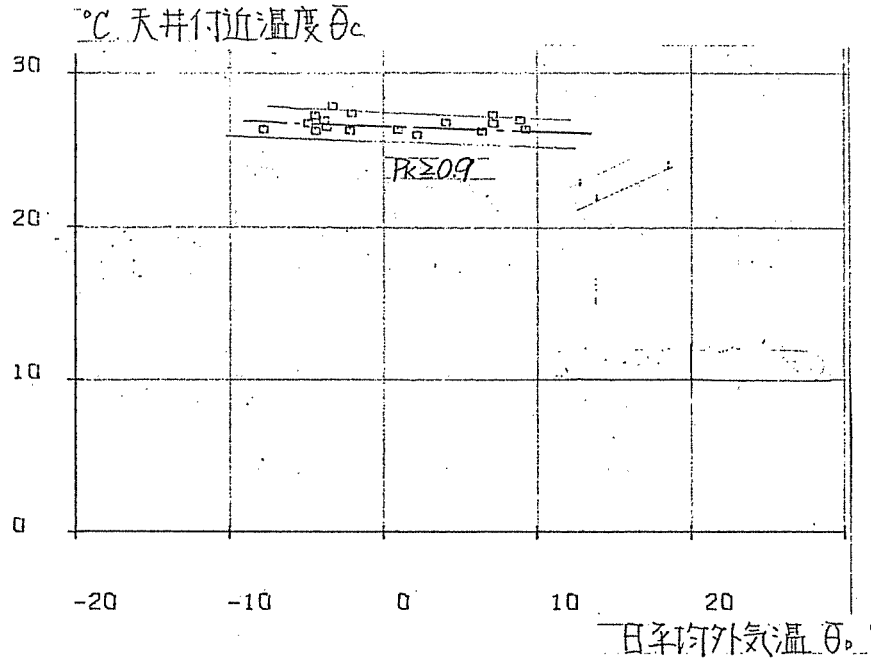
天井付近温度の推移から云えば，外気温の低下につれて ①上向きの傾向を示す居住室は 例え半輻射型の暖房器を使用していても「室温の温かさを重視した温熱環境」と云うことができ ②フラット又は下向きの傾向を示す居住室は「輻射の暖かさを重視せざるを得ない温度環境にある」と云うことができよう。 以上の検討から、集合住宅は前者に 独立住宅個別暖房は後者に相当する、と考えて良いであろう。



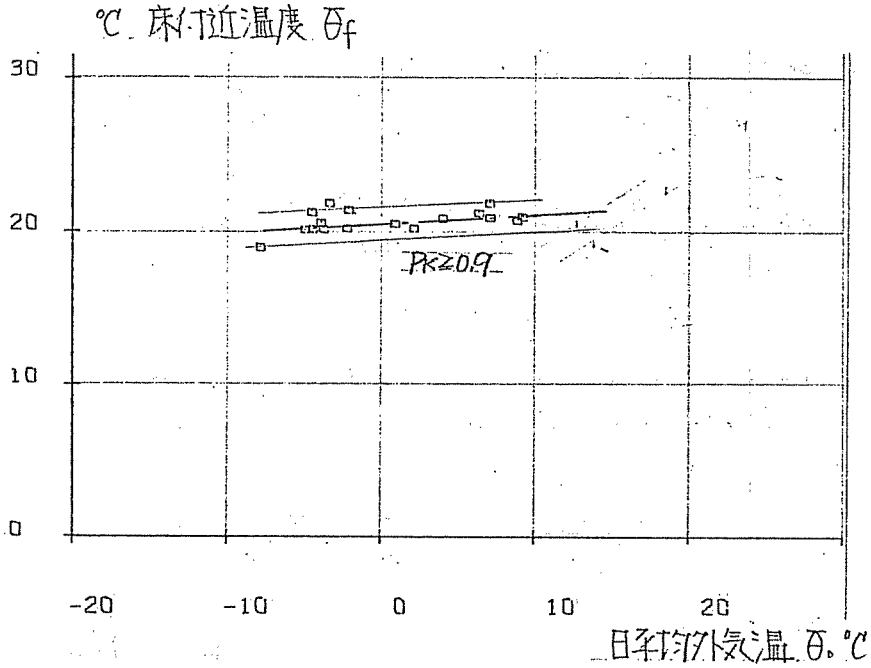
図Z-3-7a MK-K住戸(中央暖房・5F・中央)の天井付近温度の推移



図Z-3-8a MK-K住戸の床付近温度の推移



図Ⅰ-3-7b MK-Y住戸(中央暖房・4F中央)の天井付近温度の推移



図Ⅰ-3-8b MK-Y住戸の床付近温度の推移

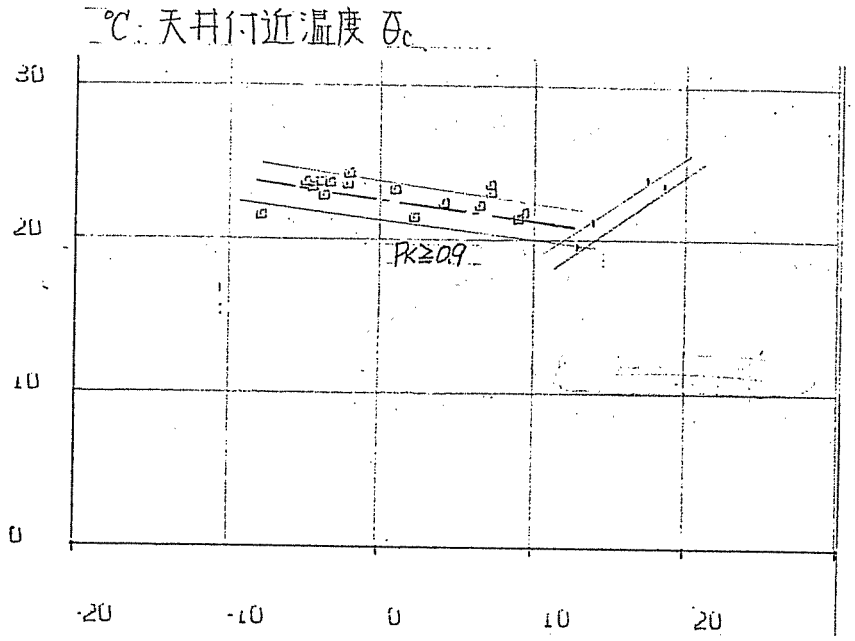


図 Z-3-7C MK-M住戸(中央暖房・1F端部)の天井付近温度の推移

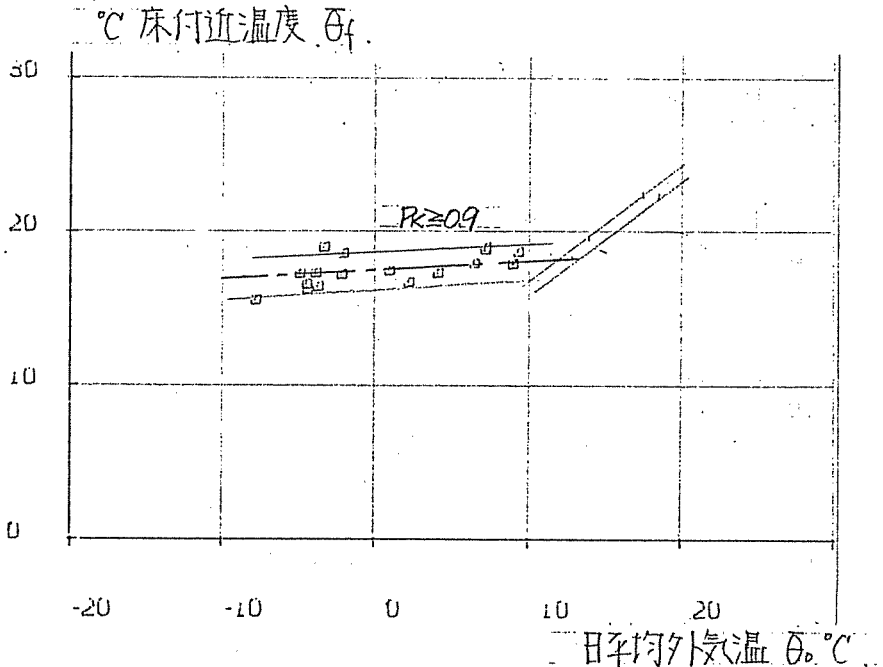
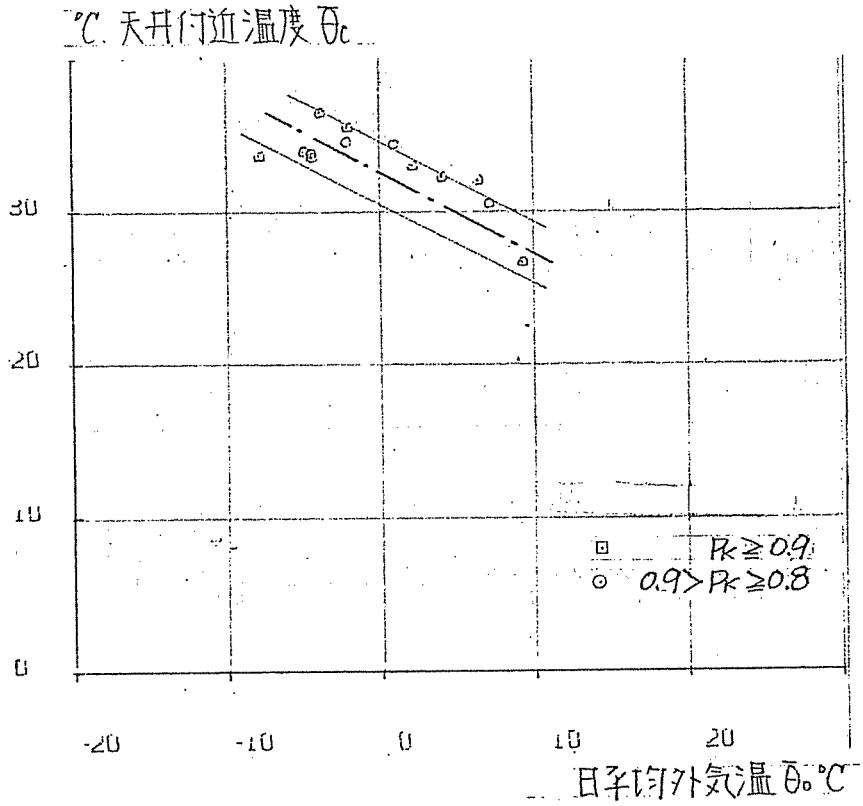
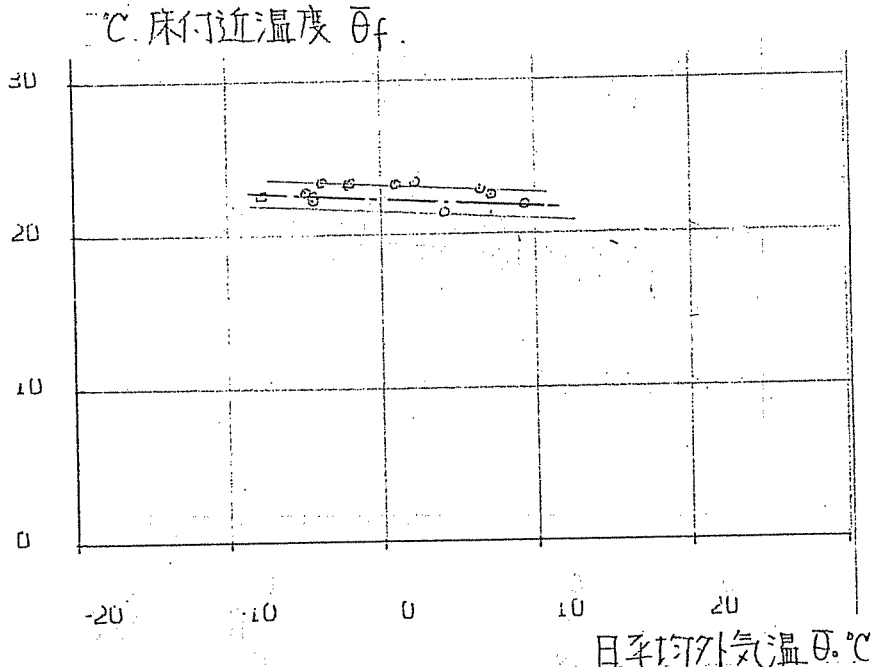


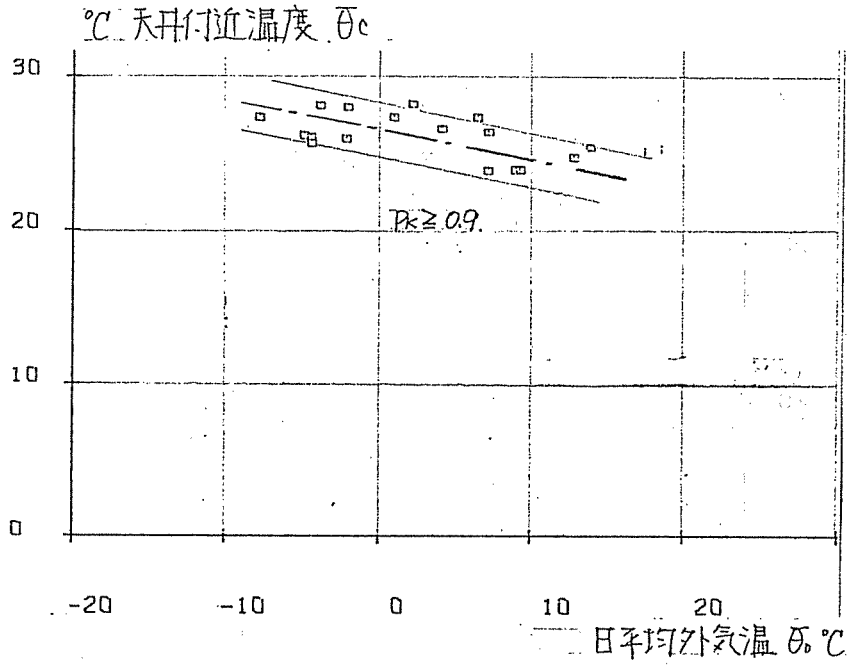
図 Z-3-8C MK-M住戸の床付近温度の推移



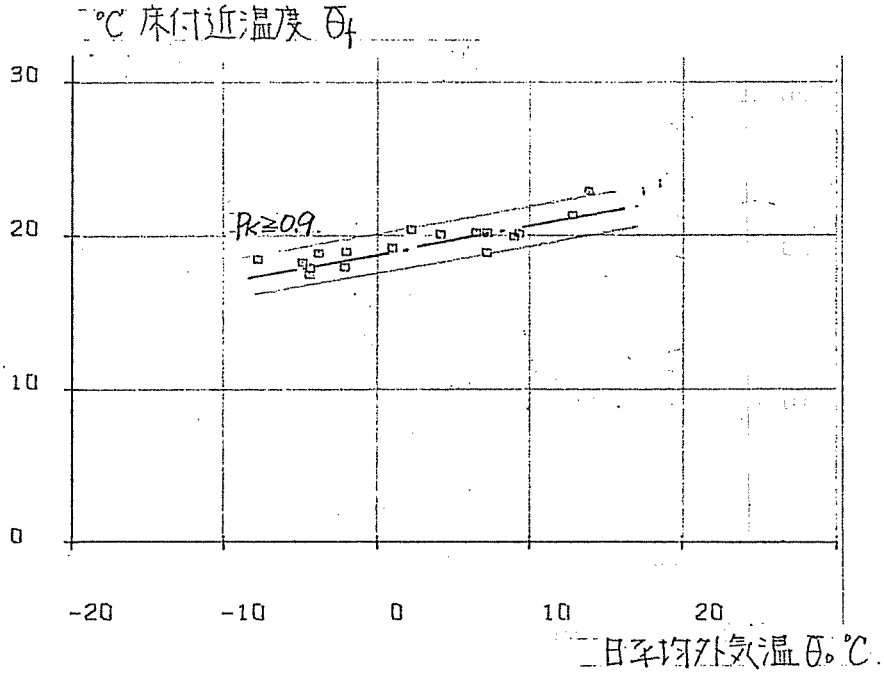
図Z-3-7d S-T住戸(ストア販売 4F 中央)の天井付温度の推移



図Z-3-8d S-T住戸の床付近温度の推移



図I-3-7e S-H住戸(ストーブ暖房4F中央)の天井付近温度の推移



図I-3-8e S-H住戸の床付近温度の推移

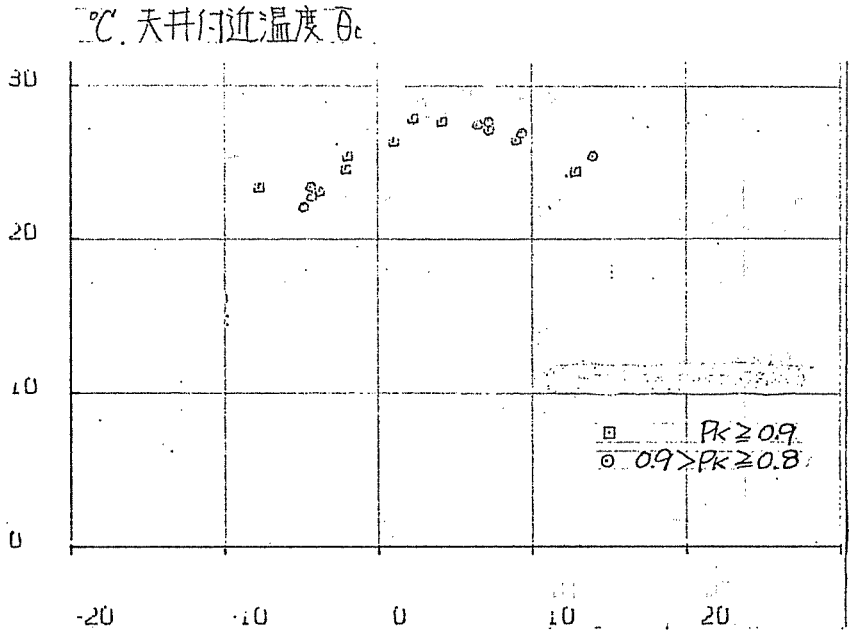


図 7-3-7f S-K住宅(ストーブ暖房 1F 中央)の天井付近温度の推移

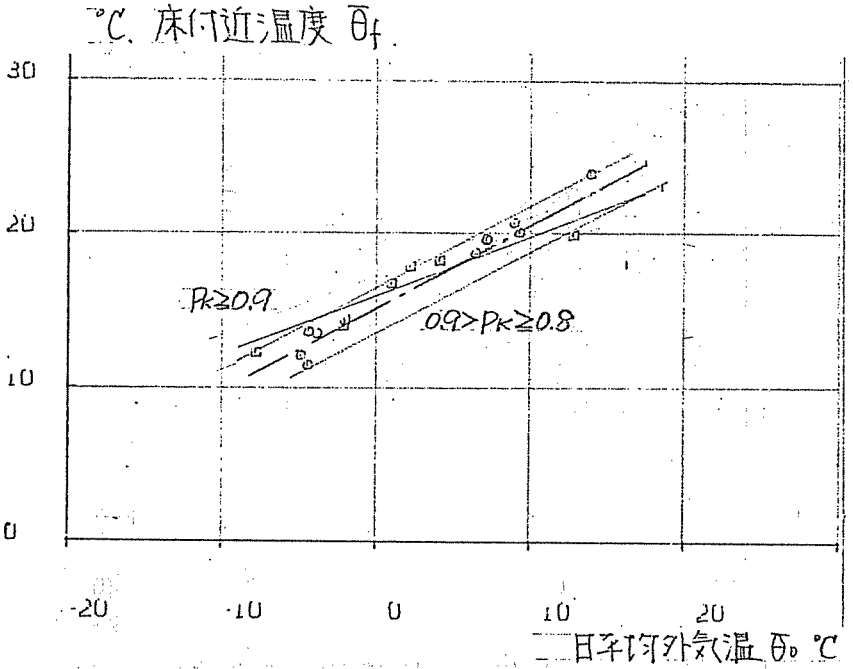


図 7-3-8f S-K住宅の床付近温度の推移

3。上下温度差の推移、設定室温・日平均室温の差と内外温度差。

各住戸の上下温度差と外気温の関係を図2-3-9aから9fに示す。設定室温・日平均室温の差と生活時間帯の平均室温（設定室温）に依る内外温度差との関係を図2-3-10a～10fに示す。

MK住戸群（中央暖房）とS住戸群（個別暖房）を比較するとMK住戸群の上下温度差の方が小さいことが分かる。そしてMK住戸群の内、K住戸とY住戸は、外気温の低下につれて上下温度差が増加するというよりも、むしろフラットに近いと云って良いであろう。この原因は定かではないが次の様に①K住戸の場合、測定位置の影響がないものとすれば、最上階である所から居住室が常に正圧になっていて外気の直接侵入による床付近温度の低下がないこと，及び図2-3-7aに示す如く外気温度の低下につれて天井付近温度が低下する様に、熱供給が居住者の判断ではなく、管理者に委ねられていること，②内外温度差の少ない暖房開始期、過渡期には温熱条件の有利な中間階以上の住戸で、窓の開閉による室温調整が行なわれていること，によると考えられる。

次に設定室温・日平均室温の差と内外温度差の関係について検討する。MK住戸群では内外温度の増加につれて、設定室温と日平均室温の差も増大するが、その程度は木造独立住宅に比較して驚く程少ない。それ故、15～16時間暖房と云っても、その結果は$\theta_{is} \fallingdotseq \theta_{im}$として良い程である。また各住戸の暖房時間が日毎に一定しているため、日平均室温低下率P_Kは、大部分が$P_K \geq 0.9$であって、住戸位置による差もそれ程認められないが、強いて差異を見い出すとすれば、最上階のK住戸が中間階住戸よりも若干大き目と云う程度であろうか。この差（$\theta_{is} - \theta_{im}$）は暖房時間が等しい場合、熱損失と熱容量の大小を現わすが、先の結果は、最上階住戸の方が、中間階住戸に比べて外壁面積が多く、天井面仕切スラブ分の熱容量が減ずると云うことを良く説明している。それ故、MK-K

住戸の上下温度差が少ないのは先に述べた如く①の理由によるのであろうと思われる。

MK住戸群に比べて個別暖房住戸群の上下温度差は大きく、最寒期になると10degを越える様になる。それでも独立住宅の個別暖房に比べると相当に少ないと云うことができるが。

S住戸群の($\theta_{is}-\theta_{im}$)をMK住戸群と比べると可成大きいと云わねばならないであろう。図2-3-1に示す様に平面形がほぼ同一であることに加えて構造仕様(特に躯体、断熱厚、開口条件)にそれ程の差がないものとすれば、先の差の現われた原因は個別暖房からくる暖房時間の短かい設定によると判断して良いであろう。

S住戸群の内、$P_K \geq 0.9$として安定して暖房時間を確保しているH住戸と、室温を高目に保持しているためにP_K値がH住戸に比べて低目になっている同階のT住戸の上下温度差を比較すると、H住戸の方が小さくなっている。上下温度差は一般に建物の断熱程度の指標になると云われているが、先の例の様に室温設定のあり方(寒さへの姿勢、P_K値の選定)との関係も大きいと云わねばならない。

この上下温度差に関しては内外温度差に対する割合と設定室温の関係を中心に次節で再検討し、①住戸形態との関係、②ストーブの輻射効果の意味するもの、③暖房限界期の室温設定、④外気温低下に伴う設定室温の低下の意味するもの、などについて考察を加えている。

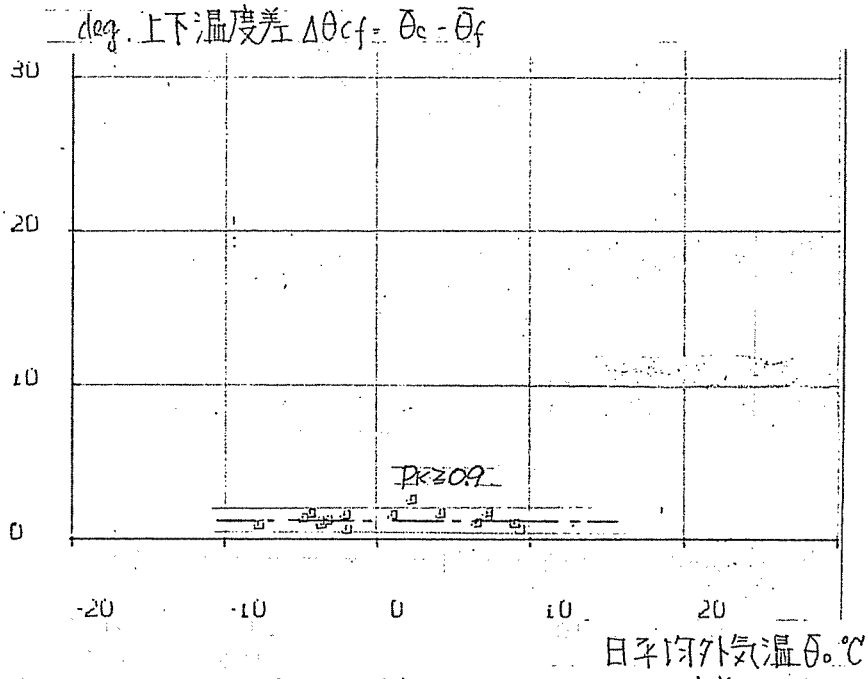


図2-3-9a MK-K住戸(中央暖房・4F・中央)の上下温度差の推移.

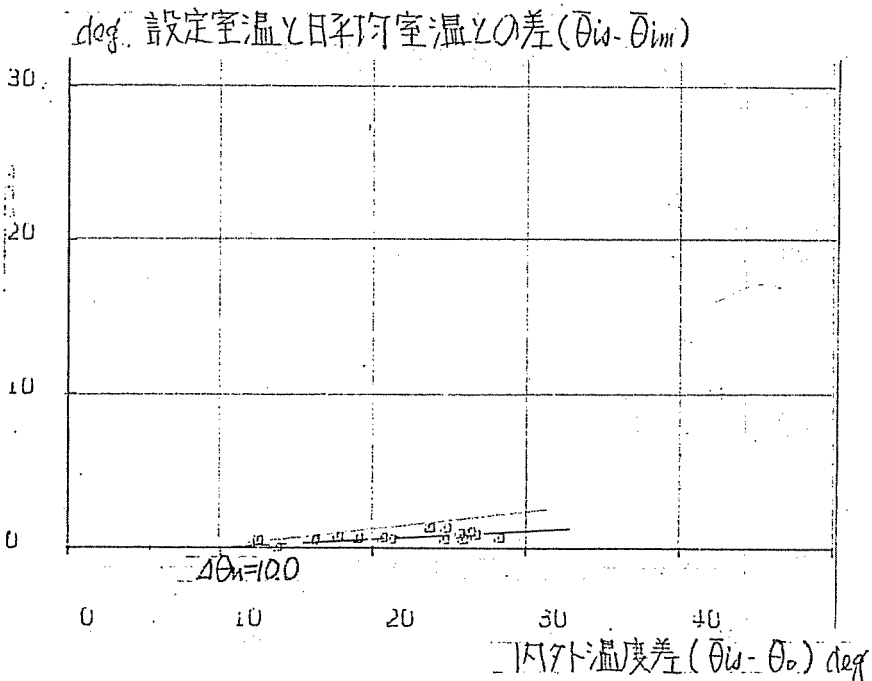
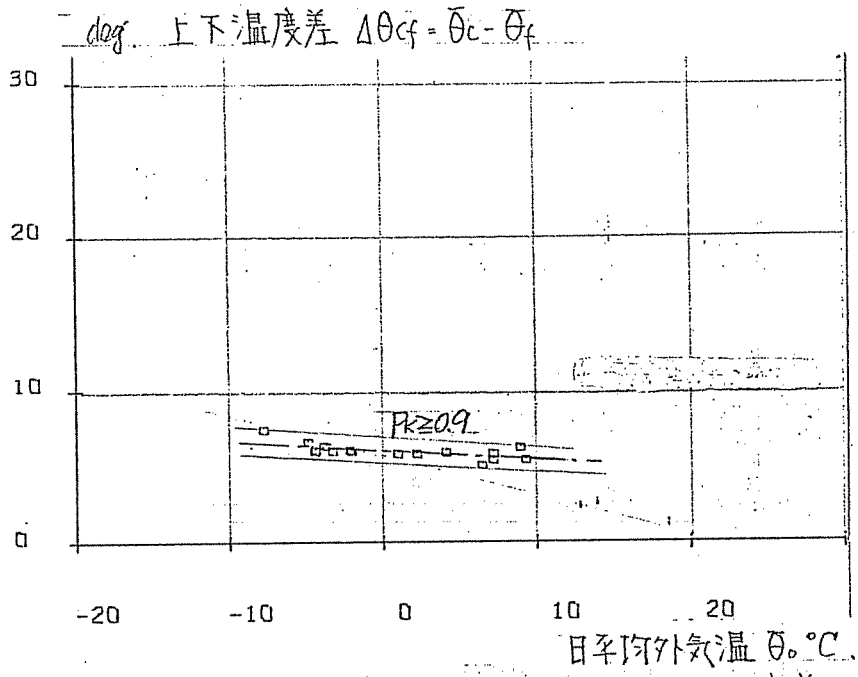
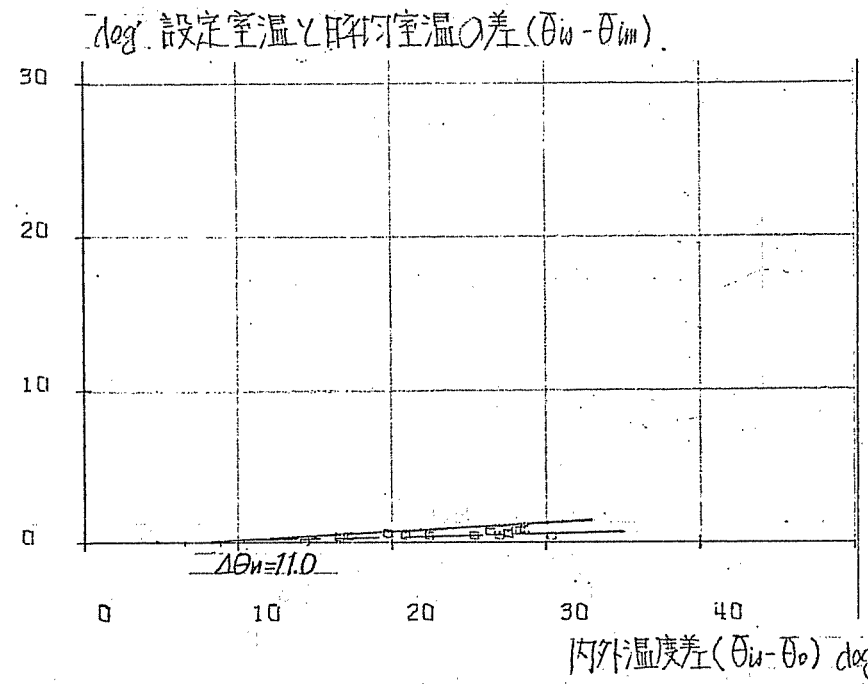


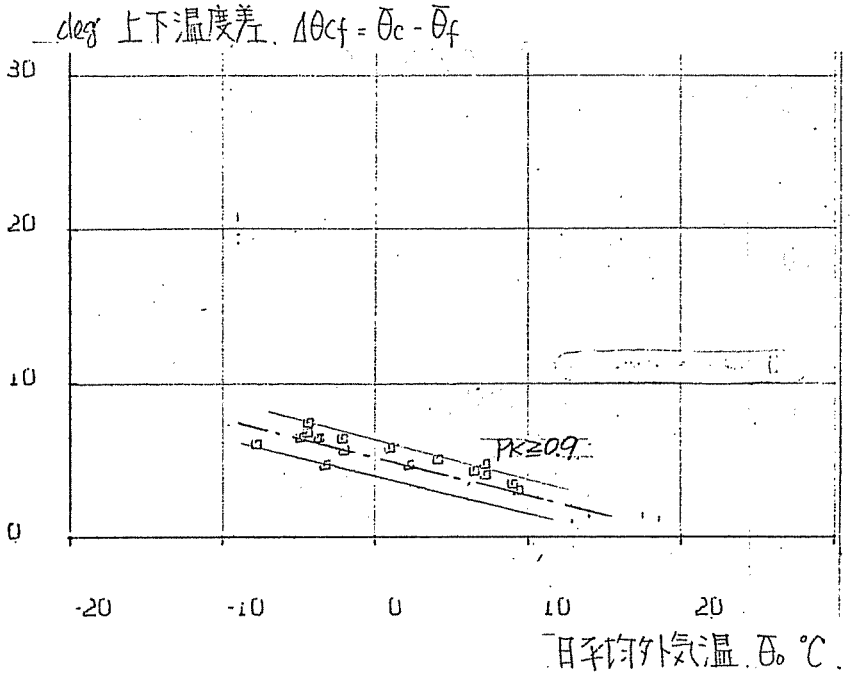
図2-3-10a MK-K住戸の設定室温 日平均室温の差と内外温度差.



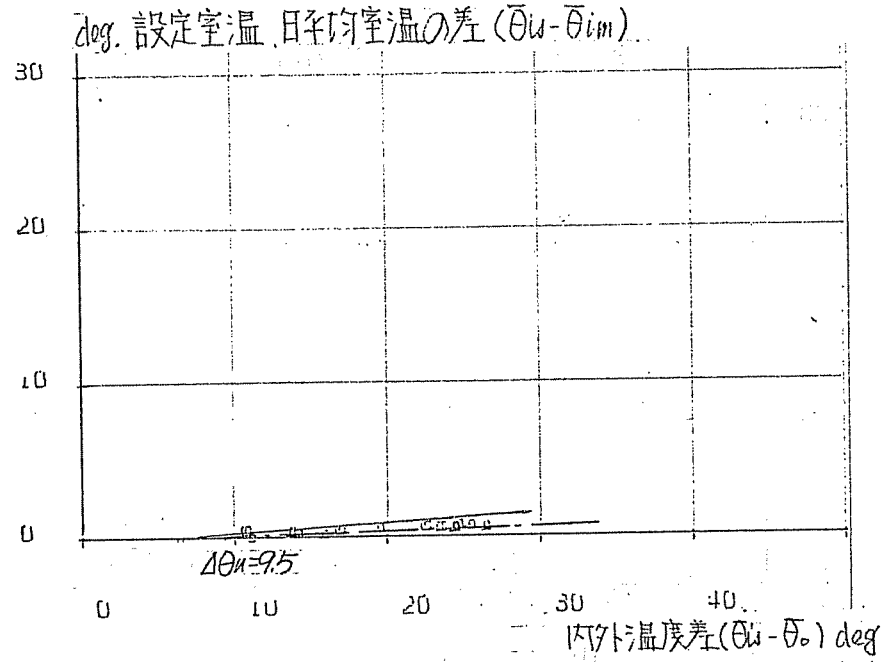
図Z-3-9b MK-Y住戸(中央暖房 4F中央)の上下温度差の推移



図Z-3-10b MK-Y住戸の設定室温-日平均室温の差と内外温度差



図Ⅱ-3-9C MK-M住戸(中央暖房下端部)の上下温度差の推移



図Ⅱ-3-10C MK-M住戸の設定室温 日平均室温の差と内外温度差

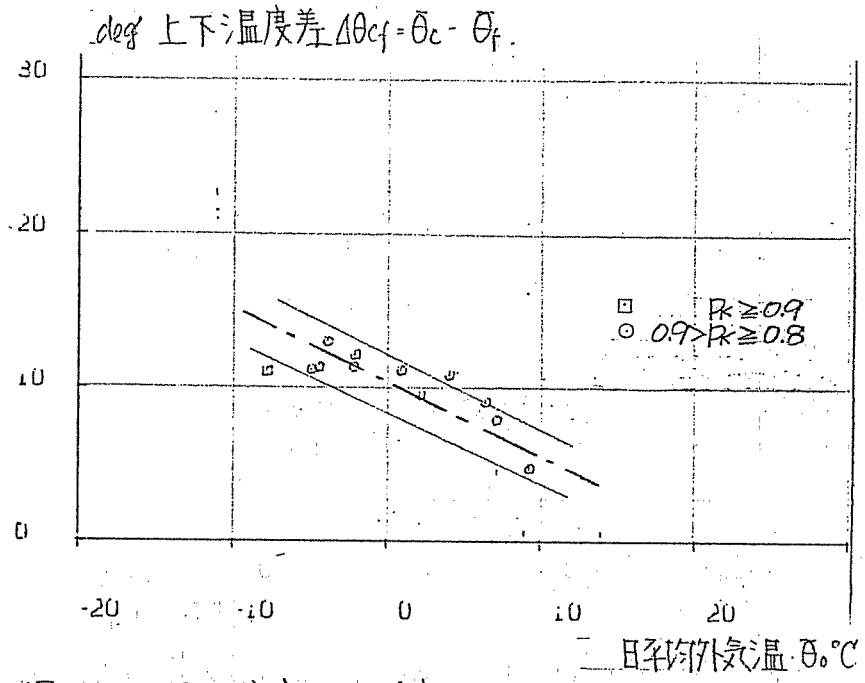


図2-3-9d. S-T住戸(ストーブ暖房 4F 中央)の上下温度差の推移.

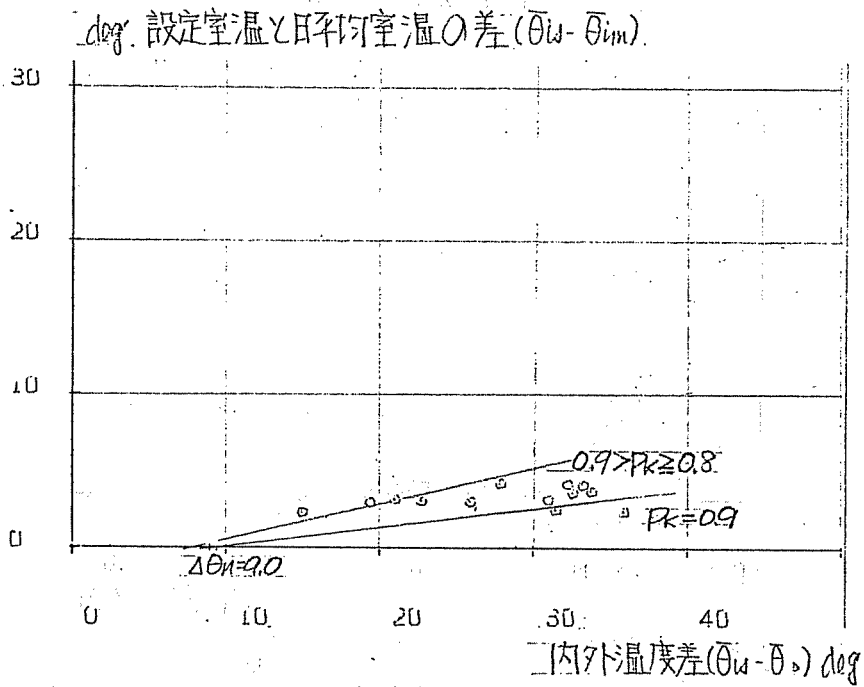


図2-3-10d S-T住戸の設定室温日平均室温の差と日外温度差.

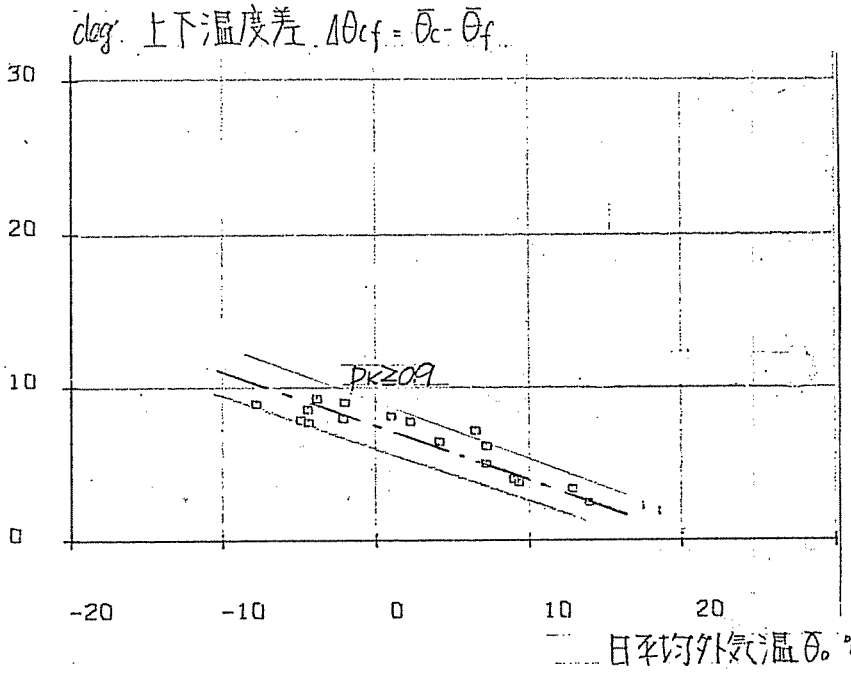


図2-3-9e S-H住戸(ストーブ暖房・4F中央)の上下温度差の推移

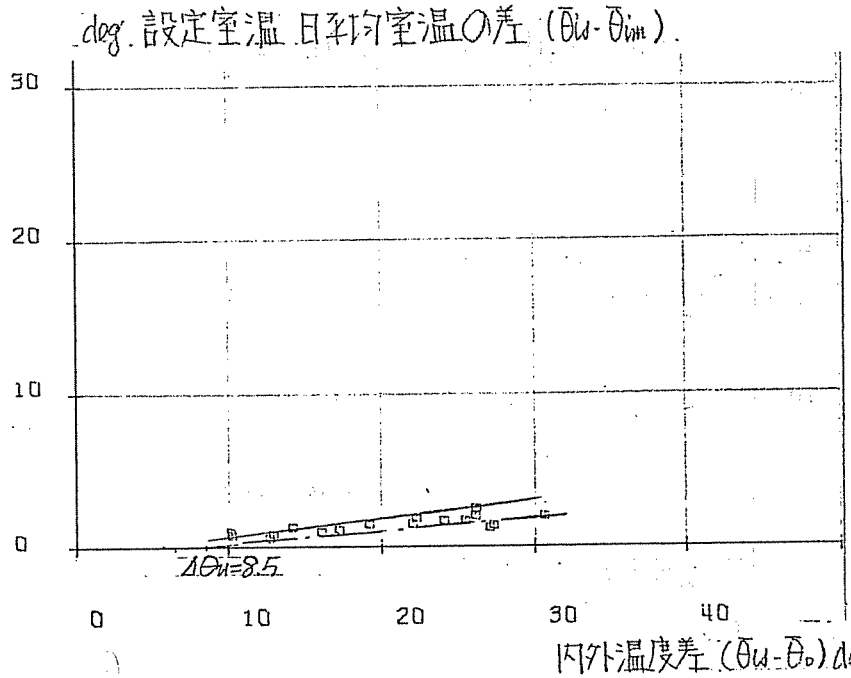
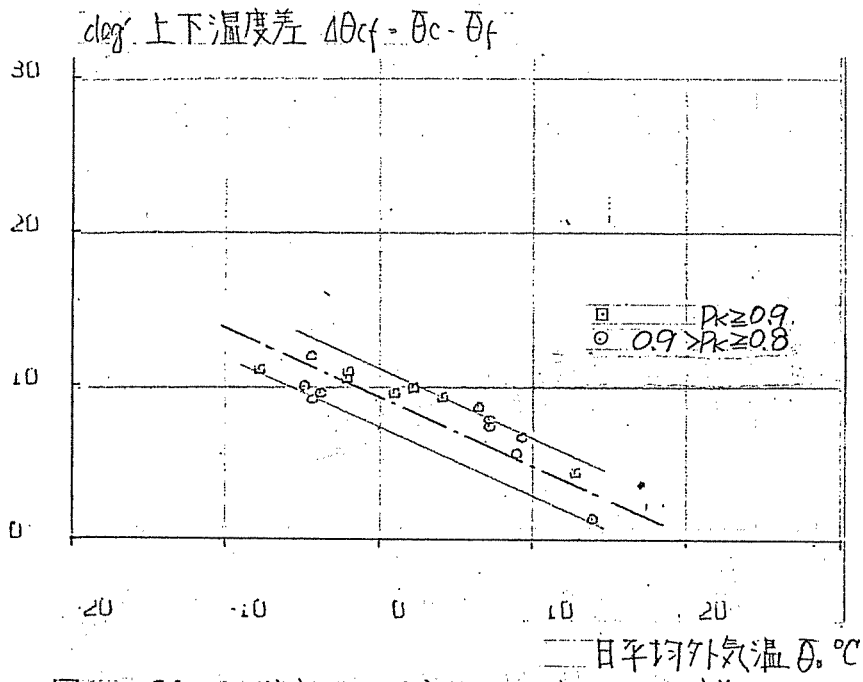
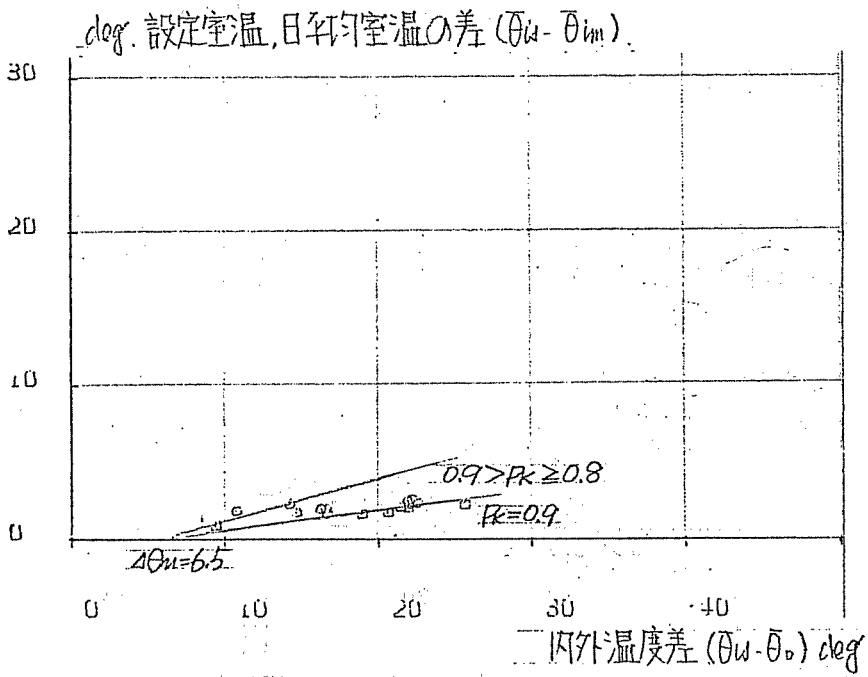


図2-3-10e S-H住戸の設定室温 日平均室温の差と内外温度差



図Z-3-9f. S-K住戸(ストーブ暖房・1F中央)の上下温度差の推移



図Z-3-10f. S-K住戸の設定室温,日平均室温の差と内外温度差

4。週間灯油消費量について

S住戸群（個別暖房、ポット式石油ストーブ）の週間灯油消費量の実績を図2-3-11a～11cに示す。先の2。2で示した独立住宅の消費実績と比較すると、週平均内外温度差に対する消費量は幾分少な目と云って良い。但し、点群の離散の大きいことに注目しなければならないであろう。この原因としては①構造体の時間遅れの特性から云って、外気の外乱を一週間では吸収しきれない、②床面積当りの外壁面積が少ないという住戸形態から云って日射や内部発熱があるとそれに左右され易い、③独立住宅では内外温度差と灯油消費量の関係が自己完結的であるのに対して、集合住宅では上・下階、左右隣戸の影響下にあるということが考えられる。

次に内外温度差に対する消費実績の傾きについて検討してみると、中間階中央のH住戸が最も少ない。本来ならば同程度の傾きであって然るべき同階中央のT住戸は先のH住戸に比べて2割程消費量が多い。これは図2-3-6dにも示す様に、設定室温が必要以上に高目に保持されていることをあげることができる。それ故、先の2割増の相当部分が間仕切壁を経由して隣戸から熱流出していると考えられ、因にこの住戸の上階は格好の床暖房になっているのではあるまいか。

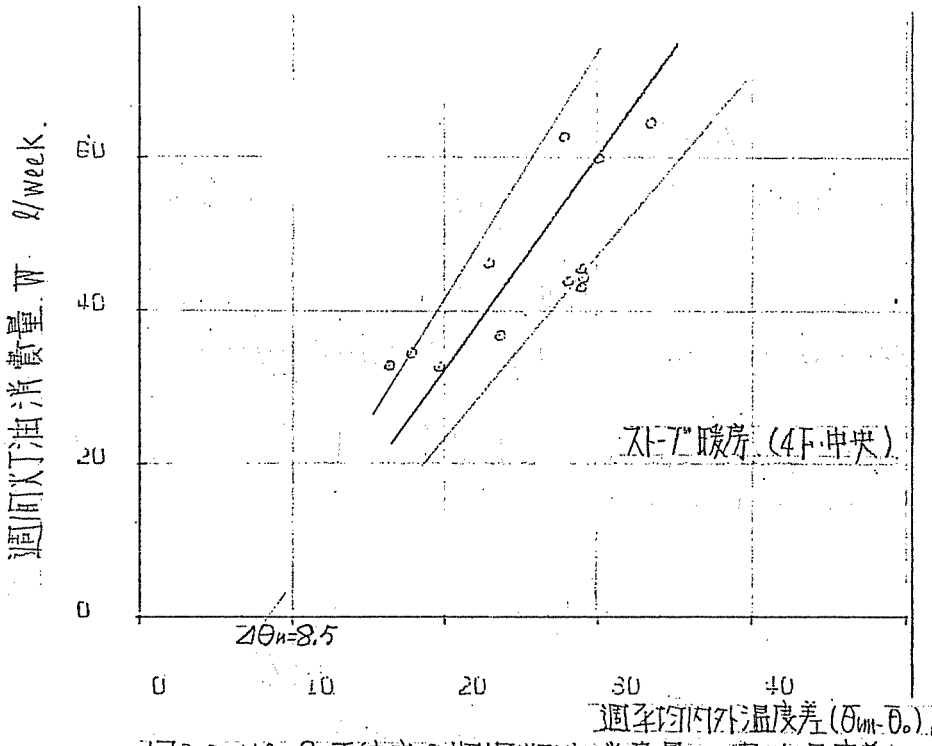
室温は持ち込むものではなく、不足分を自己の責任に於いて過不足なく保持すべきものとの立場に立てば、これは過暖房に陥ったT住戸、そしてその反対に昼間の暖房を停止する住戸ともに隣戸の温度環境に対して無関心であってはならないと云えよう。

K住戸の灯油消費量の傾きはH住戸に比較して1割程度の増加であるが、最寒期の週間灯油量で比べると、H住戸で40ℓ/weeK以上の週があるのにもかかわらず、K住戸では40ℓ/weeK未満であった。このことはH住戸と同程度の室温を保持するに必要な熱供給量のそれ以下に、熱

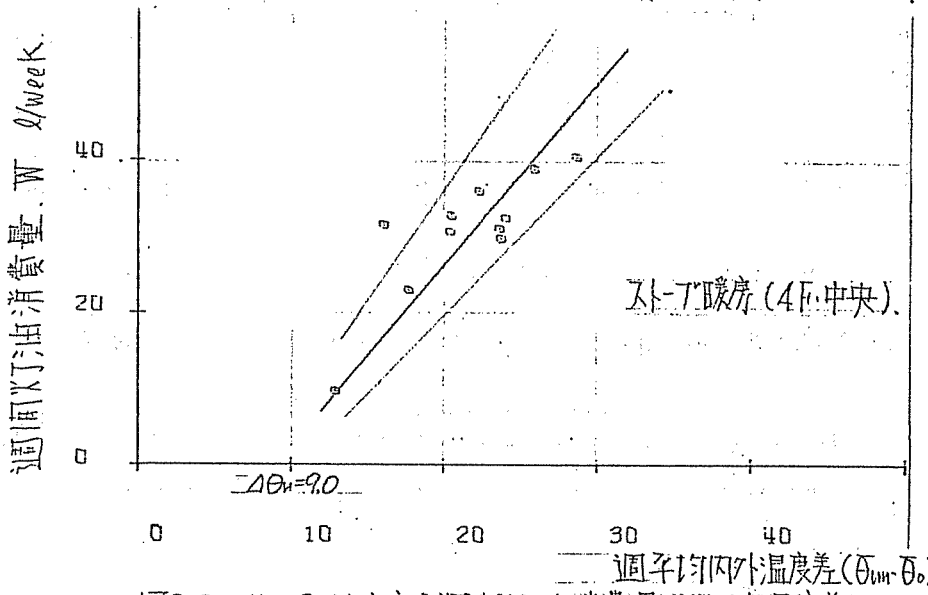
供給量を制限していたのではあるまいか。　勿論、各住戸ともに同じストーブで熱効率である訳もないから、先の例を熱経済と考えるのは少々乱暴な所もあるが　設定室温を他の住戸よりも下げたか（図2-3-6f参照）、暖房時間を減したのであろう（図2-3-10f参照）。　従って K住戸の場合、隣接住戸からの熱流入があったかもしれないと予想されるので、　設定室温をH住戸と同程度にもち上げると、週間灯油消費量がH住戸に比べて増加する可能性は大いにあるものと思われる。

この様に、少しく過暖房であったとか、熱経済をしていたのではあるまいかと云うけれども、それは1へ2割の熱消費に関する姿勢の差が、直接的に現われたのだとも云えないこともない。　また、例証が少なくはないかとの批判もあろうが、次の様に、過暖房は省エネルギー的立場でなくとも批難されるべきもの、一方、相互干渉下での室温のあり方と云う面では、過度の熱経済も批難されるべき性格のものであると云うことは可能であろう。　何れがより非であるかは難しい問題であるけれども　望しい暖房のあり方のコンセンサスができた時点で、それらは極く自然に解決されてゆくものであろうと思われる。

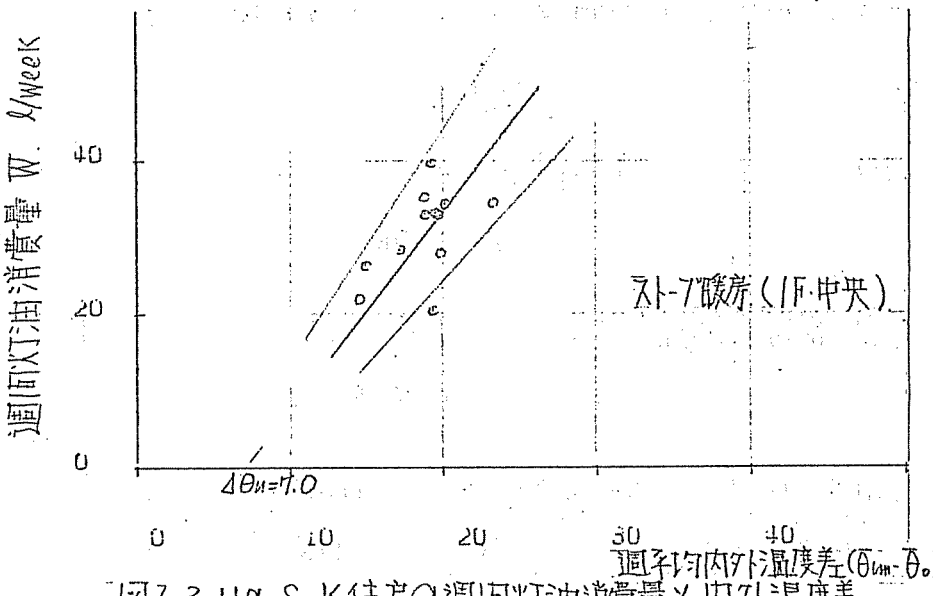
先に触れたMK住戸群は定額制の暖房料金・管理体系を採っている。そのためにか、室温の調節を窓の開閉にて行なっている旨も散見され、また　設定室温も個別暖房住戸に比較し　高目であると云わざるをえない。確かに中央暖房住戸は上下温度差も少なく、床付近温度も良く保持されて熱的居住性は満されている様である。　しかし、今後の暖房に対するあり方の問題点を探る（最適指標と限界指標の差異の検討）ためには、むしろ放恣に流れ易い定額制中央暖房住棟での室温の実態調査が　引き続き行なわれてゆかなければならないであろうと思われる。



図Z-3-11a S-T住宅の週間灯油消費量と内外温度差



図Z-3-11b S-H住宅の週間灯油消費量と内外温度差



図Z-3-11c S-K住宅の週間灯油消費量と内外温度差

表2-3-2は、以上の測定結果について整理したものである。この結果と独立住宅での結果を比較すると、暖房時間にそれ程の差がないにもかかわらず、日平均室温低下率が大きく、間欠暖房補正係数も大きいという所から、床面積当りの外壁面積が小さくて、熱容量が大きいという効果の程を知ることができる。次に、集合住宅相互の比較を行うと、個別暖房の方が、間欠暖房補正係数は小さく、日積算では正味の暖房時間が少ないのではないかと思われる。

自然温度差では、独立住宅に比べて集合住宅の方が全体に2deg程高目であることが分る。集合住宅相互の比較では、中央暖房のMK住戸群の方が大きいが、これは断熱程度や暖房形態の差というよりも、その主因が日射とすれば、方位によるものであろう。因にMK住棟は南向き、S棟は南東に面している。最下階の自然温度差はその上階に比べて1～2deg低目である。これはその都度指摘してきた様に浸入換気による熱損失が大きいためであろうと予想される。設定室温・日平均室温の差と内外温度差から推定した自然温度差と、週間灯油消費量から推定した自然温度差の間にはそれ程の差は見られなかった。これより集合住宅の自然温度差は、最下階で6deg、その上階で3deg程度とみなして良いであろう。

次に、内外温度差に対する上下温度差の割合について検討する。まず、暖房形態から見てゆくと、既に図2-3-9a, 9fに示した様に、中央暖房住棟の方が、全体に上下温度差が少ないために、内外温度差に対する上下温度差の割合は小さい。この違いが、中央暖房と個別暖房の差である。集合住宅個別暖房住戸に於ける内外温度差に対する上下温度差の割合は0.50～0.20であるに対して、独立住宅の室内外温度差に対する上下温度差の割合は0.70～0.40であるから、相当なる部分もあり、その割合に格段の差があるという訳ではない様にも見受けられる。

それ故、独立住宅に比べて　単に床面積当りの外壁面積が少ないと云うことだけでは、集合住宅の熱的居住性が格段に良いと云う訳ではなさそうである。　唯、独立住宅に比較した場合の利点は　図2-3-8d, 8eに示す様に（最下階を除けば）、住戸形態から床付近温度の保持が、容易であることによると思われる。　例えば：独立住宅個別暖房の場合、図2-3-8fの様に低下するのが一般的である。　独立住宅に比べ集合住宅では夜間暖房を行うと云う積極的な「寒さへの対処」が現われていないのは、この床付近の温度が弱点にならないからであろう。　そして　その分だけストーブの輻射に依存しなくてもすむ所から　集合住宅の室温は　独立住宅の設定室温に比べて結果的には幾分低目になっている。

このことは室温の保持に余裕があれば、ストーブの輻射よりは室温に力点がおかれる様になって　①局所的な暖かさから室全体の暖かさへ、②「寒くない状態」よりは「暖かい状態」へ、③即ち限界範囲よりは至適範囲への移行と云う方向へ向うであろうことを予感させる。

先に、定額制の暖房管理を行なっている中央暖房住棟で　継続的な室温の実態調査が望まれると述べたが、その理由は、個別暖房住戸が熱消費に関する姿勢の差として直接的に現われるのに対して、中央暖房住戸の方は、居住者の反応が温度がらみで現われてくる所から、その分だけ種々の問題が間接的に絡んでいて　「設定室温の意味する所」をはっきりさせ得ると考えられたからである。

この設定室温に関しては次節で再度取り上げて、我々の「寒さへの対処」や無意識下にある暖房行為の意味について検討している。

JIS-A4 130×250㎜

E-532

No 1004

1 枚目

表2-3-2 測定住戸の自然温度差と、内外温度差に対する上下温度差の割合

対象住戸	床面積 暖房面積	家族構成①	間欠暖房の範囲 P_K	補正係数 P値	灯油消費量 ℓ/℃·day	自然温度差 $\Delta\theta_n$	設定室温 $\bar{\theta}_{is}$ ℃	θ_o=0℃ $\frac{\Delta\theta_{cf}}{\bar{\theta}_{is}}$	θ_o=0℃ $\frac{\Delta\theta_{cf}}{\bar{\theta}_{is}-\theta_o}$	θ_o=-10℃ $\frac{\Delta\theta_{cf}}{\bar{\theta}_{is}}$	θ_o=-10℃ $\frac{\Delta\theta_{cf}}{\bar{\theta}_{is}-\theta_o}$
円山北町（中央暖房）											
5F中央 MK-K	38.88 29.16	大2小幼	$P_K \geq 0.9$	0.918	—	10.0④	21.5 +0.13$\bar{\theta}_o$	1.0 21.5	0.06	— 20.5	—
4F中央 MK-Y	38.88 29.16	大2幼	0.9	0.938	—	11.0	23.5 +0.06$\bar{\theta}_o$	5.5 23.5	0.27	8.0 23.0	0.24
1F端部 MK-M	38.88 29.16	大2幼	0.9	0.925	—	9.5	20.0 +0.05$\bar{\theta}_o$	5.0 20.0	0.24	7.0 19.5	0.24
白石中央（個別暖房）											
4F中央 S-T	38.88 29.16	大2中小	0.8~0.9	0.800	0.399	9.0④ 8.5⑤	27.5 -0.25$\bar{\theta}_o$	10.0 27.5	0.36	14.5 30.0	0.36
4F中央 S-H	38.88 29.16	大2幼	0.9	0.900	0.347	8.5 9.0	22.0 +0.05$\bar{\theta}_o$	7.5 22.0	0.34	12.0 21.5	0.37
1F中央 S-K	38.88 29.16	大2小	0.8~0.9	0.825	0.373	6.5 7.0	20.0 +0.23$\bar{\theta}_o$	9.0 20.0	0.46	14.0 18.0	0.50

注) ① 大(大人)，中(中学生)，小(小学生)，幼(幼児)

② 日平均室温低下率，$P_K = (\bar{\theta}_{im} - \bar{\theta}_o)/(\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_o)$

③ 間欠暖房補正係数，$P = (\bar{\theta}_{im} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n)/(\bar{\theta}_{is} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n)$

④ $\theta_u - \theta_{um} = 0$ となるときの内外温度差

⑤ 週間灯油消費量が0となるときの内外温度差、

2.4 実測調査から得られた諸問題.

実測調査から得られた問題については 前節まで、折々の所で触れてきたが、本章のまとめとして再度取り上げるとすれば、その1つは、①旧来の暖房習慣である間欠暖房から派生してくるものをあげることができよう。 次には、②石油ストーブによる部分暖房(個別暖房)と中央暖房(一応、全室暖房と考える)の場合の温度分布の差異をどの様に評価するのかという問題があるだろう。 最後は ③暖房面積, 暖房形態との関係や、住戸形態, 暖房形態がうみだす内外温度差に対する上下温度差の割合をインデックスとして、居住者の室温選択の結果である設定室温の関係から寒さへの対処がどの様に行なわれているのかということを検討事項としてあげることができよう。

241 間欠暖房と連続暖房.

間欠暖房と連続暖房の差異は、夜間や不在時の室温をどの様に考えるのかということにつきようが、この使用していない時の暖房に対する抵抗感は 国民性としての経済観念からくるものなのか、家屋構造のためなのか、あるいは暖房の歴史が浅いためなのであろうか。 思うにその1は 暖房時間が短かければ短かい程 燃料の節約になるという考え方と、やはり失火の心配ではなかろうか。 事実 その経験則は結果に合致している。現状での暖房器を考えた場合、不慮の事故に対する問題と微燃焼時の熱効率を考慮すれば直ちに連続暖房に踏切れと云っても無理があるのかもしれない。

しかし、居住室の熱的居住性という側から見れば、部分暖房という問題以前に間欠暖房という暖房習慣は 踏越えなければならない障壁の1つであって、熱的居住性に対して設備的な面での寄与を過度に期待をしてはならない。 次に、設備的な面での配慮が無視されてしまった例を示す。

1。間欠暖房の意味

図2-4-1は現在最も熱的居住性が良い　とされている床暖房住戸（電気パネル）で、居住者がどの様な暖房意識をもって行動を起しているかを見たものである。　この住宅は　図2-4-3に示す様に1階の主要3室に床暖房を、また　居間、和室、2下和室にファンコンベクター（ガス使用で下下型）を設備している。　この様に全体として過剰とも思われる暖房形態となった理由は、週末のみに使用するためであったと聞く。

従って、週末毎の間欠運転が前提のため、まず使用開始時にはファンコンベクターを用いて室を予熱し、室が暖まった所で快適性を得るべく床暖房を、との着想だったのではなかったかと想像される。

一般的に云って、従来の間欠暖房習慣にあっては、図2-4-1に示す様に就寝時に寝室を暖房するとゝうことはない。　居間は床パネルの夜間暖房をしているが、それでも起床後は直ちにファンコンベクターを稼動させている。　夜間暖房を行なっているとは云え、床暖房は本来間欠暖房運転には不向きなためであろう。　先の主旨からして週末毎の間欠運転の円滑さを求めて設置されたファンコンベクターが、日毎の間欠運転のための主役となっている。　やや勇足めいているが、床暖房の場合、間欠運転に不自由するとゝうことが、室内を快適にしている源泉である、とゝえよう。

独立住宅個別暖房の所で、石油ストーブを用いての間欠運転の場合予熱期の室温上昇中、ストーブからの輻射熱を期待できるため、その周辺に生活範囲をせばめるとゝう様にして、低温時の体感を補償しているものと予想されると述べた。　一方、床面の熱容量が原因し、その表面温の急激な上昇を期待できない床暖房では、夜間に冷却した壁面からの冷輻射を補償するためには、室内空気温の確保が急務になってくる。　朝方の予熱期のファンコンベクターの使用には、居住者の意識の有無にかかわらず、

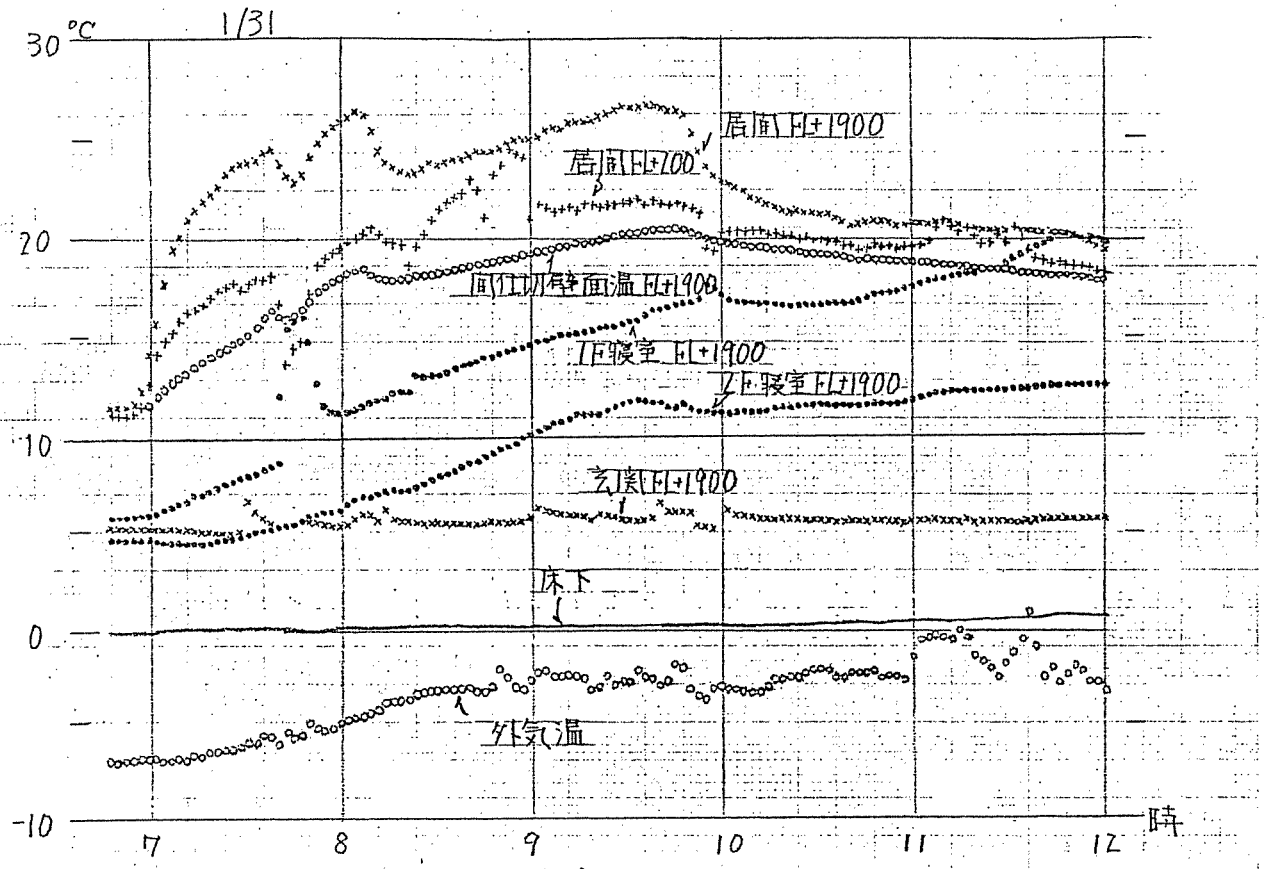


図2-4-1. SM-I住戸の間欠暖房時の上下温度分布の推移
(床パネルファンコベクター併用住宅 木造 昭49年建築)

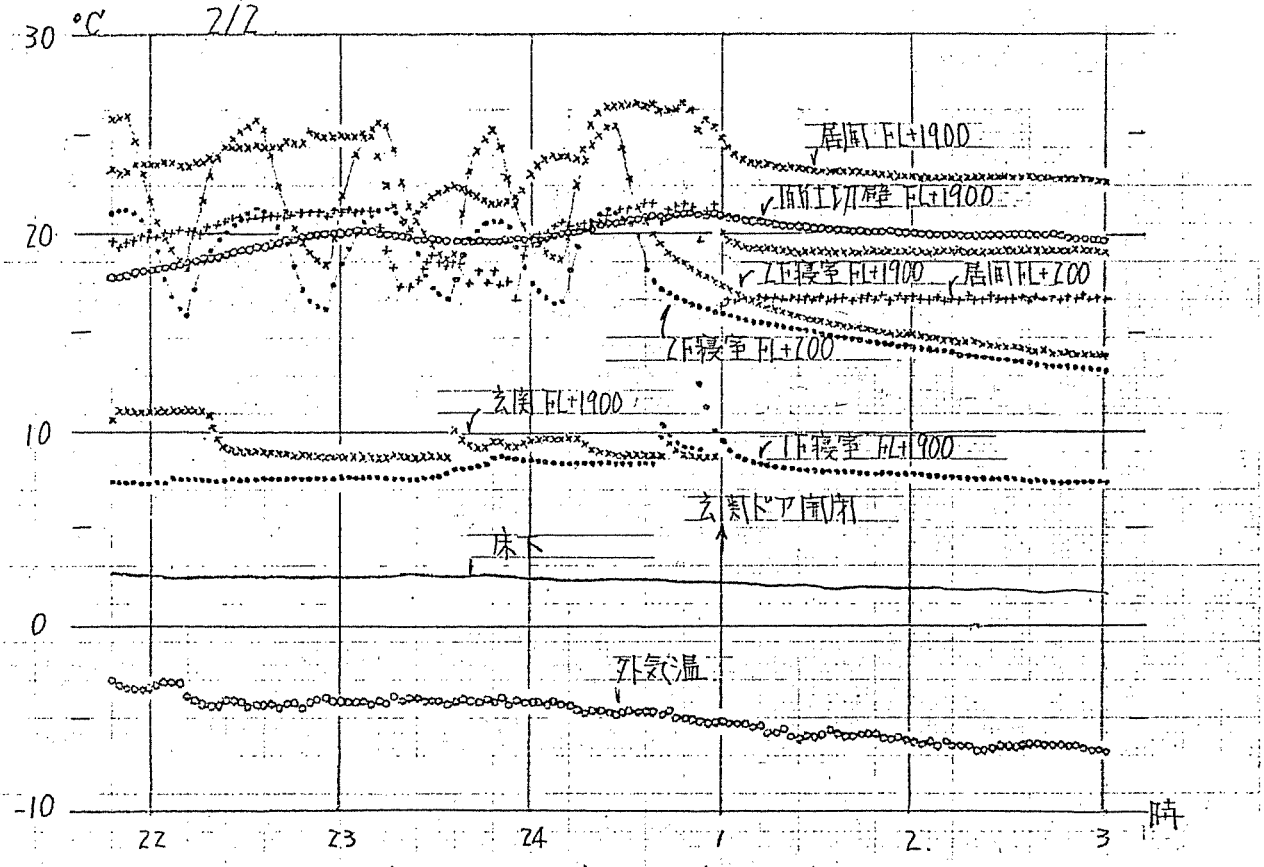
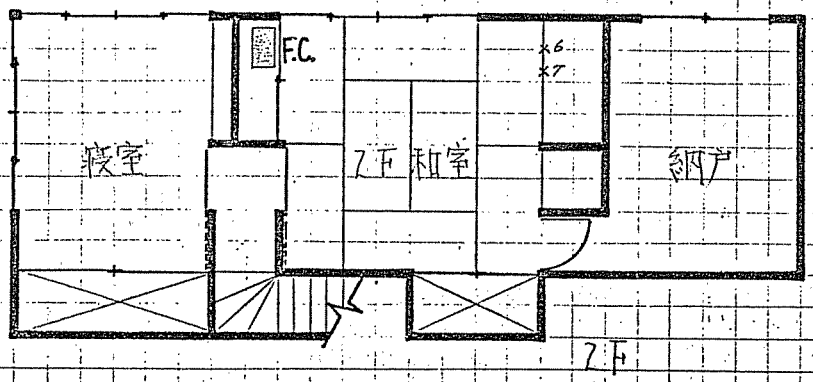


図2-4-2. SM-I住戸の間欠暖房時の壁面温度の推移



測点個所　$L_1, L_2, L_3, M_1, M_2, M_3$：温度分布測定（3章 P334参照）

測点番号			
×1	寝室	FL+1900	
×2	玄関	〃	
×3	台所	〃	
×4	外気温	——	
×5	1F和室	〃	
×6	2F 〃	〃	
×7	〃 〃	FL+200	
×8	寝室	FL+1900	
×9	〃	FL+200	
×10	居間床仕上げ壁	FL+1900	

P.H. panel heater

F.C. fan convector

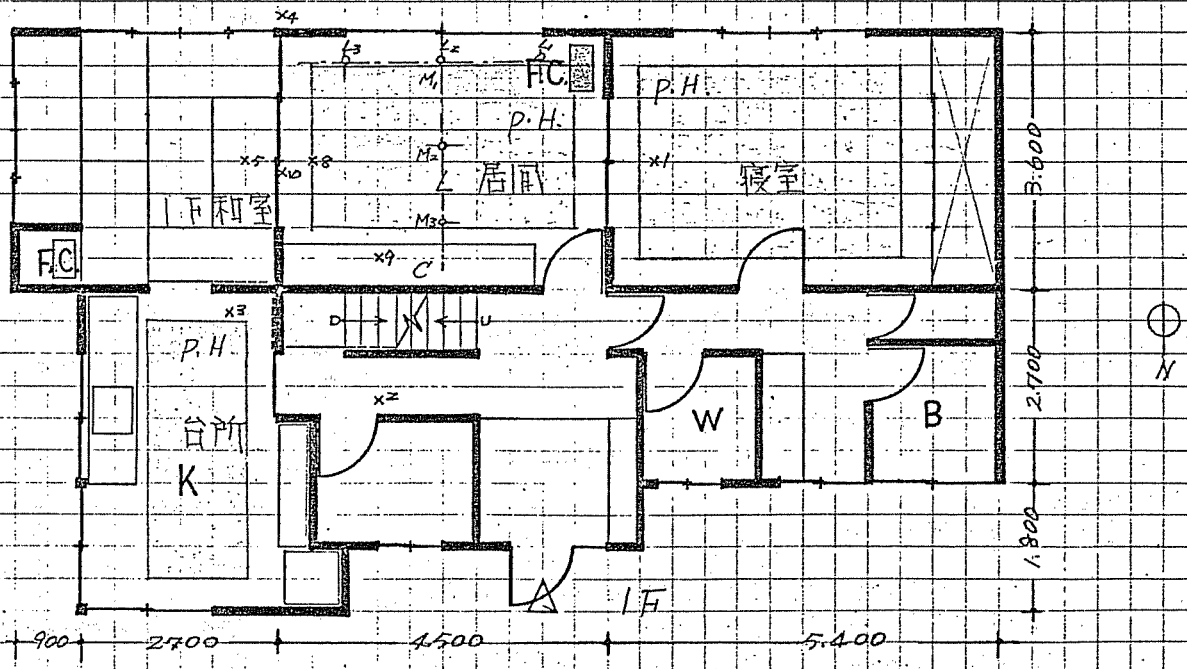


図7-4-3 床パネル，ファンコンベクター併用住宅（SM-1住戸）

以上述べてきた様な背景がこめられていよう。温水暖房を採用していてベースボード、パネルの類（自然対流型）よりもファンコンベクター型を良しとする一部の風潮も、軸は同一のものであろう。この様に、例え暖房設備が異なっていたとしても、間欠暖房と云う暖房習慣を採用している限り、本質的には全く同じ様な内容を含む対処となって現われる。この点に関しては大いに注目して良いであろう。

間仕切壁の表面温は、図2-4-1に示した室温上昇期ばかりでなく図2-4-2にも示す様に、ほぼ定常に達したと思われる時期でも、同フロアレベル位置よりも低い場合がある。一般に間仕切表面温は、その室の上下温度分布に応じて、回復するものと考えられるから、前述の結果の全を間欠暖房要因に帰する訳にはゆかない所もある。例えば、①木造間仕切には中空層があるが、その煙突効果を主因とした通気による冷却、②次いで窓面との輻射熱授受による冷却、③隣接室温が低い場合、などが考えられる。居間に於ける壁面の輻射効果を考えるとき、窓面の様な部分を除けば、その空間を構成する壁面は、その大半を間仕切と考えて良いので、その意味では、間仕切壁面温の動静が、熱的居住性を左右していると云って過言ではないであろう。

先の①，②の様な建物側の要因の解決ばかりでなく、③や間欠暖房と云う暖房習慣の改善がなければ、本当の熱的居住性の向上は望めない。

特に、ここでは、改めなければならないものの筆頭として、時間遅れの寒さを持ち込んで、日中、床付近温度の上昇を防げる間欠暖房をあげておこう。

2。独立住宅の夜間暖房と連続暖房、

前節で触れた様に内外温度差と熱負荷の週平均で見た関係は、集合住宅に比べて独立住宅（木造）の方が、離散度合が低かった。しかし、日平均で見た内外温度差と灯油消費量の関係は、図2-4-4aに示す様に、相当の離散をみせていると云わねばならない。

表2-4-1に示した室内条件（日灯油消費量と内外温度差）で相関をとって回帰直線を記入し、日照時間別に点群を画くと、日照時間の多い日は、その直線の下側に、少ない日は、上側に位置するのが分かる。この日照時間と窓面透過日射量の間に強い相関があるものとすれば、[4] 先の結果は妥当と云える。次に、図2-4-4bに示す様に風速別に点群を記入すると、風速の速い日は回帰直線の上側に、遅い日は下側にくることの多いのも分かる。もし、換気量が、風速との間で強い対応があるものとすれば、この結果も充分納得のいくものである。

しかしながら日照時間や風速と灯油消費量との関係を見る際には、次に述べる様な注意が必要になる。①赤緯は、日毎に変化しているので、鉛直窓面への影響も日毎に変わる。②日照時間は、日積算値であるから、有効直達日射のあった時刻（太陽方位、高度）で差異が現われる。③例えば風速が同じで、換気量が同じ条件でも、内外温度差が違えば、熱負荷への現われ方は異なってくる。

従って、日照時間や風速の影響は暖房限界期と最寒期とでは、同一のものとはならないが、ここでは、以上の諸影響を一応無視して、変量別の回帰直線による近似という最も簡便な手法によって検討した。そして、日照時間や風速の、灯油消費量に対する増減の程度を調べるとともに、またその増減を、間欠暖房による節約量と比較している。

表2-4-1　外気条件、内外温度差、推定負荷（M-E住戸）

月-日	外気条件 $\bar{\theta}_o$ ℃	HS h	$\bar{v}$ m/s	室内条件 Wo1L ℓ/day	$(\bar{\theta}_{im}-\bar{\theta}_o)$ deg	内外温度差での近似結果 ℓ/day	内外温度差＋日照時間での近似結果 ℓ/day	推定灯油量 ℓ/day
10-6	12.5	5.4	1.7	0.91	8.70	-0.111	0.047	0.543
7	12.5	9.8	3.1	0.25	8.40	-0.679	0.100	0.098
8	11.8	2.2	1.9	1.40	8.30	0.502	0.208	0.910
9	13.7	3.0	2.3	0.12	6.90	-0.349	-0.530	0.445
10	11.4	5.7	2.9	0.57	9.45	-0.681	-0.480	0.960
11	11.2	7.4	2.0	0.99	10.15	-0.475	-0.035	0.762
13	9.6	9.9	1.6	0.54	10.95	-1.170	-0.377	0.577
17	8.8	9.9	1.9	0.74	10.30	-0.771	0.022	0.436
18	12.3	3.7	4.2	1.68	6.80	1.242	1.159	0.679
20	7.3	3.8	4.3	0.98	9.35	-0.240	-0.308	1.466
21	4.9	0.	3.9	2.18	9.95	0.776	0.172	2.109
24	7.3	5.5	5.1	1.83	11.30	-0.003	0.166	1.995
27	11.4	3.9	4.1	1.32	7.85	0.559	0.506	0.954
28	5.3	0.2	3.4	2.74	12.55	0.540	-0.037	2.782
29	5.8	0.	3.4	3.37	13.00	1.032	0.427	2.948
31	9.9	3.0	5.7	2.82	10.05	1.386	1.205	2.061
11-1	-1.5	1.8	5.3	4.00	18.00	0.130	-0.221	4.590
5	2.0	0.8	2.3	2.74	16.20	-0.579	-1.070	3.605
6	5.1	6.4	4.3	2.76	12.95	0.437	0.736	2.202
11	-3.1	7.6	4.9	3.66	18.30	-0.302	0.166	4.492
12	-3.5	2.7	2.9	3.96	19.25	-0.273	-0.497	4.386
13	-3.0	7.1	3.7	2.66	17.50	-1.057	-0.659	3.380
14	-4.1	5.3	2.0	4.04	19.45	-0.275	-0.131	3.910
15	-1.6	3.2	1.7	3.94	18.45	-0.068	-0.221	3.840
17	4.0	7.8	2.5	2.30	14.70	-0.559	-0.062	2.195
18	2.7	0.	5.8	3.07	14.05	0.410	-0.195	3.729
27	1.5	5.2	2.7	1.82	13.45	-0.656	-0.527	2.278
29	-0.4	2.3	4.4	5.16	18.05	1.275	0.995	4.362
12-1	-1.8	6.8	3.5	1.97	15.30	-1.073	-0.717	2.710
4	-8.7	0.	2.5	4.50	22.05	-0.611	-1.216	5.540
5	-7.9	4.2	2.3	6.22	23.75	0.588	0.576	5.438
6	-8.5	0.4	4.1	6.96	24.65	1.052	0.504	6.590

注）間欠暖房時の室温が、周期的定常と思われる部分のみを採用。

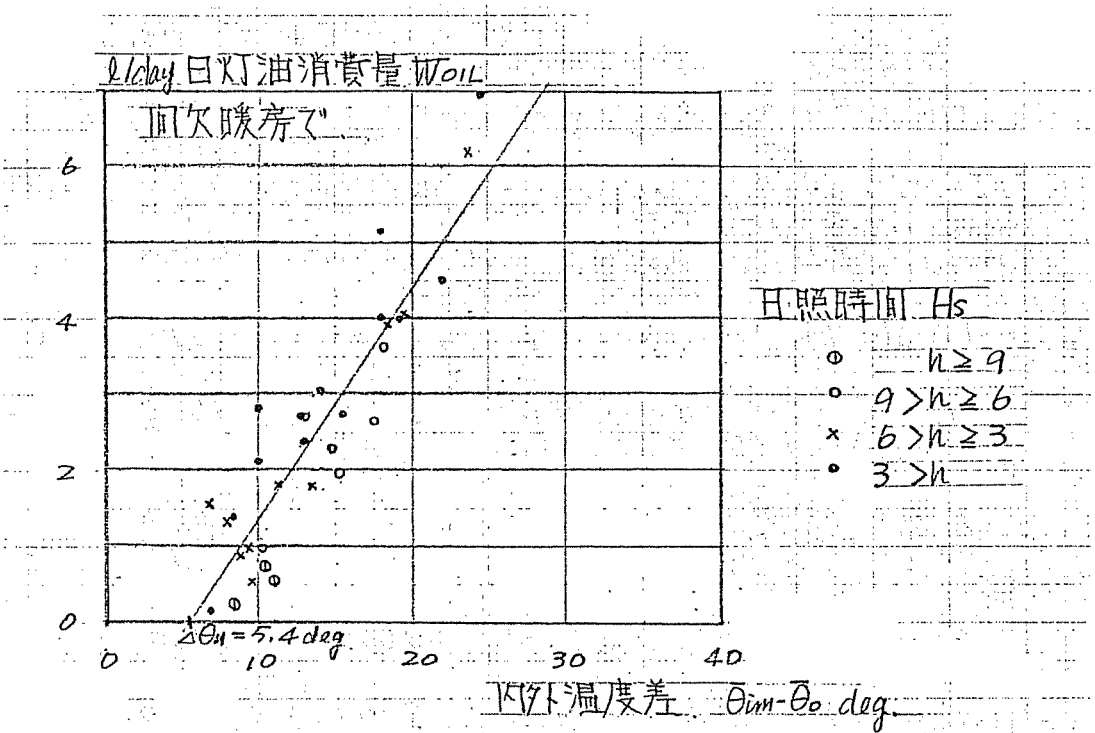


図7-4-4a 日照時間と日灯油消費量（M-E住戸）

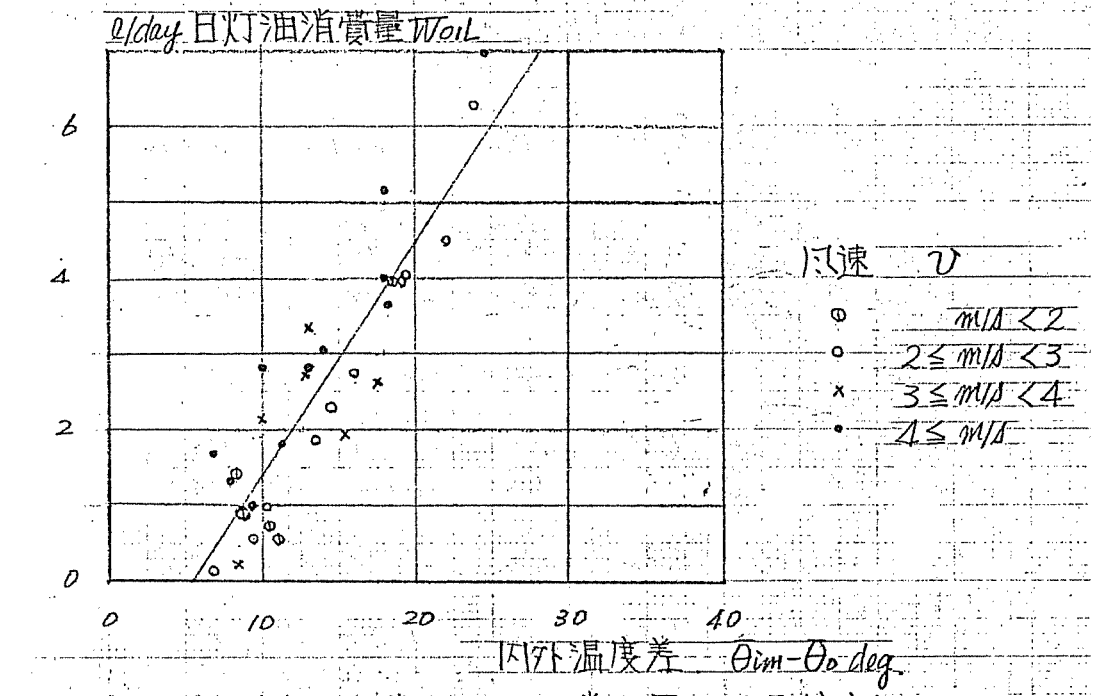


図7-4-4b 風速と日灯油消費量（M-E住戸）

図2-4-5に示す様に負荷増大に鋭敏な要素から、相関係数と回帰式を求めるのである。まず最初に内外温度差との関係を得る（相関係数 $r=0.90$）。

$$W_{c①} = \xi \cdot \Delta\theta + C_①$$

上式で近似しきれない離散点群は、全て日照時間（日射）による影響として考える（表2-4-1の内外温度差による近似結果）。

$$W_{c②} = W_{oiL} - W_{c①} = A \cdot H_s + C_②$$

図2-4-5の左下端の図に示す様に、日照時間の増大に伴って、確実に灯油消費量は減少することが分かる（$r=-0.61$）。次いで、日照時間項で処理しきれない部分は、風速による換気損失の増減と考えて

$$W_{c③} = W_{oiL} - (W_{c①} + W_{c②}) = V \cdot v + C_③$$

表2-4-1の内外温度差＋日照時間近似結果から、風速の増大に伴なって灯油消費量は、増大するのが分かる（相関係数は相当小さくなって、$r=0.41$）。以上の3要素の合計が、実測に基づいた推定式である。

$$W_{oiL} \fallingdotseq W_{c①} + W_{c②} + W_{c③}$$

$$= \xi \cdot \Delta\theta + A \cdot H_s + V \cdot v + C_① + C_② + C_③$$

上式を用いた推定消費量 W_{coiL} と実測 W_{oiL} との関係を見たものが、図2-4-6である。内外温度差だけの関係で整理した相関係数は 0.90、日照時間、風速を加えた場合の相関係数は 0.95となった。

従って、単に内外温度差だけで整理した場合より、他の条件も付加した方が、5%程度近似の度合が向上するのは確かな様である。

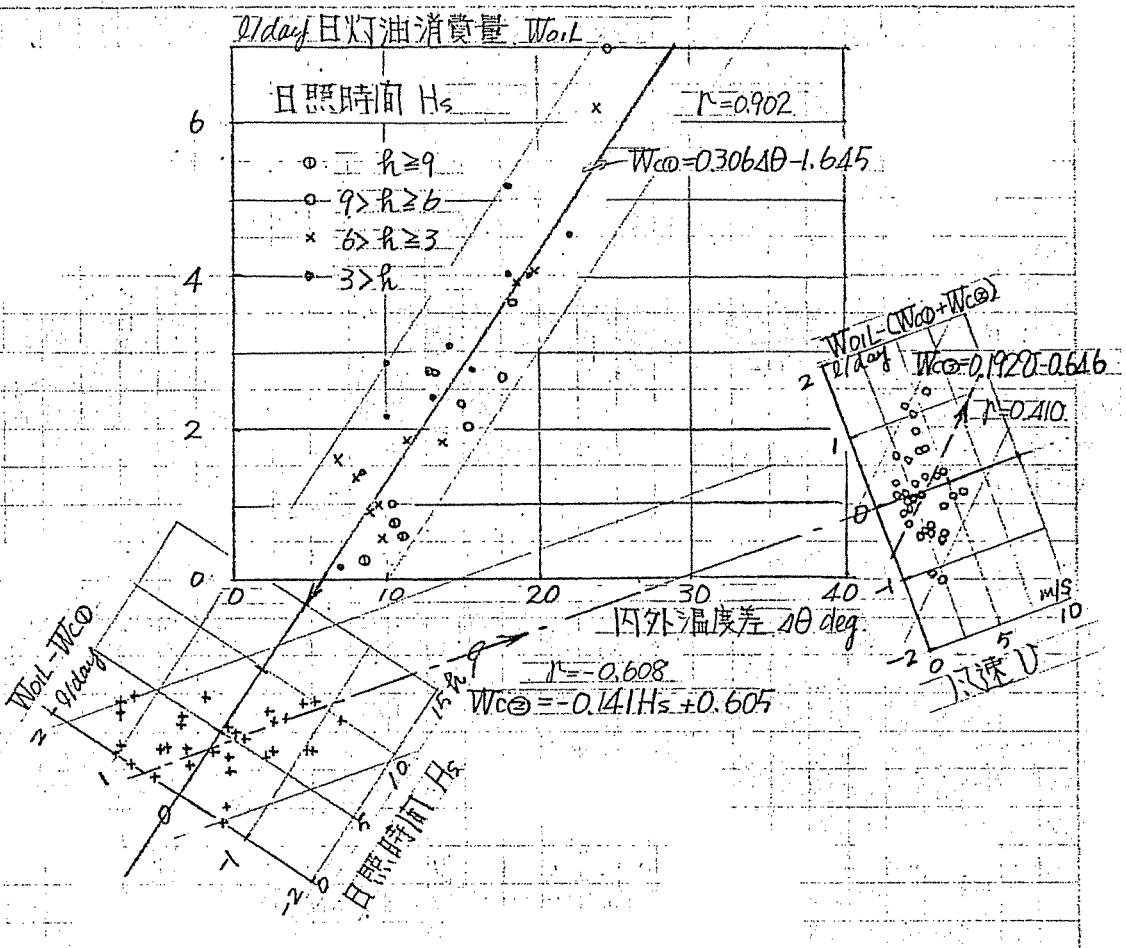


図7-4-5. 日灯油消費量と日照時間、風速の関係（M-E住戸）

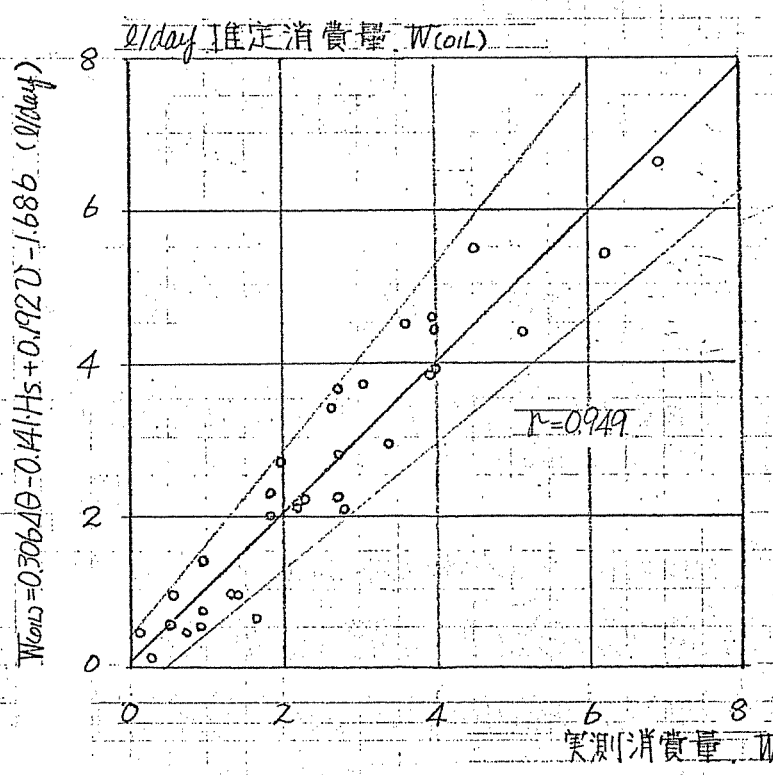


図7-4-6. 実測日灯油消費量と推定消費量（M-E住戸）

この方法の良さは、最も単純な2変数にて相関が高いと思われる要素から順次関係づけてゆくことが可能で、かつ相関度合の検討も容易なところにある。逆に、相関順位が不明の場合は問題になるかもしれないが、一般的には相関度合の低くなった時点で、その要素を切捨てれば良い。100ステップ程度のプログラミング可能な電卓の場合、2変数相関の回帰式は容易に手に入る。

M-E住戸（断熱程度50mm，木造平屋，南東向，2室の間欠暖房）程度の規模であれば、日照時間7～8hrで、1ℓ/dayの軽減が可能であることが分った。日射の効用は、単に熱負荷を減少させるばかりでなく、その減少によって、石油ストーブ（高密度発熱体）からの放熱量を減らし上下温度分布を良好にすることにある。さらに、床あるいは壁の受照面が、2次放熱面となって、熱源分散，壁面温の上昇による輻射環境の改善と云う相乗効果にある。相対として見れば、壁面に比べ窓面の熱損失は大きいが、プラス面としての機能の1端に、上述の様な面のあることも忘れてはなるまい。

木造住宅での間欠暖房による熱負荷の軽減量は、表2-2-3に示す様に14～16%として良い。M-E住戸の例では、最寒期に於ける日必要灯油量は、6ℓ/day程度になる故、窓面透過日射による熱負荷軽減量（窓面積5.4㎡，1ℓ/day）の比率は、16%程度となる。

間欠暖房による節約と、全くの無意識裏に恩恵を受けている無償の熱負荷の軽減が、同程度と云うことは注目して良いだろう。

次に、間欠暖房と夜間暖房の間で、居住室の温度環境にどれ程の差が出るのか、また間欠暖房は夜間暖房に比べて、熱負荷にどれ程の割り増しになるか、について、同じM-E住戸で検討する。

図2-4-7にM-E住戸の夜間暖房をした場合の室温変動と負荷変動を示す。夜間暖房した際の室温変動の特徴は、夜間も熱供給しているため、上下温度差が解消せず、朝方の室温が適当に保持されることにあろう。そのため、日中の温度回復が容易になって、床付近温度は予熱期を経過すると設定値に達しているのが分かる。夜間暖房は、この様に熱的居住性を好転させるが、夜間に熱供給するために当然のことながら、間欠暖房に比較して灯油消費量は増加する。

図2-4-8aは、先の増加の程度を見たものである。日平均室温低下率で比較すると、間欠暖房で$0.9 > P_K \geq 0.8$、夜間暖房では、$P_K \geq 0.9$となり、それぞれの卓群の平均的な所で間欠暖房補正係数を求めると$P = 0.789, 0.913$となった。暖房時間が比較的長いと思われる間欠暖房と夜間暖房時の燃料費を比べた場合、夜間暖房時の増分は、16%程度になろう。この増分と、先の熱的居住性の好転の意味を更に検討したものが、図2-4-9である。これは、日平均室温低下率の各階別に整理した図2-4-8b～8dを下敷に、間欠暖房補正係数を用いて評価したものである。

これから、上下温度差は、間欠暖房補正係数の増大、即ち、暖房時間を増加させるか、夜間暖房を行うことによって確実に減少する、と云うのが分かる。これが何によってもたらされるか、を見たものが、床付近温度と間欠暖房補正係数の関係である。この住戸は、輻射放熱の勝ったストーブ暖房であって天井付近温度は、図2-2-27aに示す様に、外気温の低下につれて低下傾向またはフラットな傾向を示す。それ故、P値の増大によって上昇した床付近温度の推移分が、上下温度差を減少させたとして良いであろう。では、P値の増大が、何故床付近温度を上げるかと云えば、床付近は暖房時間が短かければ短かい程、温度の上昇が難しい、また暖まり難く、冷え易い部分だからである。そして、周壁が暖まるまで、その部分に冷気が積層し、その解消に時間の要する部位だからであ

る。 換言すれば、その居住室の熱的に弱い部分の歪みの集積が 現われる所と考えられるからである。 それ故、この床付近に集積する弱点を処置することが「寒さへの対処」に、ひいては暖房計画の根源に通じると云えよう。

設定室温と間欠暖房補正係数の関係を見れば、その点について一層良く理解できる。 図2-4-8Cに示す様に、設定室温を各Pk群毎に整理すると、外気温が1～2℃の所で交叉する。 これは、全住戸に共通の現象と云う訳ではないが、断熱の良い住戸程、低外気温の所で交叉する。これを、外気流θ_o=10℃と-10℃で整理すると、θ_o=10℃ではPを増加させると、設定室温は下がり、最寒期に於けるθ_o=-10℃では反対に上昇の傾向として捉えることができる。 これは大いに注目すべき現象である。

住宅の断熱を良くすれば、熱損失は当然減少するが、例えば 最寒期の熱損失が、先の外気温10℃のときの熱供給実績に見合う程度に押えられる程、充分に断熱された住宅を考える。 その様な住宅にあっては、間欠暖房するよりも連続暖房に近い程、設定室温は下がる、と云う様に推測することもできよう。

M-王住戸で外気温が10℃の時の床付近温度は、18～19℃前後であった。 例えば、床付近温度がこの程度に設定されうる場合では、暖房時間が短かい程、夜間の冷却に起因する日中の寒さの解消を「室温」で補償し、外気温の低下につれてストーブの「輻射」による補償の度合が増大してゆくものと想像される。

欧米の暖房に間欠暖房が少ない、と云われる所以は、勿論、経済的歴史的背景の差にもよろうが、住居の保温力（床付近温度を保持し得る建築的、設備的能力の意）が、我国に比べて数段勝っているため、間欠暖房による節約分が、絶対額としてはそれ程でもないからであろう。 ましてそれが翌日の設定室温に跳返るとなればなおさらである。 それを生活の知

慮とする憶測は、我国に於けるM-E住戸レベルを考えるとき、それ程的はずれとは思われない。あまり保温力のないM-E住戸レベルの住宅では、間欠暖房をしつつ夜間の授乳、朝起きの苦痛の軽減のため、夜間と朝方の室温の保持に努める。これが、夜間暖房の現実の姿である。そうすることによって床付近温度、設定室温の低下を凌いでいるのであろうと思われる。この時の上下温度差の減少は、積極的に得られたものではなく、先に述べた「寒さへの対処」の結果として副次的に得られたものであるにすぎないが、その効果の程は大きいと云わねばならないだろう。先の様に、住宅の断熱力，保温力のあり方によって間欠暖房補正係数が増加した場合の設定室温には、全く反対の意味合いが含まれている、と云うことを銘記してかかる必要があるだろう。

「寒さへの対処」の具体的反応として、夜間暖房に依る場合の他に手取り早く暖房面積を減ずる対処があった。一般に、隣室との間仕切が襖によっている住宅の多い現時点では、その日の寒暖・晴曇によって、ストーブの設置されている居住室の温度調整を、襖の開閉にて行うケースが多いが、この様な対処が良く採られるのは、先に述べた失火などの心配もなく、次に検討する経済負担の増減の考慮を払う必要がないと云う利便さが生ずるからであろう。しかし一旦その襖が閉じられると、それを開放した際の侵入冷気に耐えきれず、1日中閉じられたままと云う場合が多い。

それ故、開放できるのは、先に述べた様に晴れた暖かい日になるのだが、「寒さへの対処」へ踏切る動機は、結局の所、次の判断の上からその是非を決定するものの様である。①生活の活動範囲をそのままにしていた方が良い，寒さの方は何んとかなるので広さを，②生活空間を狭めると、生活に支障はでるが、狭めなければ暖まらない，広さよりも暖かさを，などの判断である。

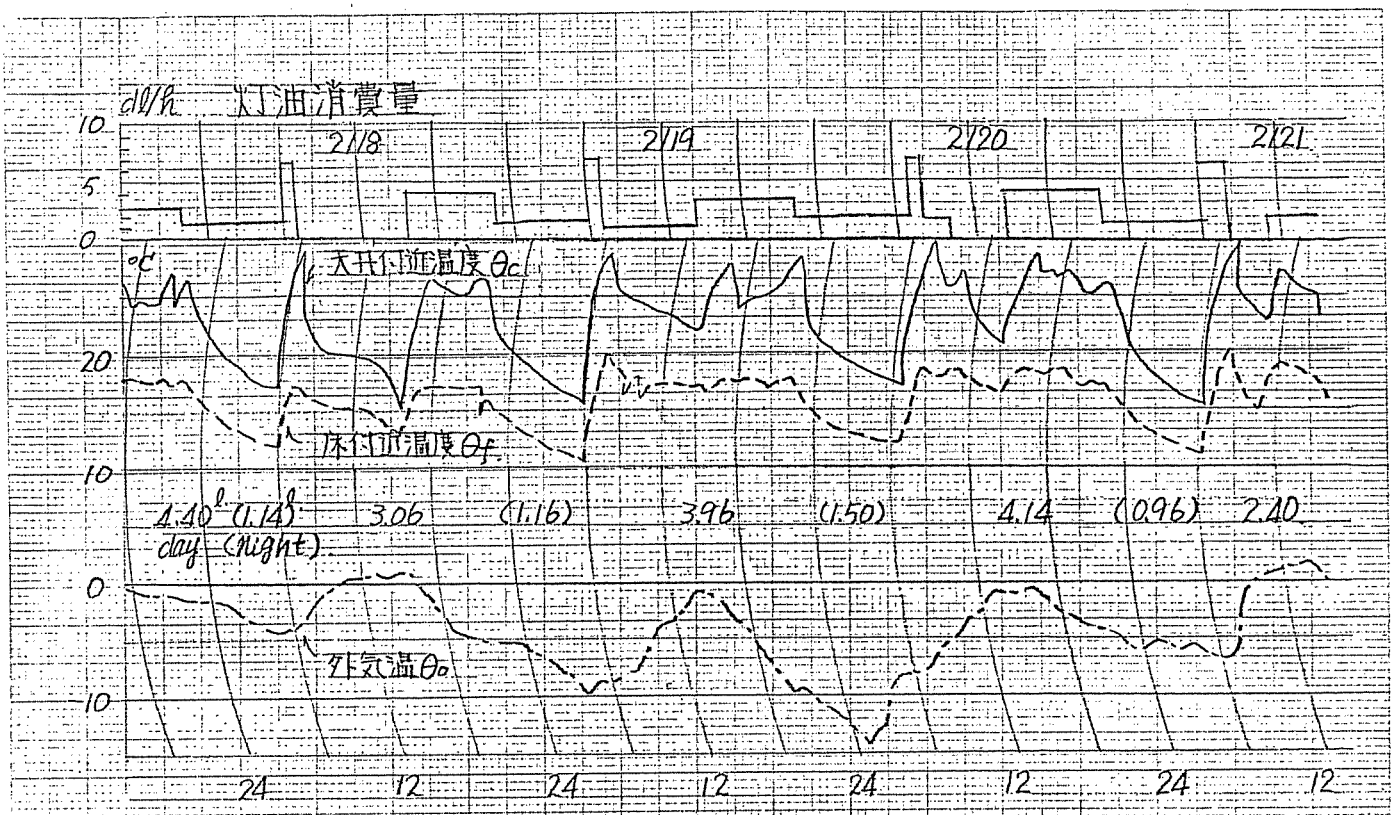


図7-4-7 夜間暖房時の灯油消費量と室温変動（M-E住戸）

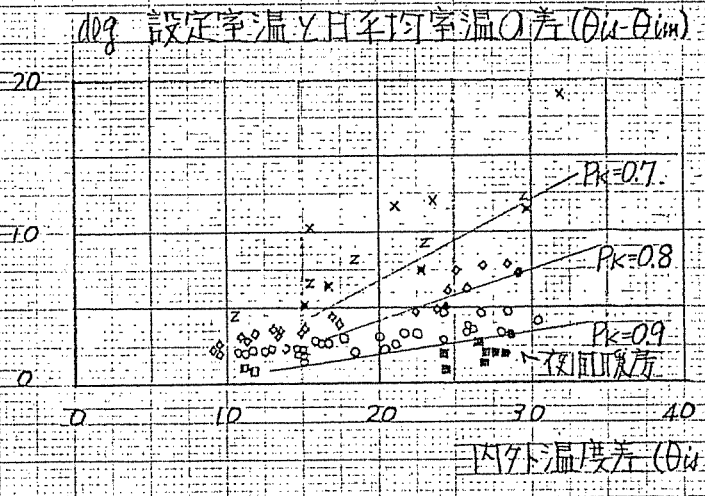


図7-4-8a 設定室温、日平均室温の差と内外温度差（M-E住戸）

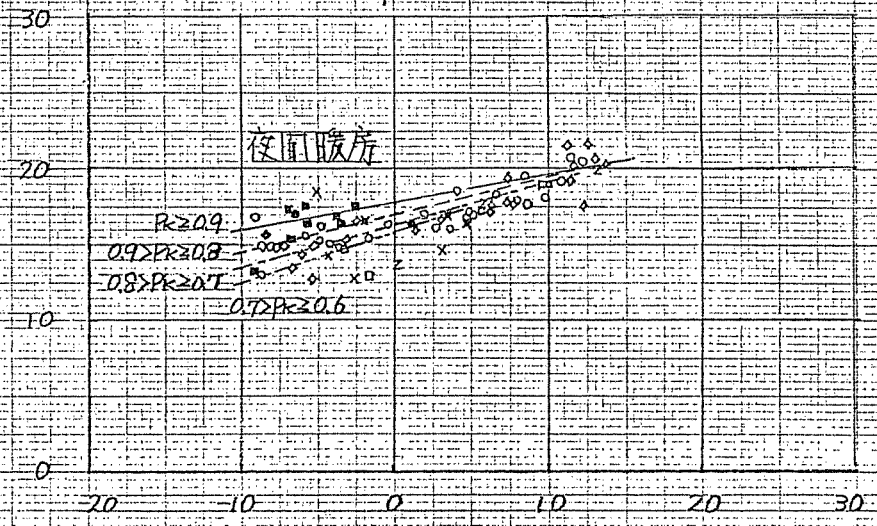


図7-4-8b 床付近温度の推移（M-E住戸）

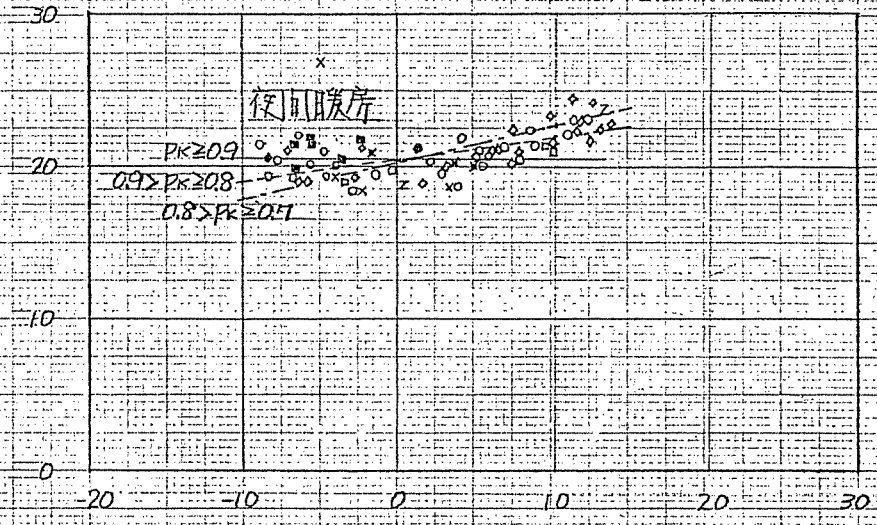


図7-4-8c 設定室温の推移（M-E住戸）

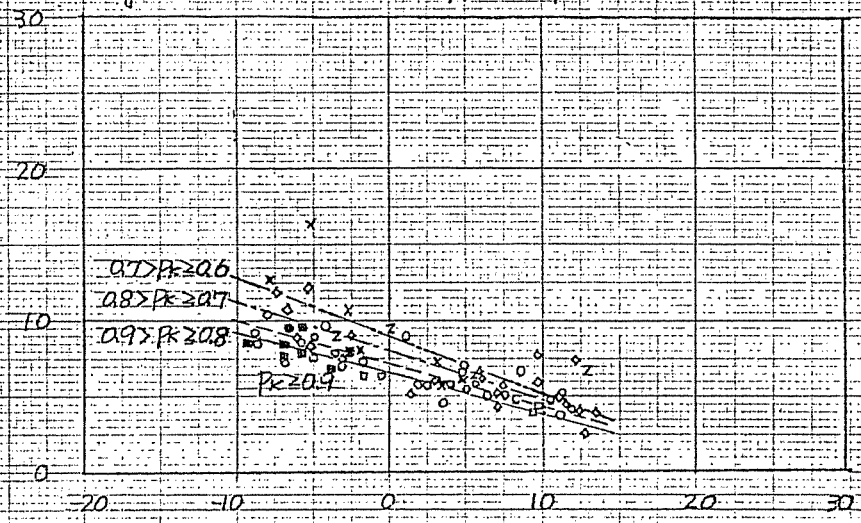


図 7-4-8d 上下温度差の推移（M-E住戸）

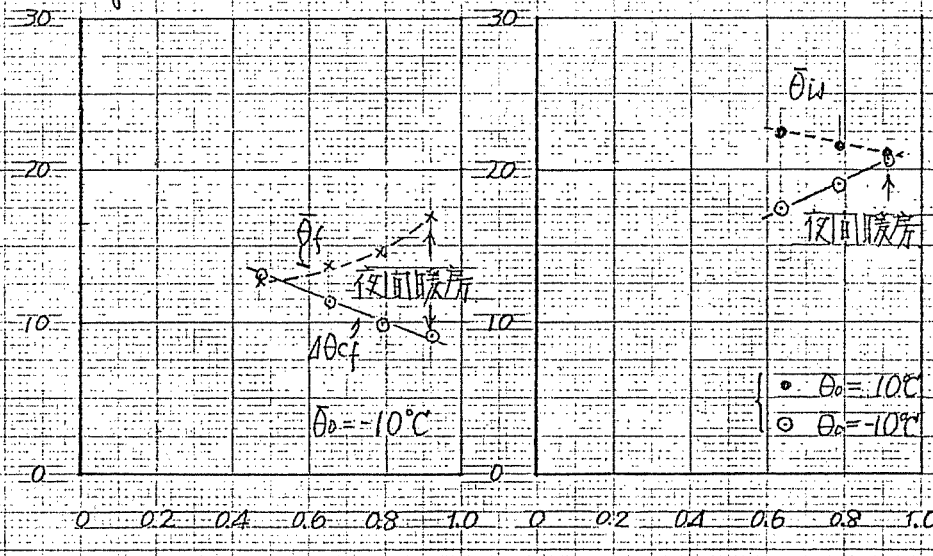


図 7-4-9 日次暖房補正係数と上下温度差 床付近温 設定室温

次に　夜間暖房に対する社会・経済的な面について考えてみよう。各々・個人にあって先の夜間暖房に対する経済的な問題を考えると、夜間の室温をどの程度に保持したいのか、日中の暖房時間がどの程度に確保されているかによって大きく変る。　また、その家屋の断熱程度によっても大きく左右されろ。　例えば、暖房時間が長ければ、日総負荷に占める夜間負荷の比率は軽くなるし、断熱程度が向上すれば、間欠暖房補正係数は増大するが、その一方、熱損失量そのものが減少するため夜間暖房に対する支出増の絶対額そのものはそれ程のものではないと考えられもする。また　燃料費用の支出増が家計に対しそれ程の影響がない場合、断熱への配慮もなしに連続暖房へと走ることもあろう。　しかしながらこの問題には、個人経済　社会経済の両面で考えたとき、最近の公害問題でも明らかな様に　決して切り離して論じ得ない側面をもっている。　例えば一企業がその企業内での最大利得で行為し、防止施設への投資を怠るとき、その企業は、潤っても、その付けは廻り廻って社会経済ではマイナスとなって跳返ってくる。　暖房に於いても各々の住戸が、断熱への充分な考慮もせずに全て燃料費の増にて熱的居住性を満そうとすれば、その付けは今のペースよりも早い時期に資源の枯欠を招くことにもなろう。

我国は総エネルギーに占める民生用の比率が小さいと云われているので、先の例は青臭くて適当でなかったかもしれないが、熱損失の増大の見返りとして熱的居住性を良好ならしめると云う姿勢だけは何んとしても避ける必要があると云うことを強調したく敢てその例とした。

先の危惧を避け、熱的居住性の向上を可能ならしめるためには、少くとも現時点の部分間欠暖房の実績で、全室連続暖房を可能とする様な断熱に対する取組が　望まれる。　それが果されて　図2-4-9で示した結果の様に　設定室温は低下し、結果的には、それによる省エネルギー効果も期待することができるのではなかろうか。

2.4.2 住戸形態と暖房形態

ここでは 独立住宅、集合住宅それぞれの暖房形態差からくる温熱環境の差というものについて検討している。 独立住宅に於ける個別暖房の特徴については、輻射による暖かさの問題を中心に検討したので 主に中央暖房の2戸を加え、その差異について触れている。 集合住宅では室温と暖房という面に重点をおいて検討を加えている。

1. 独立住宅の個別暖房と中央暖房。

測定対象中央暖房住戸の平面図を図2-4-12a, 12bに示す。 M-H住戸は、玄関、同ホール(1F)、予備室、車庫部分を除き、パネル型(対流放熱の方が多い)暖房を、特に浴室、便所には床暖房を行なっている。

H-M住戸は、平屋で基礎断熱を行なっている。 押入部分、台所流し台背面には、復り管を露出させ 温度の確保と結露の防止に心掛けている。床下配管は、裸管とし、床下温度を確保するとともに、床下の熱容量を利用した室温変動の緩和工作も試みている。

両住戸の室温変動の差異は、①建築面では、床断熱か基礎断熱か、平屋かいなか, ②暖房面では、玄関に放熱器が設置されているか否か、③生活面では、家族構成からくる日中の在・不在、等が考えられる。

図2-4-13a, 13bに、天井、床付近の温度変動を示す。 両住戸ともに温水パネル暖房といっても先に述べた差異からか、上・下の室温変動には違いが認められる。 最寒期、過渡期、停止期の順に見てゆくと、最寒期では、H-M, M-H住戸ともに、晴天日を除き一日中フラットな動きを示す。 過渡期になると夜間の設定室温を下げるというよりも、外気温変動に応じた室温変動を許容する様に見受けられる。 この時期から、晴天であれば、M-H住戸の場合、天井付近温度は、30℃を越える様になるが、これは日中不在で上昇を放任しているためである。 一方 H-M住

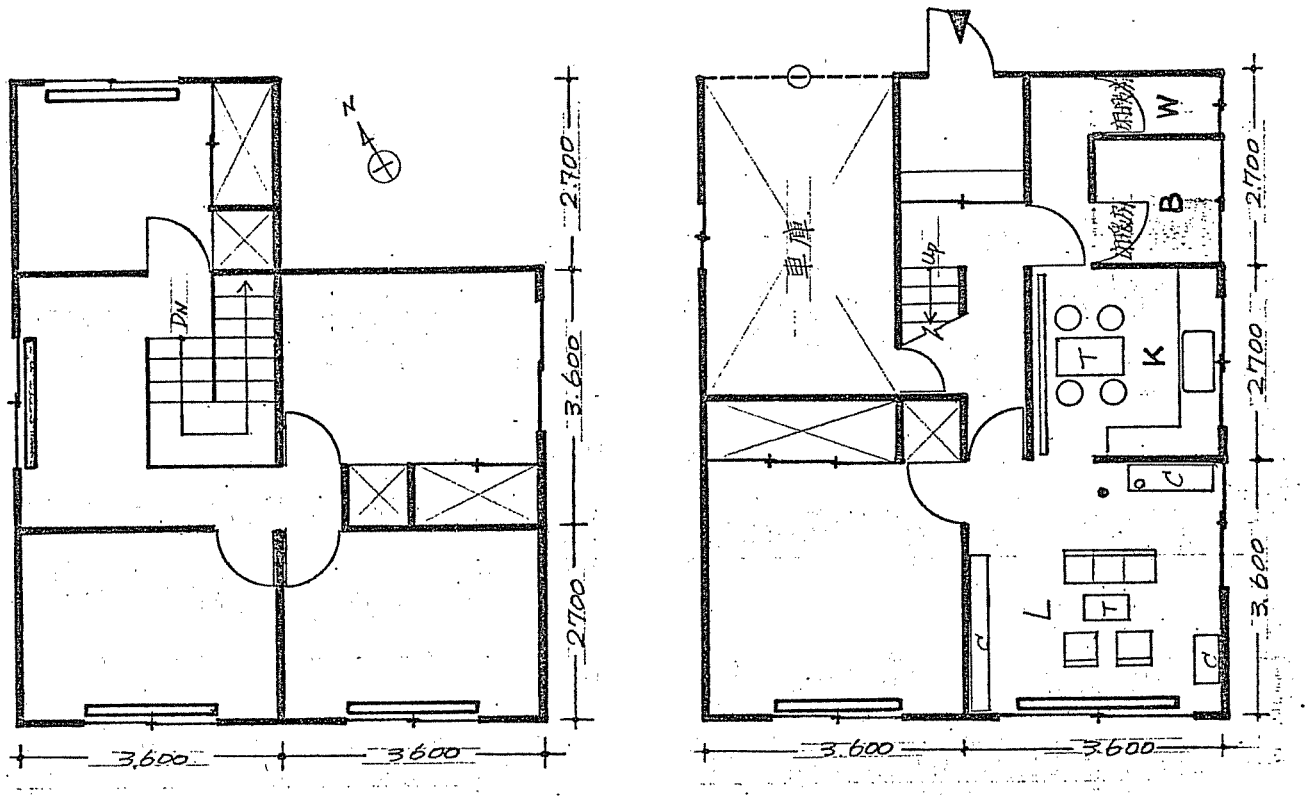


図2-4-12a 独立住宅 MD-H住戸（中央暖房）

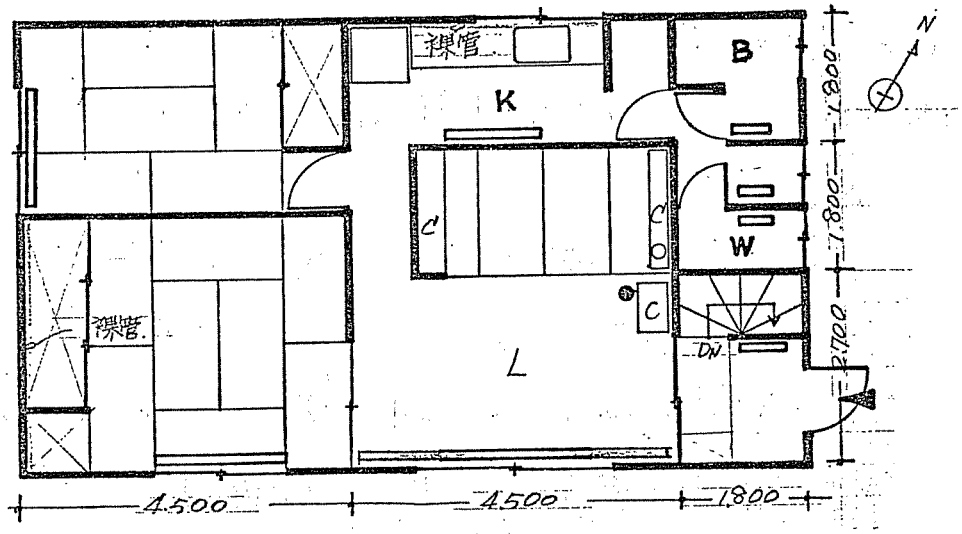


図2-4-12b 独立住宅 H-M住戸（中央暖房）

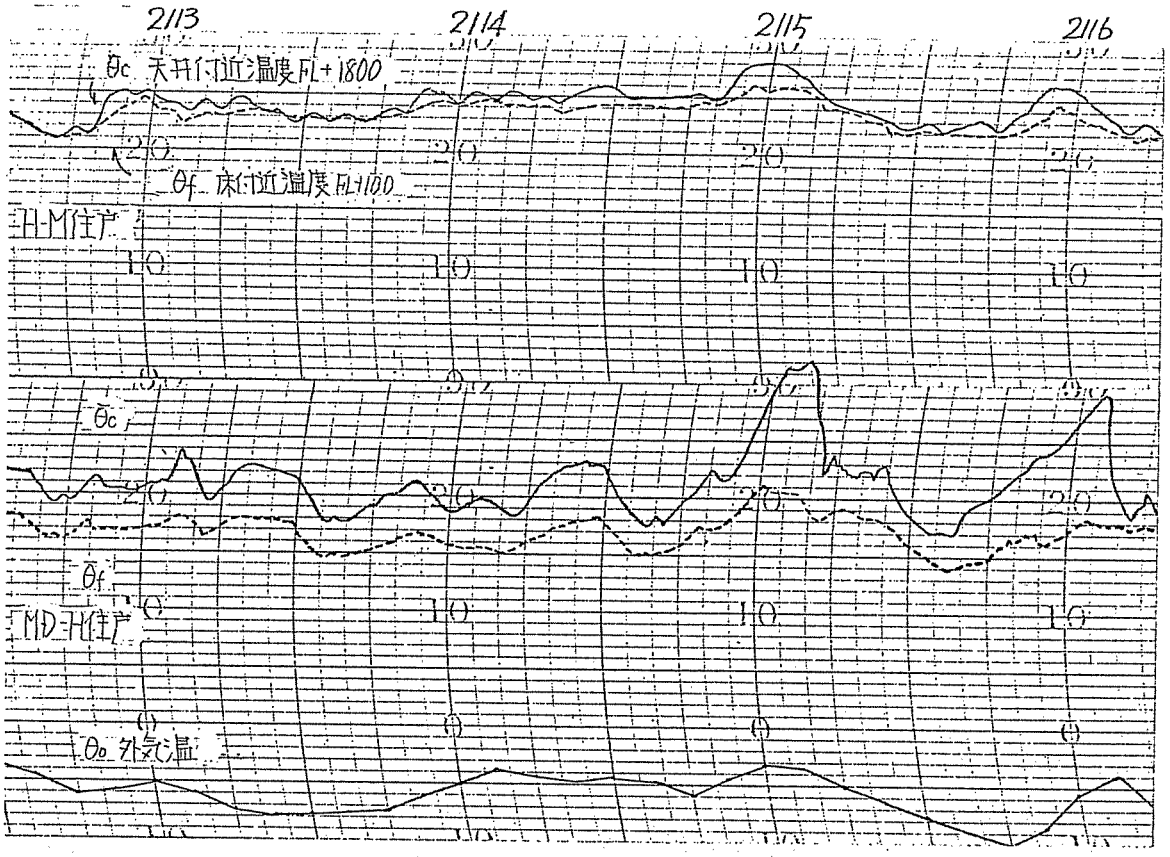


図7-4-13a 独立住宅(中央暖房) 最寒期の室温変動の様子

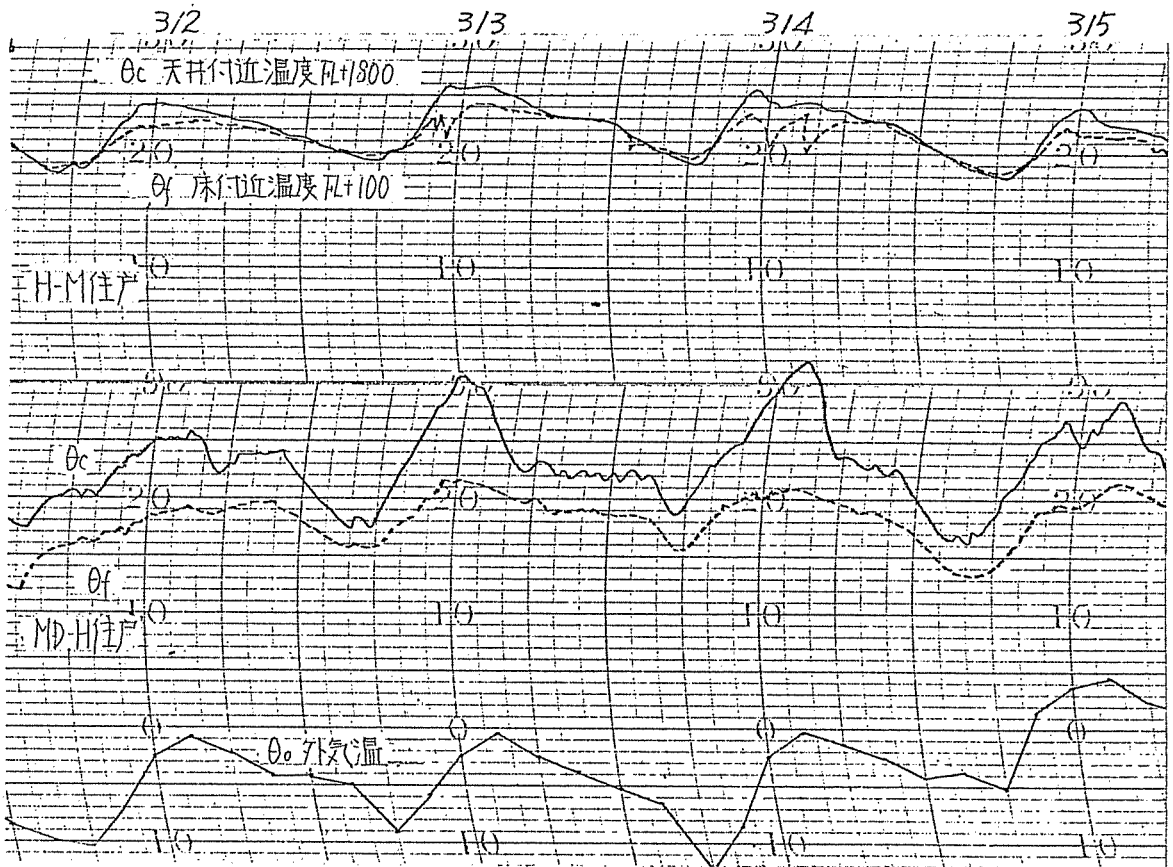


図7-4-13b 独立住宅(中央暖房) 過渡期の室温変動の様子

戸は、日射があって天井付近温度が25℃を越える様になると　開口部の開閉によって室温を調整する様になる。　床付近温度の急激な降下変動がそれを示している。　北海道では、春・秋分前後が、天候・太陽高度の関係から窓面透過日射の期待できる時期である。が図7-4-13Cに示す様に、一方の住戸は開口部の開閉にて室温調整を行い、基礎断熱の効果を待たずして無償の熱を逃している。　もう一方は不在が幸いして開口部の開閉による調整は見られないが、日中は室温を高めるばかりで、効果的な蓄熱による夜間負荷の軽減を図ることができず、これもまた無駄にしている。

これらは　勿論、木造住宅の熱容量の不足に帰因するが、個別暖房では決して現われない現象である。　個別暖房に於ける日射の効用としては　単に①熱負荷の軽減ばかりでなく、その負荷軽減による上下温度差の減、②受照面が仮想熱源となる熱源分散による上下温度差の減、③壁面温上昇による輻射環境の向上と云う相乗効果にあると先に述べた。　しかし、全室連続暖房で、放熱器が窓下に配置されると、上下温度差は解消されるが、日射は図7-7-9a, 9bに示した自然温度変動のときの様に作用し、中央暖房の場合、受照面は過剰放熱面になる様に思われる。　それ故、中央暖房の場合、日射による上下温度差の増大ばかりでなく　室温調整のための開口部の開閉がそれに拍車をかける結果となる。　中央暖房の場合は室温をサーモ・スタットで調整している場合が多いが、それは「その時々の適否」の判断になる。　それ故、それがある時点でオフになっても、居室の壁や隣接居室に寒さがない全室連続暖房では、透過日射熱を逃す所がないので、引き続き日射がある場合については、室温はその後も設定していた室温以上に上昇することになる。

これを防止するためには、翌日の天候、特に晴れとか曇りを予想して、前夜から設定室温を調整しない限り　日射を充分に利用した負荷軽減は困難と云うことになろう。

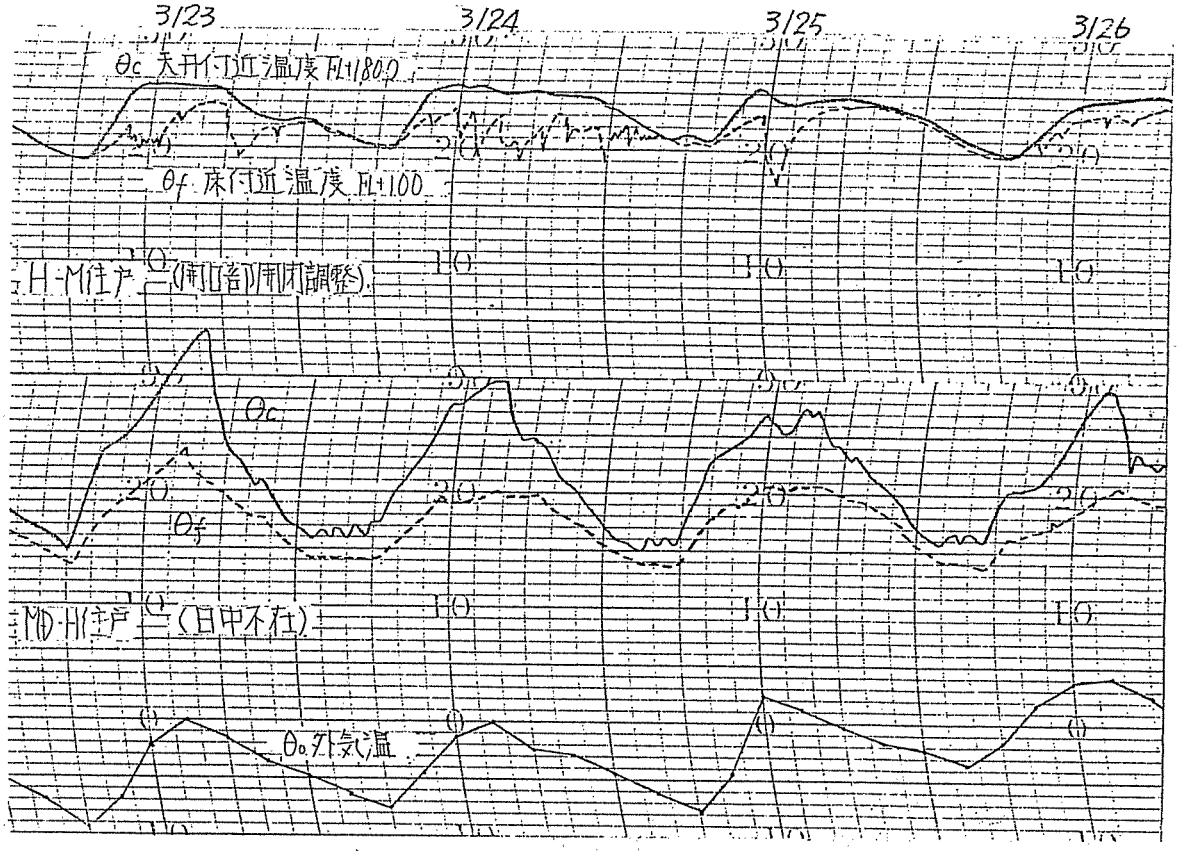


図 2-4-13c 独立住宅(中央暖房)、過渡期から停止期に向けての室温変動の様子.

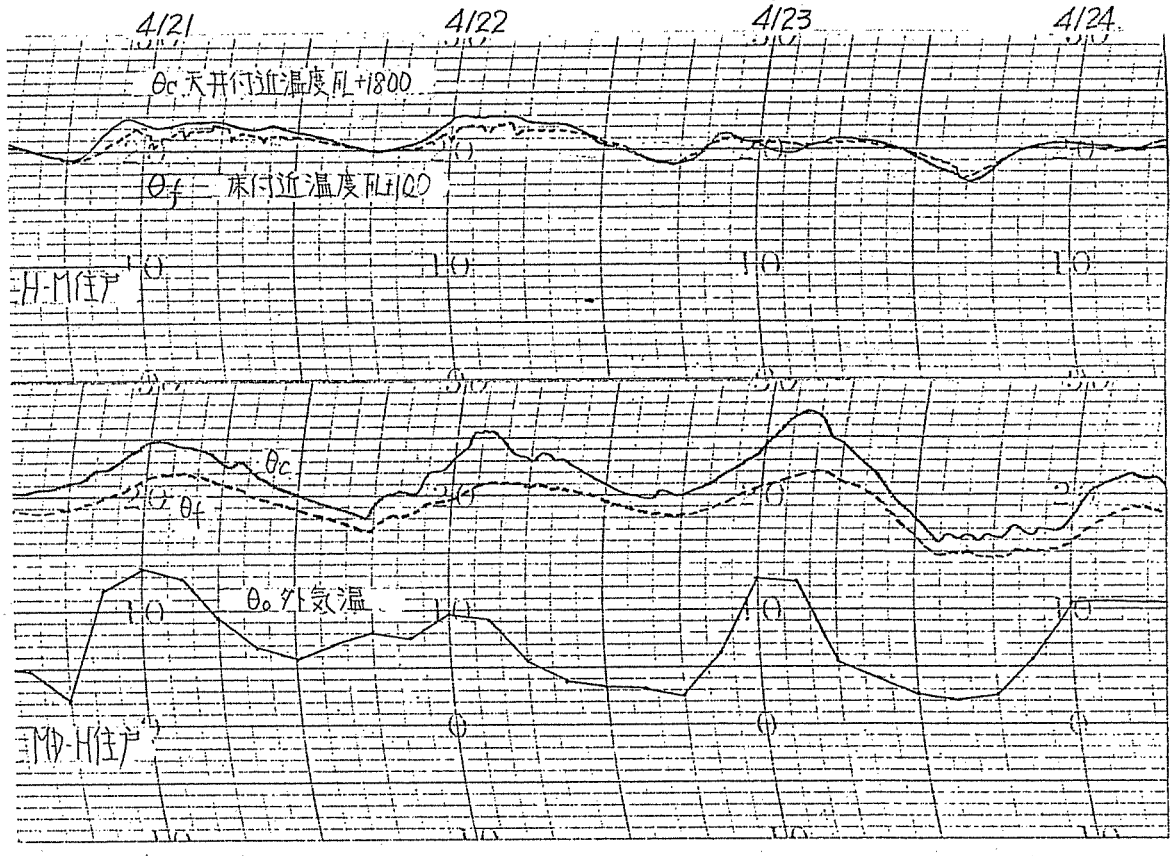
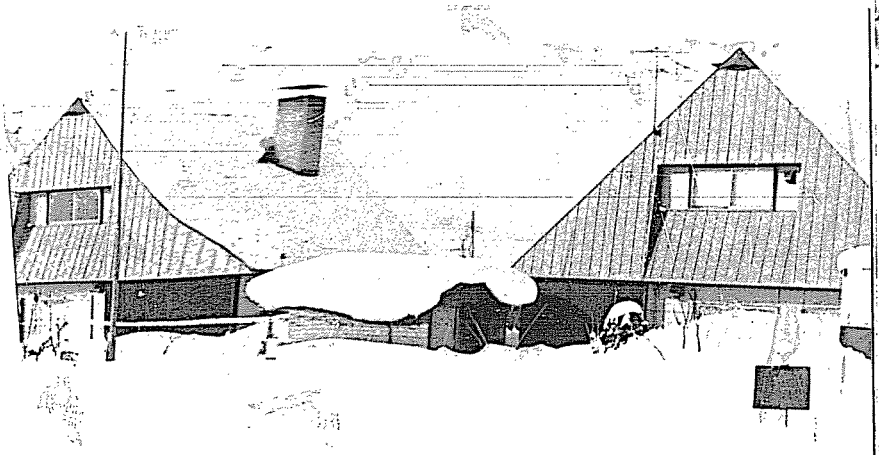


図 2-4-13d 独立住宅(中央暖房)、停止期の室温変動の様子.





岩見沢には、ドカ雪がある。
しばしの晴れ間は、除雪に追われ、
時には、軒を越えることもある。
それは、子供達の格好のスロープに、雪室に変わる。

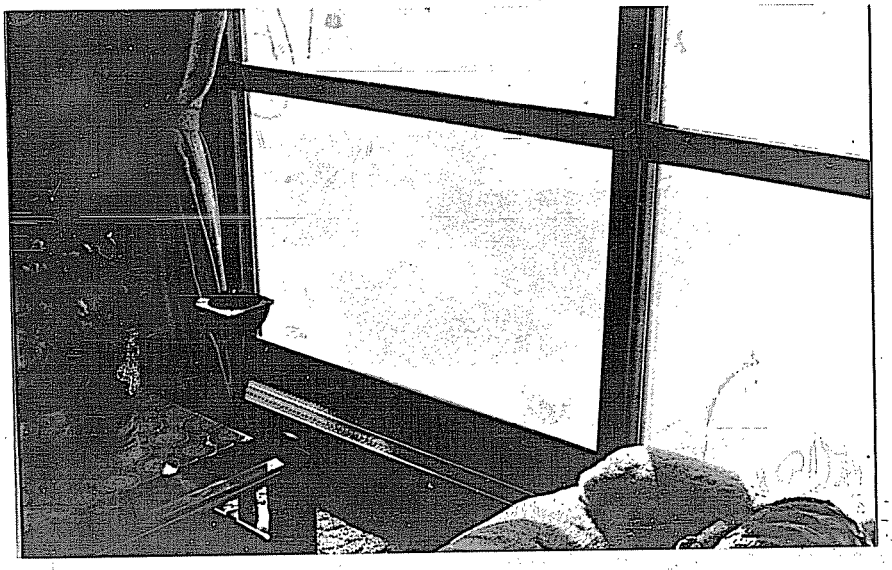


写真2-4-1. 大きなベランダ戸下の放熱器（Mb-H住戸）

註) 庭への出入口でもあるベランダの下部には、出入の際の支障を考えて放熱器を設置しない場合が多い。そのような一般に常識にさらにそれが冷え込む結果、ただでさえ大きな冷却面となっている。熱的居住性に対する必然的な弱点となっている。
この例えば、上の写真の様に腰壁がなくとも放熱器をベランダの直下に設置したこと。居住者の話に依れば、夏季の出入に何んらの支障もないとのこと。暖房問題には、この住戸の例の様に案ずるより生かす意味で、ベランダ下部には何んらかの手をうって放熱器を生かす積極的姿勢が望まれる。

さらに、床断熱の場合には　基礎断熱より住宅の熱容量が不足し、蓄熱成分よりは室温への転化成分の多いことが予想されるため、熟慮の必要があろう。　図Ⅱ-4-13Cの様に、暖房過渡期から停止期では、そのための配慮が是非とも必要になる。　それなしでは、MP-H住戸も日中在室していれば、H-M住戸と同様、開口部の開閉に依る室温調整を余儀なくされにであろう　と予想される。

暖房停止期になると太陽高度もあがり　それ程日射の影響を受けづらく　また夜間の室温低下もさ程でなくなって、夜間の暖房を停止する機会も多くなり　日中の室温の上昇も過渡期程ではなってきて、外気温変動に応じた変動をする様に見受けられる。

さらに、停止期を過ぎると日中は通風のために窓を開放し、夜間は閉じろと云う様になるため室温変動の日較差はさらに減少する傾向を示す様になる。[2)]

次に生活々動時の室温（設定室温）と云う観点で暖房の半期間にわたって観察すると、H-M住戸の場合、過渡期をすぎて天井付近温度が、25℃を越える様になると（図Ⅱ-4-13C　参照）、開口開閉にて調整しその上で床付近温度が20℃程度に保持されている所から（25+20）/2=22.5℃を設定室温とするのには抵抗がある。　この抵抗感は先の個別暖房住戸の場合と異なり、床付近温度が良好でかつ開口部開閉調整の伴った室温である所からきているものと思われるが、先の行為は「暖かさ志向」の選択範囲に室温が管理されていたことの証しとも思われる。　この様に寒さに対する単なる対処では、図Ⅰ-1-3にも示す様に暖かさの選択範囲に入ってしまうのであろう。　従って寒さに対する真の対処とは、まだ寒くはないと云う限界への自己確認作業が加わってはじめてなされるものであると考えられる。　そして　その限界への自己了解の1つ1つの地道な手続きが確実な燃料費の節約を約束するのである。

一方、Mb-H住戸の場合、日射があれば天井付近温は30℃、床付近は20℃になるが、日中不在の故、これも生活時間帯室温の対象にはならない。先の独立住宅個別暖房の場合、暖房時間は生活時間帯の故、設定室温としての管理面への係わりは容易に捉え得たが 中央暖房で連続暖房の場合には居住者の生活時間帯が不明のため、設定室温の定義は難しいものになる。

中央暖房に纏った笑うに笑えぬ次の様な主婦の述懐を新聞かで見て思わず合点のいったことがあった「。。宅にセントラルヒィティングをしました。以前はストーブを囲んでの団欒がありましたが、最近では、娘も息子も家に帰るとすぐ自分達の室へひきこもってしまいます。これではセントラルヒィティングになんぞするんではありませんでした。。」

このことは、以前の住宅に室温が如何になかったかを自状している。そして それはある意味で家族のあり方や自我にまで影響しているのではないかとも考えられる。先の婦人には悪いが以前の団欒は、暖かさを得るためのものだったのではなかろうか。今からストーブ暖房に切替えても各室個別暖房を要求されるだけであろうと思われる。この様に部分暖房と全室暖房の間には、単に熱経済や温熱環境論だけでは割切れない一面のあることを銘記してかかる必要があるだろう。オ1章でも触れた様に室温とは物理現象の一部ではあっても、社会生活全般に関わった生態現象の色彩をおびたものであるとえうことができる。

中央暖房で全室連続暖房の場合、室温変動の方から生活々動時間帯を見い出すのは大変難しい。そこで居住者との面接調査から次の様に決定した。①H-M住戸の場合、朝7時から午後10時までの平均、②Mb-H住戸の場合、朝方については省略し、寛ぎの時間があると思われる午後5時から10時までの平均で 生活々動時の室温として捉えることとする。

図2-4-14は、H-M住戸の設定室温、床付近温度、上下温度差、灯油消費量について整理したものであり、図2-4-15は、Mb-H住戸の日平均室温、設定室温、床付近温度、上下温度差について整理したものである。個別暖房と比較して差が鮮明に現われるのは床付近温度の推移であろう。外気温が低下するにつれてH-M住戸では漸次上昇傾向を、Mb-H住戸では低下傾向を示すが、その傾きは緩い。個別暖房住戸の床付近温度の推移と比較すると格段に良環境にあることが分かる。その結果として外気温が0°Cを割ってさらに低下する様になると設定室温はほんのわずかであるが上昇傾向を示す様になる。

これは次の様に説明できるのではなかろうか。外気温の低下につれて居間の周壁温が降下し、それを補償するために設定室温は上昇する様になると。これが石油ストーブの如き高輻射暖房を用いた個別暖房とは異なった、パネル暖房とはいっても結果的には対流型暖房空間になる中央暖房時の室温の動静の特徴であると考えられる。

次に日照時間(晴・曇)の影響について検討する。H-M住戸では日照時間の増減につれて設定室温が上昇あるいは低下するといったはっきりとした傾向は見受けられないが、上下温度差は日照時間の増につれて増大する様に見受けられる。もっとも、差そのものは個別暖房に比べて格段に少ないけれども、この増大傾向は、天井付近温度をそのままにして晴天日には開口開閉調整をするため、床付近温度が降下するところからきていると思われる。一方、Mb-H住戸は、日中不在のため日平均室温、設定室温ともに日照時間の増大につれて上昇傾向にある。上下温度差の方は、日射の蓄熱成分がきいてきて、幾分少な目になり、開口開閉調整は行なわれていないので、H-M住戸に比較して離散も少ないという傾向を示しているものと思われる。

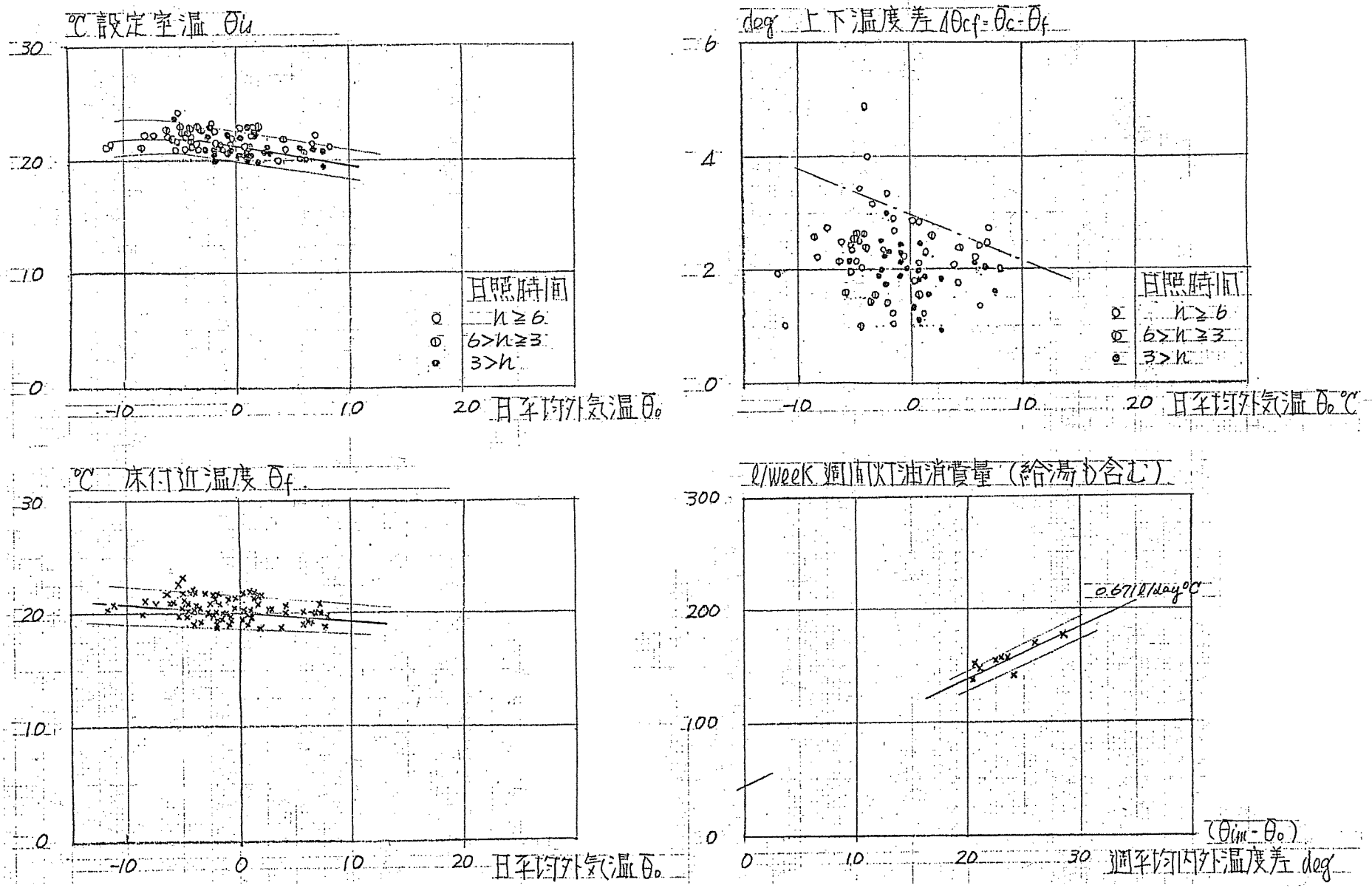


図2-4-14. H-M住戸の設定室温・床付近温度・上下温度差

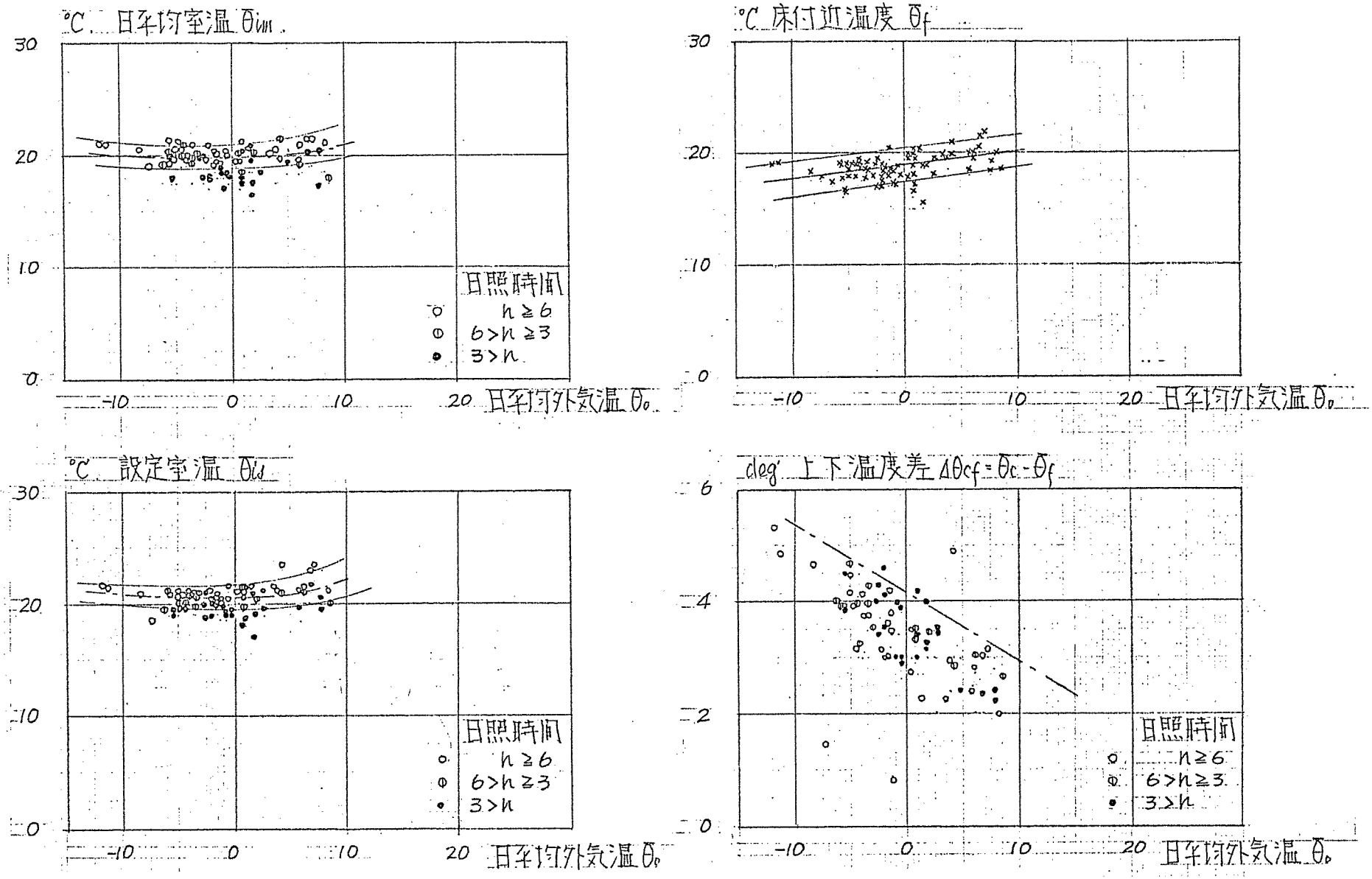


図 2-4-15 Mb-H 住戸の設定室温、床付近温度、上下温度差

中央暖房を行なっている住宅の寒い日とは 単に外気温の低い日と云うよりも 日射の期待のできなかった日と考えて良い。 この理由は、日射の期待のできなかった日にサーモスタットをセットする傾向にあるからである。 日照時間の多い日には開口部の開閉調整を行なっているH-M住戸よりも、日照時間の多少によって設定室温が良く分離する図2-4-15のMH-H住戸を例にとれば、上記理由と設定室温の目安が分かる。 その設定値は、概ね19~20℃と考えて良いであろう。 それ故、先にも述べた様に日射があってそれをうわまわる日の設定室温は、居住者が積極的に関与、保持する形で形成されたものではないと云い得る。 むしろ、室温の選択範囲に入っていたとの証査でもあると考えられる。 断熱程度の良い住宅程、この種の弊害が現われるので、大いに問題にする必要がある。

寒い環境には敏感、暖かい状態には寛容と云う 我々の本性が常で、曇天日に設定されたサーモスタットは 晴天日が続いても変えられることなく そのまま設定されてしまう。 この様に「至適範囲であれば、O.K」と云う室温管理をすると、極端な場合 H-M住戸の如く開口部の開閉調整と云う様に、熱的には放棄に近い手段がとられる様になることも注目して良いであろう。

一般に 極端な薄着に依る解放感を求めない限り 普の冬の着衣状態であれば、「寒くない」ところの設定室温は、20~22℃と云う晴天日の管理状態より1~2deg程下がった所にある。 先に翌日の天候に注意し、前日から室温調整すべきだと述べたのは、実はこの点にある。

この1~2degの考え方であるが、僅か1~2degではないかと云う訳にはゆかない。 断熱程度の良い住宅の場合、旧来の暖房習慣である間欠暖房による節約分は、連続暖房に比べて多くても2割に達することはなく 一般には1割前後になっている。 道央の地域では、自然温度差を

考慮した設計用温度差が 概ね20degであるから 最寒期頃の1~2degの低下は 丁度先の節約分に見合うのである。 省エネルギー施策の根幹は、勿論 断熱の充実にある。 しかし、その後の省エネルギーへの努力の主眼は この設定室温に現われた晴天と曇天の日の間の差1~2degをどの様に考えるかにかかっていると云って良いであろう。

また、個別暖房の温度環境と比べると、上下温度差が少なければ、設定室温の下限(寒くはないと云う限界)は、19~20°C前後にあると云うことを銘記してかかる必要があるだろう。 この設定室温については先に述べた個別暖房・ストーブの半対流、半輻射放熱の内の輻射の意味も含め、暖房器種による差、断熱力による差との関係で、243「寒さへの対処」の所で触れることにする。

以上の検討から 木造独立住宅に於ける個別暖房と中央暖房を比較すると、次の様な諸点に整理される。 ①中央暖房で、台所、玄関の様に放熱器の窓下設置の困難な空間にもそれ相当の配慮があり、居室に於いて窓下配置が守られていると、上下温度差は確実に数deg以下に押えられる、 ②日射の効果は、中央暖房の場合、余剰熱源として働らき、個別暖房のその効果とは異なってくる、 それ故、③全室全日暖房で室の内に寒さがない中央暖房では 翌日の天候に応じた室温調整(夜間の設定温度の低設定努力)が望まれる、 ④上記調整で御しきれぬ日射の効果を夜間まで(あるいは、終日)持続させるためには室の熱容量の増大を図る必要がある。 そして、そのための便法としては、床断熱から基礎断熱へ、間仕切やタト壁内装材の熱容量の増大を図る、等々の工夫が必要になるであろう。

2。 集合住宅の個別暖房と中央暖房

独立住宅でも触れたことであるが、集合住宅に於いても中央暖房方式と個別暖房方式の室温変動の差異は、その変動の形成過程が居住者の選択に委ねられているか 否かにかかっていると云って良いであろう。

個別暖房方式では、2へ3室にストーブ1個と云う形態をとるため暖房限界期の如き負荷の軽い時期の対応に難が生じ、中央暖房の様な放熱器数の増減と云う（実際は、窓の開放調整も見られたが）、きめの細かな操作や対応がとれない様である。 そのため、個別暖房の室温調節は完全なON-OFFにならざるを得ないので、個別暖房では、生活時間帯に合わせた間欠運転の一方で、過熱状態を許容すると云う一見自由でいて、その実温熱環境的には不自由をかこつ現象を避けることができない。

最近では、独立住宅に於いても中央暖房方式の普及が急であるが、燃料費の増大に対する強い危惧感が、それに対する最大の障壁と云って良いかもしれない。 その意味では、集合住宅の特徴である外壁面積/床面積の少なさは 先の危惧を離れての室温の新しいコンセンサスを定着させる緒であるだろう。 表2-3-2あるいは表2-4-2に整理した結果は例証に乏しいけれども、室温の意味する所を良く伝えてくれる。

同一住戸形式、規模であれば、温度分布の差異は その多くを暖房形態によった差と考えて良いであろう。 熱的居住性の向上のためには、とにかく上下温度差を減少させることが前提となるが、そのためには熱損失を減らすことが必然であることは論をまたない。 しかし、先にも述べた様に、それだけで解決されるものでは決してない。

それと同時に居住生活のあり方、さらに暖房設備として寄与する面を無視しては、熱的居住性を論じることはできないであろう。 中間階の中央住戸での比較よりは、最下階住戸で比較すると先の暖房形態の寄与が明らかになる。 表2-4-2に示す様に、中央暖房で上下温度差は7.1deg

であり　個別暖房では　14 deg である。

単に暖かさが満たされている状態の量的な面から　質的な面での転換は、上記の差をどの様に考えるかにかかっていると云える。　中央暖房をステイタス・シンボルとして、あるいは欧米では当然のものであるからとの認識で見てはならないであろう。　さらに、中央暖房を行うことによって質的な面への転換は事足れりとの盲信もあるが、これもまた中央暖房の本質を見失なっていると云って良い。

中央暖房を単なる熱供給手段として見るのではなく、全ては、温熱環境の質的問題として　床付近温度を保持するための方策　即ち　「低密度熱源の分散配置」あるいは、「冷壁面からの冷気流の処置」を容易にする手段として見る姿勢が大事であろう。

その意味では、石油ストーブを住居の中央に設置して充分な熱的居住性を得ることができるならば　それこそ文字通りの中央暖房であってそれから中央暖房に対するあるイメージを払拭することも質的な面への転換にとって大切なことかもしれない。

第4章では　部分暖房、発熱密度の問題、冷壁と冷気流問題について検討を行い　ライン・ファンによる温熱環境の簡易改善の方策を探っているが、それは、熱環境とその環境維持手段についての多様性を増すためである。　さらに付け加えるならば、熱的居住性向上への鉄則の確認とそのためのある固定化されたイメージの払拭への努力にあると云って良いであろう。

表7-4-7 測定対象住戸の設定室温と床付近温度

住戸	断熱程度 暖房室数	家族構成 (寒さへの対処)	熱損失 K値 (P値)	熱損失 $\Delta\theta_H$	設定室温 $\Delta\theta_{cf}(\theta_{is}-\theta_o)$	床付近温度(FL+100) $\theta_o=10℃$	0℃	-10℃
独立住宅個別暖房(木造) 岩見沢市					$\theta_o=0℃$にて			
M-H	GW50 2	大2 高中	0.8~0.9 (0.841)	9.5	22.0 (0.49)	21.5	17.0	12.0
M-E	GW50 2	大2 幼乳 (夜間暖房)	0.7~0.9 (0.837)	7.5	20.0 (0.41)	19.0	16.5	*(16.5) 14.0
M-A	GW25 1	大2 高	0.7~0.8 (0.854)	6.0	20.5 (0.46)	20.0	16.5	12.5
M-N	GW25 1	大2 幼2 (夜間暖房)	0.7~0.8 (0.846)	6.0	20.0 (0.72)	18.0	13.0	*(9.5) 8.0
M-Y	—— 1	大2 幼乳 (暖房面積の減)	0.7~0.8 (0.787)	6.5	20.0 (0.65)	20.5	16.5	*(14.5) 12.5
M-K	—— 2	大4	0.8~0.9 (0.862)	4.0	18.0 (0.69)	16.5	12.0	7.5
MD-E	GW100 2	大4 幼乳	0.7~0.9 (0.841)	8.0	22.0 (0.38)	21.0	18.5	15.5
I-D	GW 0 1	大2	0.7~0.8 (0.833)	6.0	19.5 (0.62)	18.0	13.5	8.5
独立住宅中央暖房(木造) 岩見沢市					$\theta_o=-10℃$にて			
H-M	GW100 全室	大3	——	*2 9.5	21.5 (0.21)	19.5	20.0	20.5
MD-H	GW100 全室	大2 高中	——	*2 12.0	21.0 (0.17)	20.0	19.0	18.0
集合住宅個別暖房(RC造) 札幌市					$\theta_o=-10℃$にて			
S-F	4F・中央 3	大2 中・小	0.8~0.9 (0.800)	8.8	30.0 (0.36)	22.0	22.5	23.0
S-H	4F・中央 2~3	大2 幼	0.9 (0.900)	8.8	21.5 (0.37)	21.0	19.0	17.5
S-K	1F・中央 3	大2 小2	0.8~0.9 (0.825)	6.8	18.0 *3 (0.50)	20.0	15.5	10.0
集合住宅中央暖房(RC造)					$\theta_o=-10℃$にて			
MK-K	5F・中央 3	大2 小幼	0.9 (0.913)	10.0	20.5 (0.05)	23.0	21.0	19.5
MK-Y	4F・中央 2~3	大2 幼	0.9 (0.938)	11.0	23.0 (0.24)	21.0	20.5	20.0
MK-M	1F・端部 3	大2 幼	0.9 (0.925)	9.5	19.5 *4 (0.24)	18.5	17.5	16.5

*1 寒さへの対処後の床付近温度　　*2 暖房限界期より $\theta_o=10℃$にて推定

*3 $\Delta\theta_{cf}=(18.0+10.0)\times0.5=14.0$deg　　*4 $\Delta\theta_{cf}=(19.5+10.0)\times0.24=7.1$deg

2.4.3 寒さへの対処

前節までの室温変動の記録や記録用紙交換時の面接調査から その大部分の住戸は 室温が真夏並の暖かさになっている程、放漫な状態におかれていないと判断して良いであろう。

表2-4-2にも示した様に、乳幼児がいると必要にせまられてか、夜間暖房に踏み切るし、日射があれば石油ストーブの油量の調節にはじまって、襖の開閉による暖房面積の増減を行い、室温の保持に努めている。

学童がいれば、冬休み期間中の室温変動はそれ以前とは異なってくるし、受験生がいれば自然と夜間の暖房時間が長くなってくるなど、各住戸の家族構成、生活々動、その他の条件に応じて対応策が講じられていることも分った。

ここでは 先の様な寒さへの対処をしつつ どの様な温熱環境のもとで冬の生活をおくっていたか、またその保持のために年間どの程度燃料を必要としたかについて検討した。

1. 年間燃料費について

図2-4-16は 今回測定した独立住宅7軒、集合住宅3軒について暖房面積と年間灯油消費量の関係を推定したものである。 測定地が、岩見沢 札幌の両地域にまたがっていたり 測定年次が異なっていたり また測定区間が 全暖房期間に満たないものもあるため、内外温度差あたりの日灯油消費量の得られたものについて暖房度日法を用いて推定している。

この方法に依れば、設定室温の変動、自然温度差を生かして年間灯油消費量を推定することができる。

今、日平均室温、外気温が一定の場合、日必要灯油量 Q_{day} は、内外温度差に自然温度差 $\Delta\theta_n$ の補正を施し

$$Q_{day} = L \cdot (\bar{\theta}_{in} - \bar{\theta}_o - \Delta\theta_n) \qquad 2-4-1$$

$$L=(\Delta W/T)/\Delta(\bar{\theta}_{im}-\bar{\theta}_o) \qquad 2\text{-}4\text{-}2$$

から得られる。 但し、Lは過去灯油消費量ΔWより推定した単位温度差あたりの日灯油消費量である。 設定室温$\bar{\theta}_i$、暖房補正係数Pを用い、2-2-3式で補正すると、次の様になる。

$$Q_{day}=L\cdot P\cdot(\bar{\theta}_i-\bar{\theta}_o-\Delta\theta_n) \qquad 2\text{-}4\text{-}3$$

暖房度日法にて年間灯油消費量Q_{year}を、$\bar{\theta}_i=const$の条件で推定する場合、図2-4-16 b のa)図の様にアナロジィして

$$Q_{year}=L\cdot P\cdot\Sigma(\dot{\theta}_i-\bar{\theta}_o-\Delta\theta_n)=L\cdot P\cdot\Sigma\{(\dot{\theta}_w-\Delta\theta_n)-\bar{\theta}_o\}$$

$$=L\cdot P\cdot D_{T_i-T_o}\quad,\ \text{但し}\ T_i=T_o=\dot{\theta}_w-\Delta\theta_n \qquad 2\text{-}4\text{-}4$$

得ることができる。

次に、設定室温が、外気温の変動に応じて下式で与えられる場合に

$$\bar{\theta}_i=\bar{\theta}_{i0}+a\cdot\bar{\theta}_o \qquad 2\text{-}4\text{-}5$$

、傾きaは、内外温度差に対する上下温度差の割合、暖房形態、住戸形態が既知であれば、後述する様にその大略を推定することができるので、暖房限界期の外気温$\bar{\theta}_{ost}$は、次式で得ることができる。

$$\bar{\theta}_{ost}=(\dot{\theta}_w-\bar{\theta}_{i0})/a \qquad 2\text{-}4\text{-}6$$

先の傾きの影響分による暖房度日の減少、あるいは増加については c) に示す様に、$T_i'=T_o'=\bar{\theta}_{ost}$のときの暖房度日数$D_{T_i'-T_o'}$を求め、これに外気温の低下に伴う変動勾配aの補正を施し、2-4-4式に加えたものが、設定室温が変移する場合の年間燃料費用の推定式となる。

$$Q_{year}=L\cdot P\cdot(D_{T_i-T_o}-a\cdot D_{T_i'-T_o'}) \qquad 2\text{-}4\text{-}7$$

但し $a>0$ は、$\bar{\theta}_o$の低下につれて$\bar{\theta}_i$が低下する場合、

ストーブ暖房住戸の場合、θ_oの低下につれて設定室温θ_uの低下する住戸が多いが、この場合、θ_u = const. としたときより年間暖房費用は減少することとなる。今、1つの例として暖房室の熱損失係数をq、室内の壁表面と熱伝達率の積の平均を$\overline{\alpha S}$とし、暖房期間中の作用温度θ_{or}が一定のとき、設定室温は内壁表面温の低下を補償するために、外気温θ_oの低下につれて上昇することになる。

$$\theta_u = \frac{2\overline{\alpha S}}{2\overline{\alpha S} - q}\theta_{or} = \frac{q}{2\overline{\alpha S} - q}\theta_o \quad \cdots\cdots 2\text{-}4\text{-}8$$

この様に 2-4-5 式に準じた表現が可能となる。上式の如くθ_oに対する勾配が負になるとき、2-4-7式は割増しとなる。壁面温の低下した分だけ空気温の上昇にて体感を補償する場合、室からの熱損失は、増加し、暖房費用は増大することに注意しなければならない。

推定計算に用いた条件は次の通りである。①暖房度日数は札幌、②独立住宅では、表2-2-3にて整理した日平均室温低下率が$0.9 > P_K \geq 0.8$に於ける間欠暖房補正係数、設定室温の関係式、同じく各住戸の自然温度差と灯油消費量、③集合住宅では、表2-3-2で整理した$P_K \geq 0.9$に於ける間欠暖房補正係数、設定室温の関係式、同じく各住戸別の自然温度差と灯油消費量、④暖房限界期の外気温θ_{oHT}は、設定室温、外気温の関係から推定している。例えば、図2-2-17b～22b（独立住宅）、図2-3-6d～6f（集合住宅）を用いている。

暖房面積の整理にあたっては、戸襖を開放している副暖房室も加えている。従って、1室暖房と云っても、L K室空間にも及ぶ場合の多い現状では、独立住宅、集合住宅個別暖房に於ける暖房面積には、それ程の差は現われない　と云う結果になっている。

独立住宅中央暖房の年間灯油消費量[7]は、断熱をグラスウール（GW）100 mmにした場合で、全室連続暖房になるとどうなるのか、個別暖房と

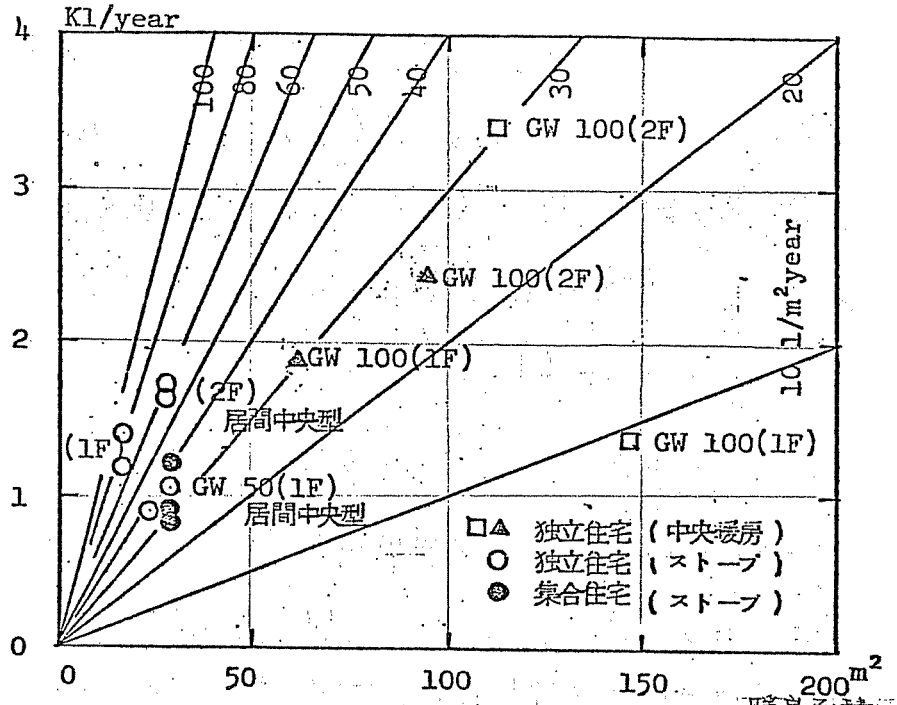
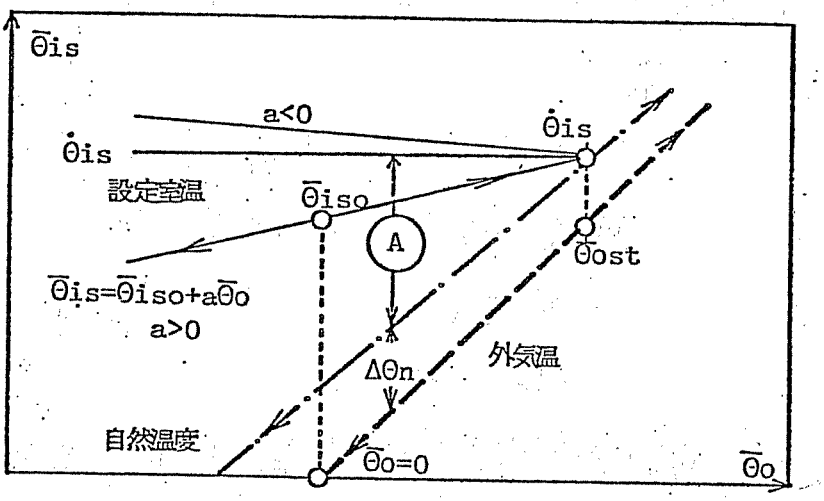
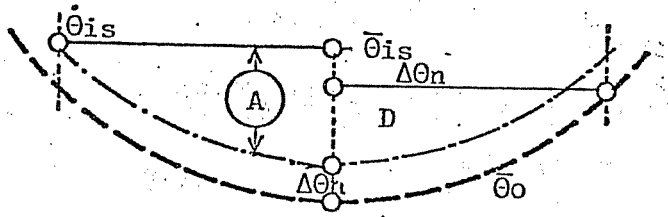


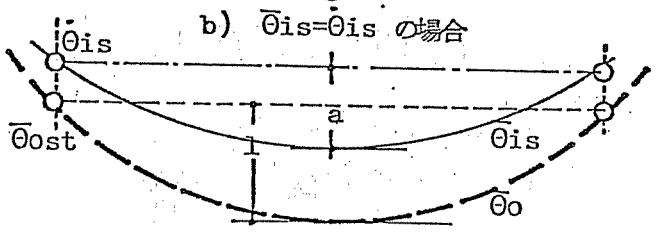
図2-4-16a 年間灯油消費量の推定結果



a) 設定室温の推移 （その2図3－b参照）



b) $\bar{\theta}_{is}=\theta_{is}$ の場合



c) $\bar{\theta}_{is}=a\bar{\theta}_o$ の場合

図2-4-16b 設定室温が変化する場合の暖房度日の算定

の比較の意味で載録したものである。 1部に給湯負荷を概略で差し引いたり 入荷伝票の積算値を用いたりしているため、これは年間の概算値となっている。

集合住宅は、独立住宅に比較し、床面積あたりの外壁面積が少ないため、その分だけ有利になって 消費量に相当の差が現われるものと予想したが、それ程の差は認められず、灯油消費量の推定必要量は、年間で約1～1.5Klの範囲にある様である。 以上は、部分間欠暖房での推定値であるが、この場合多くても2Kl/yearを超えることはなく その下限値(普通に必要な量)が 1Kl/year(注)であることに注目されたい。 先にこの暖房費用の性格の1端をエンゲル係数的に捉えた理由は、住戸の形態、種別を問わず、凡その下限値が設定されうる所からきている。

図中には、暖房面積あたりの年間灯油消費量も記入しているが、集合住宅は 4W 100mm 等の独立住宅とほぼ同じ30～40 l/m²·yearの間におさまっている。 また、4W·50、25mm の住戸は、それぞれ40～50 l/m²·year, 80～100 l/m²·year の範囲に入る所から、構造規模が同一であれば、暖房面積あたりの年間灯油消費量にそれ程の差は現われないことも分かるであろう。

独立住宅中央暖房(全室連続)であっても、部分間欠暖房住戸と差の無い住戸もある。 建築家·暖房設計者にとって、寒地の住いの本質を「暖かいことがベター」にある とする立場に抗し難い魅力を感じることは理解できるが、その室温保持に必要となる経常費について、全てを居住者の責任とするのには、疑問を感じない訳にはゆかない。 居住者(施主)ばかりでなく、建築家·暖房設計者も「暖かい」から「寒くない」環境への脱皮と、「必要下限値で、全室·連続暖房を」の努力をすることが、今·現在 今後も必要なことなのではなかろうか。

注) 道央で 冬の生活をおくるに必要な消費量

2。内外温度差に対する上下温度差の割合と設定室温の関係[6]

床付近温度θ_{sf}は、周壁温に関係し、天井付近温度θ_{sc}は、その温度環境で居住者が「良し」とする判断で調整される熱供給量の強さに関係する，さらに、外気温θ_oの低下につれて、θ_{sc}の推移がフラットか低下傾向にあればその暖房環境は、輻射型に、反対に上昇傾向を示せば対流型にある、と先に述べた。そして、この差$(\theta_{sc}-\theta_{sf})$と設定室温$\theta_w=(\theta_{sc}+\theta_{sf})/2$、による内外温度差から得られる次式のK値は、住居構造・暖房方式を含む熱的な住居の性能を現わすものと考えられ

$$K=(\theta_{sc}-\theta_{sf})/(\theta_w-\theta_o) \qquad 4\text{-}2\text{-}9$$

その時のθ_wは、その温熱環境で居住者が「良し」とした無意識の自己申告と考えて良いであろう。

勿論、室温の設定のされ方は各住戸の家族構成、暖房器種、主要域のとられ方、居住者の好みの温度によって異なり、またθ_wには測定位置の影響も加わっていると判断される。従って、各住戸間θ_wを比較するに際しては、測定の離散の覚悟，その評価に対する慎重な態度が望まれるが、ここでは、それを超えて見い出される傾向について検討している。

先のK値は暖房期間を通じ、住戸によって多少の変動を示すものもあるが、ほぼ一定とみなすことができる。このK値と設定室温θ_wの関係を暖房限界期から$\theta_o=-10°C$に至る過程で捉えたものが、図2-4-17である。暖房限界期では、後述する様に暖房形態による差がないものとして調査した全住戸についてK値とθ_wとの相関をとると、次の様になった。K値の減少(断熱の向上)につれてθ_wは減少傾向を示す。例え

暖房限界期：$\theta_w=21.3+4.7\cdot K$　(相関係数$\gamma=0.52$)

は、暖房限界期の室温が同じであっても断熱不足の住戸の場合、周壁温が低下し温熱環境に差が生ずる。これを室温にて補償する場合、室温は高

目に 保たれる必要が生ずる。 その結果、K値の大きい住戸程、暖房限界期の室温が高くなるのであろう。 そして その様な住戸は、暖房開始の時期も早まり、当然、暖房度日数は増大し、暖房日数も増加する。

次に、$\bar{\theta}_o$ の低下に伴う $\bar{\theta}_{iu}$ の推移（Δ印の向き）に注目すると、独立住宅中央暖房以外は、下向きの傾向を示す。 集合住宅個別暖房で上向き、$\bar{\theta}_{iu} \fallingdotseq 30°C$、という極端な住戸は、ストーブ設置室が主要な居住域ではなかったという特殊な場合に相当する。 以下はこれを除外して、検討している。

独立住宅中央暖房で、$\bar{\theta}_{iu}$ の推移が上向きになるのは $\bar{\theta}_o$ の低下につれた周壁温の低下の補償という対流型暖房の特徴であろうと云えよう。
同条下にあると思われる集合住宅中央暖房に下向きの推移が現われるのは、居住者以外、例えば熱供給管理者等の判断が加わった結果とも考えられる。

この様なものを除外し、輻射放熱成分の強い一般のストーブ暖房住戸のみについて $\bar{\theta}_o$ をそろえ $\bar{\theta}_{iu}$ とK値の相関をとると 次の様になった。

$\bar{\theta}_o = 10°C$	$\bar{\theta}_{iu} = 23.3 - 1.1K$	($r = -0.15$)
$\bar{\theta}_o = 5°C$	$\bar{\theta}_{iu} = 23.3 - 3.2K$	($r = -0.42$)
$\bar{\theta}_o = 0°C$	$\bar{\theta}_{iu} = 23.9 - 6.7K$	($r = -0.72$)
$\bar{\theta}_o = -5°C$	$\bar{\theta}_{iu} = 24.1 - 9.2K$	($r = -0.86$)
$\bar{\theta}_o = -10°C$	$\bar{\theta}_{iu} = 23.8 - 10.0K$	($r = -0.84$)

図2-4-17の斜線部は、上式より得たものである。 この斜線部のなす開口幅の増大と、K値の増との間に強い対応性がある所から、その住戸の上下温度差あるいはK値の推定がつけば、$\bar{\theta}_{iu}$ の変動巾は $-10 \leqq \bar{\theta}_o \leqq 10°C$ の範囲で得られる。 その結果、$\bar{\theta}_{iu}$ は、K値を仲介にして $\bar{\theta}_o$ の直線式で表わすことが、可能となり、先述した年間灯油消費量の推定とその補正に用うることも可能となる。

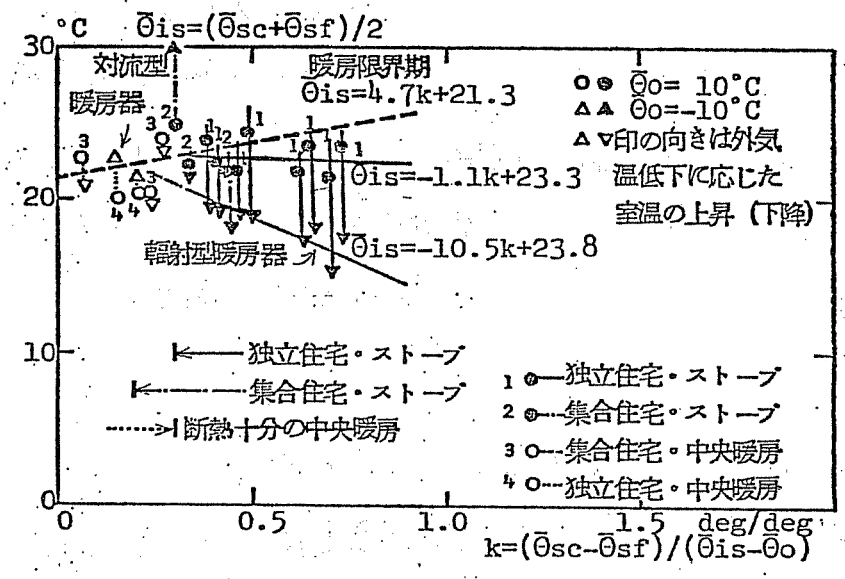


図2-4-17　上下温度差の内外温度差に対する割合と設定室温

ストーブ暖房住戸のθ_wが、θ_oの低下に伴い下向きに推移する傾向を示し、また断熱不足で$\Delta\theta_{cf}$の大きい住戸程、その降下が著しくなる理由は、繰返しになるが、次の様に考えられる。

ストーブ暖房の場合、θ_oの低下につれて増大する熱損失をストーブ（半対流・半輻射）の放熱で充てると、θ_oが低下する程、居住者への直接輻射成分も増大し、それが、周壁温の低下や、θ_{sf}の低下（表2-4-2参照）に依る体感の低下を補償して余りあるため、設定室温は下向きに推移する様になるのだと。

また、一般に、断熱の向上につれて室温は下がると云われているのに反し、K値の小さい住戸程、最寒期にあっては むしろθ_wが高目に保持されているのも 上述と同じ理由が考えられる。 例えば、θ_oが同じであれば、断熱不足の住戸程、室温保持に多くの熱量が必要とされる。 その結果、ストーブの直接輻射も増大し、その周辺で居住者が「良し」とする判断に その増大分が加味されて、いはゆる「寒い」住宅程、θ_wの低下を許容する様になるのだと。 あるいは、K値の大きな住宅にあっては、$\Delta\theta_{cf}$が大きく θ_{sf}の低下も著しいため、間接的室温よりは直接的「暖かさ 即ち輻射」を求めざるを得ない状態に追い込まれるが故に、結果的に、θ_wはθ_oの低下につれて より大きく降下することになったのではなかろうかと想像される。

北海道では大半の住宅が、ストーブによる部分・間欠暖房を行なっている。 その原因を全て燃料費の節約という熱経済的な面からくると考えがちであるが、室温の長期測定や冬の生活の観察からは、むしろそれ以上に 断熱不足からくる隣接室の還流冷気と、その滞留による床付近の「寒さ」を避けようとする生活反応と、身辺に手取り早く容易に入手できるストーブよりの直接的な「暖かさ」の志向とが、必然的に部分・間欠暖房を定着させた、という見方もできよう。

また　1つの推定として暖房限界期に於ける近似直線（図2-4-17の破線）が、対流型　輻射型暖房器による温熱環境と室温の関係を表わす境界であるとすれば、対流型暖房の場合　先のストーブよりの「暖かさ」に替わるものとして室温が期待され、最寒期に$\theta_{iw} \fallingdotseq 30°C$に達したS-T住戸の様に、$\theta_o$の低下について$\theta_{iw}$は　上昇すると想像される。　断熱不足の住宅にあっては、それが$\Delta\theta_{cf}$の増加ばかりでなく、熱供給量の増大となって跳返ってくる。

その意味では、「断熱不足の住宅」→「寒さとの同居」→「暖かさの志向」→「輻射の勝ったストーブ採暖」→「部分間欠暖房」とえるのが最も経済的で理にかなっているとええる。　この様にθ_{iw}の設定は暖房器種，$\Delta\theta_{cf}$の程度によって大きく変わりうるのである。

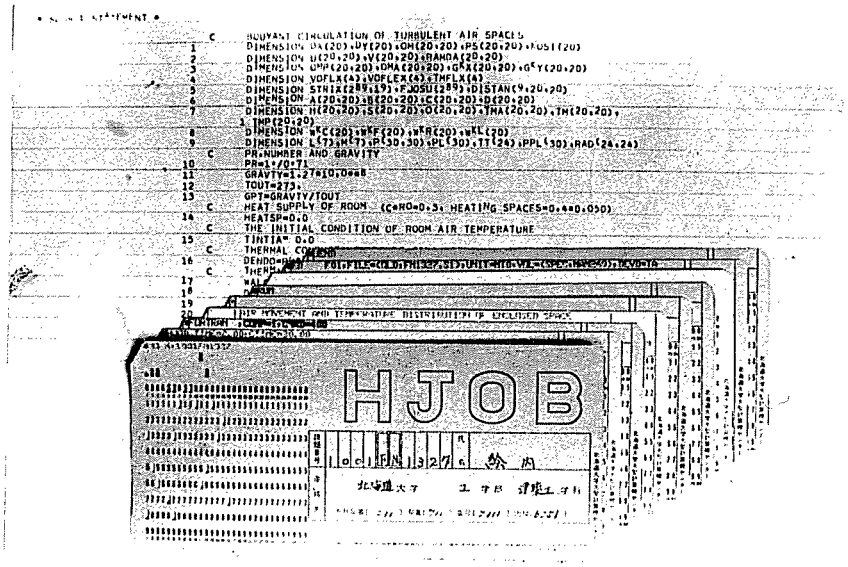
また　断熱＝熱損失の軽減と考えがちであるが、暖房限界期のθ_{iw}の動静からもその主効果は、$\Delta\theta_{cf}$の減、θ_{sf}の上昇による熱的居住性の向上であって、燃料費の減少はむしろ副次効果とみるべきであろう。　最近では、断熱厚100㎜が定着し、一部には150～300㎜とえう検討例も現われる様になってきた。　それ故、今後はストーブ暖房であっても、直接輻射の影響が減じ「暖かさ」重視から室温とその分布の良否とえう質的な面での配慮と検討が求められる様になってくるであろう。

本章の検討に於いてストーブの輻射の影響について種々言及しているが　グローブ温度による検討を加えている訳ではない。　その理由は温度ムラの多い居住室に設置して、果して輻射温度計測の意味があるのか　実生活に支障なく測定することができるのか　が危ぶまれたからである。

しかし、本検討例の如く　空気温による上下2ヶ所の測定でも　十分に断熱された住戸の温熱環境やストーブ暖房住戸の温熱環境の実態がどの様になっているか、例えば住い方の差の概略については明らかにし得たものと考える。

1) 荒谷.絵内.	間欠暖房の経済性.	建築学会.大会 S45.9
2) 絵内.荒谷.	居住室の温度分布 その1 その2.	全上 道支部 S50.3.
3) 大野.絵内他.	実家屋の温度実測結果. その1	全上 S51.3
4) 絵内.荒谷	日積算水平面日射量をもとにした鉛直窓面透過日射量の算定	全上大会 S48.10
5) 絵内.荒谷	居住室の温度環境の実態. その1	全上論文報告集 S53.2
6) 絵内.荒谷.	居住室の温度環境の実態 その2	全上 S53.3
7) 絵内.荒谷.	居住室の温度環境の実態. その3.	全上. S53.4

第3章　室温・壁温変動解析による検討



Numerical Analysis

第3章. 室温・壁温変動解析による検討.

3.1 概説. 198

3.1.1 本章の概要. 198

3.1.2. 室温・壁温変動解析から得ようとするもの. 198

3.2 解析法. 200

3.2.1 空間非定常解析法. 200

1 逐次積分法. 201

2 輻射と. 室内壁表面での熱平衡. 204

3 多数室問題と. 室での熱平衡. 208

3.3. 室温変動解析. 210

3.3.1. 熱負荷としの面から見た間欠暖房. 210

1 断熱厚と負荷変動係数の関係. 213

2 予熱時間の延長と年間暖房費用. 217.

3.3.2 温熱環境から見た間欠暖房. 219

1 室温一定条件のときの作用温度. 219.

2. 熱供給一定条件のときの作用温度. 222

3. 夜間暖房の効用. 224

3.4 室温変動解析から得られた温度環境改善の方策 225

3.1 概説

3.1.1 本章の概要

本章では 第2章にて取り上げられた部分間欠問題のうち、間欠暖房に注目して 数値解析の方から改善の方策について検討している。

第2章でも述べた様に居住室の温熱環境に関わる上下温度差が 居住者の暖房行動に大きく影響することが分ったが、この上下温度差が、居住室を構成する壁面温と室温との差によって助長される、とするならば、壁面温度に注目した室温変動解析は、居住室の温度環境の改善にとって欠くべからざる検討項目の1つと考えて良いであろう。

本章では、室温変動解析に際し、壁温を用いる場合に問題となる輻射について考察し、従来定常空間に於いて用いられていた輻射伝達関数を壁温変動解析に向く様に改良し、RC造のフラット型アパートの中間階、中央住戸に適用し 作用温度の算出に用いていている。

3.1.2 室温、壁温変動解析から得ようとするもの

熱消費量の面から見れば、同一建物で比較する限り 間欠暖房の方が若干なりとも有利、と云うことは事実である。 また、1～3室にわたる暖房適用面積の表示で 連続暖房。間欠暖房に関係なく市販されている現在の石油ストーブを考えるとき 予熱負荷としての面から設備費を捉え設備消却費も加えて間欠暖房費用を考え、連続暖房の方が有利と云う本章の展開には、相当の抵抗のあることが予想できるし、むしろそれが当然とも思われる。

さらに、一部の独立住宅に比べて床付近温度が高く、良環境にある集合住宅の場合、夜間暖房が行なわれていなかったが、本章では、ストーブの高輻射の影響については、無視し、壁温と室温による作用温度で、夜

間暖房の効用を　集合住宅で検討している。

この様なRC造のフラット型アパート住戸を対象とした理由は、対象空間の簡略化が容易であることと、先の違いは、住戸形態からきたものであって　間欠暖房という生活の面では、差異がないと、判断したことに依る。

本章で得ようとした点は、以上を踏えた上で、「寒さ」というものが　戸外にあるのではなく室内にあって、しかも就寝時の冷却の影響が、「時間遅れの寒さ」となって　日中の生活々動時に現われているのだという本章の実態把握での再確認にある。

さらにまた　共稼ぎの家庭に見られる朝・夕2回の暖房様式を取り上げて　夜間暖房の検討を行なったのは、1つに住宅と室温というもの、次いで　集合住宅での室温のあり方について考えるきっかけになると思われたからである。

3．2　解析法．

ここでは．暖房空間の室温変動　負荷変動の解析法として　荒谷博士の開発した逐次積分法[1]を紹介し．合わせて．輻射問題と室内壁表面での熱平衡．次いで多数室問題と室での熱平衡について概説する。

321　空間非定常解析法．

ここで述べる空間非定常解析法の逐次積分法は．次に示す様な特色を有している。

① 壁体以外の要素を非線型として処理することが可能であることから、換気の変動、熱伝達率の変化．輻射熱の授受など、時間や温度差で変動するものを対象とすることができる。

② 壁体の熱流応答を指数関数の和として用うるが．その時系列が各項別に公比をもった級数の和として表わされることに注目し（項別公比法）、単純な常数積和の繰返しによって逐次的に解く。それ故、差分法よりも演算時間は短かく　一般の時系列法よりも記憶量は少なくて良い。

③ 単なる室温変動、負荷変動の解析にとどまらず．壁体の1次元非定常熱伝導[2]．同じく2次元非定常．さらに壁体構成材料の熱定数の解析[3]など．建築の温熱環境問題を広く守備しうる。

④ 適要手法として考えるならば．その解析法の理解の容易さもさることながら　目的とする収束を得るまでに要する費用の多小が、もう1つの目安となる。　この点　逐次積分法は．分割時間を変動要因、収束時間、対象空間（系）に応じ．演算途中にて変えうる方法でもある所から．他の計算法に比べて　相当経済的であるとえる。

1。 逐次積分法.

図3-2-1に示す様に壁の片側(又は両端)に、$t=0$で、温度が0, $t>0$で瞬時に単位温度1に上昇させる場合、一般にその表面の熱流は 指数関数の和で表わされる。

$$h(t) = B_0 + \sum_m B_m \cdot e^{-\beta_m \cdot t} + g \cdot \delta(t) \qquad 3-2-1$$

上記熱流が、既知であれば、単位温度を与えた面の温度変動が $\theta(t)$ で、片側が 温度0の場合の表面熱流は Duhamelの積分より得ることができる。

$$H(t) = \int_0^t \theta'(\tau) \cdot h(t-\tau) \cdot d\tau + \theta(0) \cdot h(t) \qquad 3-2-2$$

逐次積分法では、$\theta(t)$ の変動を、図3-2-2に示す様にn等分しそれぞれの区間で直線近似を施す。 3-2-2式は、温度傾度Aを用いて、次の様になる。

$$H(t) = \sum_{j=1}^{n-1} A_j \int_{(j-1)\Delta t}^{j\cdot\Delta t} h(t-\tau) \cdot d\tau + A_n \int_{(n-1)\cdot\Delta t}^{t} h(t-\tau) d\tau + \theta(0) \cdot h(t) \qquad 3-2-3$$

これに、指数関数和、3-2-1式を代入すると、

$$H(t) = \sum_{j=1}^{n-1} A_j \cdot \left\{ B_0 \cdot \Delta t + \sum_m \frac{B_m}{\beta_m} \left(1 - e^{-\beta_m \cdot \Delta t}\right) e^{-\beta_m (t - j\cdot\Delta t)} \right\}$$

$$+ A_n \left[B_0 \{t - (n-1)\cdot\Delta t\} + \sum_m \frac{B_m}{\beta_m} \left(1 - e^{\beta_m \{t-(n-1)\cdot\Delta t\}}\right) + g \right]$$

$$+ \theta(0) \cdot \left\{ B_0 + \sum_m B_m \cdot e^{-\beta_m \cdot t} + g \cdot \delta(t) \right. \qquad 3-2-4$$

以上の様に整理できる(熱流法)が、これから、n番目区間の熱流の積分(熱量法の手続)値を求めると次の様になる。

$$\Delta H_n = \int_{(n-1)\cdot\Delta t}^{n\cdot\Delta t} H(t)\cdot dt$$

$$= \sum_{j=1}^{n} A_j \cdot \left[B_0\cdot\Delta t^2 + \sum_m \frac{B_m}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\cdot\Delta t}\right)\cdot e^{-\beta_m(n-j-1)\cdot\Delta t}\right]$$

$$+ A_n\left[\frac{B_0\cdot\Delta t^2}{2} + \sum_m \frac{B_m}{\beta_m}\left\{\Delta t - \frac{1}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\cdot\Delta t}\right)\right\} + g\cdot\Delta t\right]$$

$$+ \theta(0)\cdot\left[B_0\cdot\Delta t + \sum_m \frac{B_m}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\Delta t}\right)\cdot e^{-\beta_m(n-1)\cdot\Delta t}\right] \qquad 3\text{-}2\text{-}5$$

上式を次の各項で整理すると.

$$\Delta X_0 = \frac{B_0\cdot\Delta t^2}{2} + \sum_m \frac{B_m}{\beta_m}\left\{\Delta t - \frac{1}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\cdot\Delta t}\right)\right\} + g\Delta t \qquad 3\text{-}2\text{-}6$$

$$\Delta X_m = \frac{B_m}{\beta_m^2}\left(1-e^{-\beta_m\cdot\Delta t}\right)^2 \qquad 3\text{-}2\text{-}7$$

$$\left.\begin{aligned} X_m &= \frac{B_m}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\cdot\Delta t}\right) \\ E_m &= e^{-\beta_m\cdot\Delta t} \end{aligned}\right\} \qquad 3\text{-}2\text{-}8$$

過渡項は. 次のΔZ_m, ΔX_m , E_mで表現できて

$$\Delta Z_{m(n)} = Z_{(m)(n)}\cdot\frac{1}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\cdot\Delta t}\right)$$

$$= \left\{Z_{m(n-1)}E_m + A_{n-1}\cdot X_m\right\}\frac{1}{\beta_m}\left(1-e^{-\beta_m\Delta t}\right)$$

$$= \Delta Z_{m(n-1)}\cdot E_m + A_{n-1}\cdot\Delta X_m \qquad 3\text{-}2\text{-}9$$

それ故. 3-2-5式は. 1つ前の影響量に定数E_mを乗じ. それに温度傾度に対して定数ΔX_mの積を求め、加えたものが現時点での寄与量になると云う手続で、演算は 進行する。

$$\Delta H_n = \theta_{(n-1)} \cdot B_0 \cdot \Delta t + \sum_m \{\Delta Z_{m(n-1)} \cdot E_m + A_{n-1} \cdot \Delta X_m\} + A_n \cdot \Delta X_0 \qquad 3\text{-}2\text{-}10$$

$$\Delta H_{n+1} = \theta_n \cdot B_0 \cdot \Delta t + \sum_m \{\Delta Z_{m \cdot n} \cdot E_m + A_n \cdot \Delta X_m\} + A_{n+1} \cdot \Delta X_0 \qquad 3\text{-}2\text{-}11$$

先に説明した3-2-9式の操作の部分が、3-2-10，11式の右辺のオ2項目である。非定常計算に於いて最も重要な部分を占める過渡項は、上式の操作を通じて熱が流出入するという事になる。

従って 過渡項を支配する対象空間の構成壁体内が、線型を保ってさえおれば、非定常計算の際の過渡熱流項は、$\Delta Z_{m(n)}$ という形で、全ての過去の応答を項別に記憶しているという事になる。

先に、逐次積分法の特色として、記憶量は少なく 演算時間を大巾に短縮させ得ると述べたのは、上記の様にコンボルージョンの操作が簡略化し得る所からきている。

以上、逐次積分法のアウト・ラインを説明してきたが、この詳細については「住居の熱環境計画への研究」[4]を参照されたい。

次に 3-2-10，11式を用いて、(イ)室内壁表面での熱平衡、(ロ)室の熱平衡について触れてみよう。

7。 輻射と室内壁表面での熱平衡.

熱の伝達の仕方には 熱媒体を伝わってゆくものと 熱媒に関係なく、壁相互に直接に熱授受を行う場合の2通りがある。 普通、前者を対流伝達、後者を輻射伝達というが、単なる室温変動、負荷変動の解析からさらに壁面温度変動まで解析しようとする場合、輻射伝達は輻射伝達として取り扱う方が、その処理は容易となる場合が多い様である。

図3-2-3に示す様に 輻射伝達成分も含め総合熱伝達率を用いて、壁、媒体、壁という考え方も勿論成立する。 単に伝達の機構が異なるとの見方で、対流と輻射を分離すれば、系は複雑化し、作業量が増加するだけになる場合もある。 要は、何を得るために それが必要なのかであって 必ずしもそうあらねばならない、という事はない。

この種の問題は、解析者を自縄自縛しやすいが、筆者は、「解析者の得ようという結果のうえで裁量すべきことで、系を精緻にしたことと、精度上の問題は、別物である」と考えている。

輻射熱授受の問題は、壁面対壁面の幾何学的関係、即ち 形態係数をどの様にして得るか、という事につきる。 一般の構成壁面を分割する目安は、その壁面の温度ムラとか、極端な輻射率の差という事になるのだが、この場合、壁と開口部という壁の熱抵抗の差からくる温度ムラの組み合わせ、「1面2要素」が、最小の場合分けとなろう。

この利点は、構成壁面分割数を減じて、作業量の増加を防止するという意味もあるが、「1面2要素」では、一方の壁面の分割が、常に4分割以下となって それを基本に光束関数、相反定理[5]から最大4つの形態係数が求まることにある。 巻末には、「1面2要素の形態係数」を得るためのプログラム、2次元熱対流空間での「1面6分割の形態係数」を得るためのプログラムを載録しているので参照されたい。

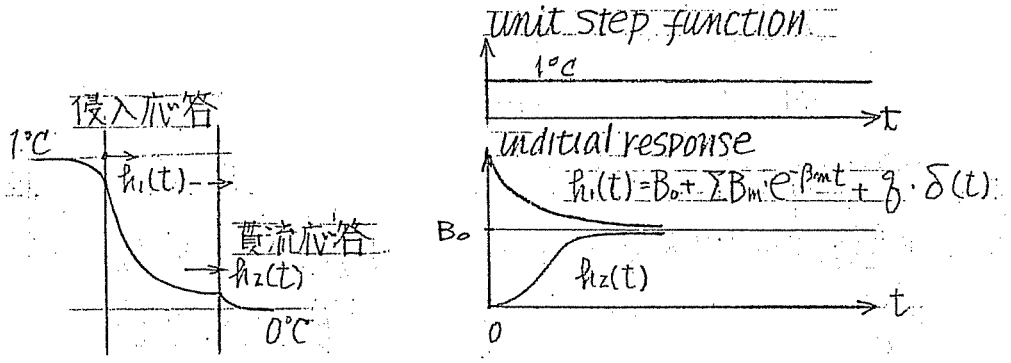


図3-2-1 単位ステップ入力とその応答

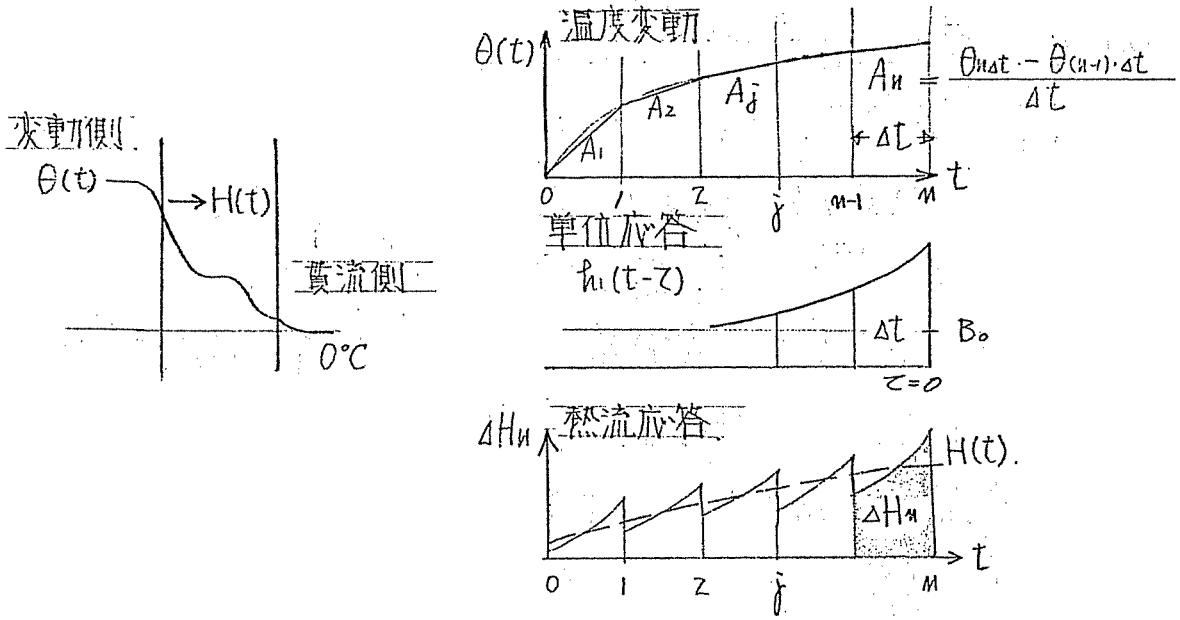


図3-2-2 温度変動時の応答

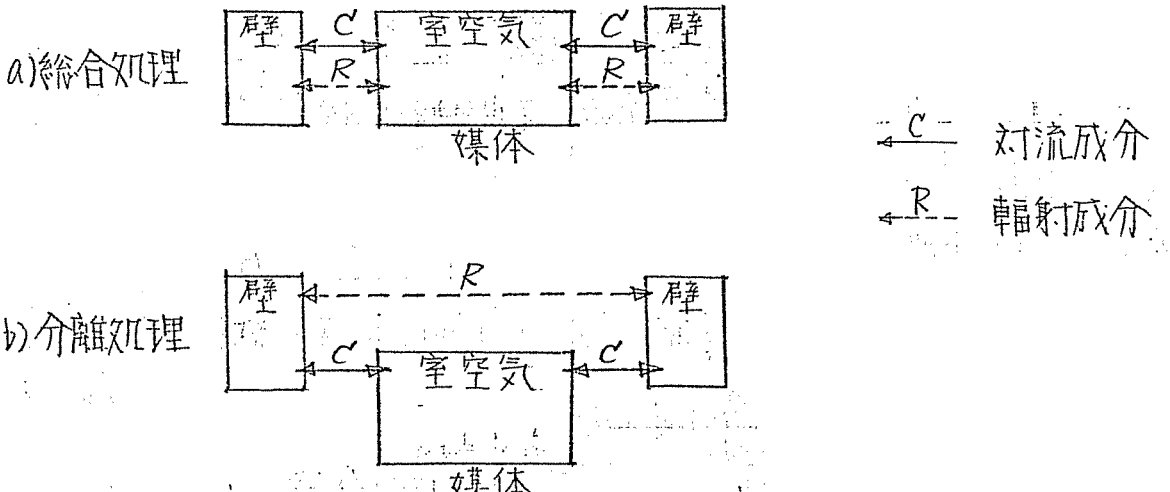


図3-2-3 熱伝達の総合処理と分離処理

建築材料の多くは、完全黒体ではないので、閉空間では多重反射を繰返すことになる。　一般に　形態係数が求まった後では、この多重反射成分を規定する輻射伝達関数のRadiosity[6]（多重反射後にある面に入射する輻射量の強さ）を求めることは容易で、それ以後の輻射量の算定の手続きも　完全黒体を想定した場合と全く同様であるため、次にこの輻射伝達関数法について述べてみよう。

図3-2-3b）に相当する系で、その系が閉空間の場合、図3-2-4に示す様に、多重反射が繰返えされる。　今、i面だけがiで、他の全面が　0のとき、i面から出る量が、$(1-\varepsilon_i)\cdot\beta_{i,i}$ であれば、

j面へ入射する量は、$(1-\varepsilon_i)\cdot\beta_{i,i}\cdot\varphi_{i,j}$ となる。

そして2面からj面へ入射する量は、$(1-\varepsilon_2)\cdot\beta_{i,2}\cdot\varphi_{2,j}$ となる。

i面の場合には、Radiosity成分と直達成分とがあって　j面への入射量は、次の様になる。

$$(1-\varepsilon_i)\cdot\beta_{i,i}\cdot\varphi_{i,j}+\varepsilon_i\cdot\varphi_{i,j}.$$

1へn面までの以上の合計が、j面へ入る総輻射量の強さ $\beta_{i,j}$ であって　次式は、放射面iがn個、受照面jがn個あるため、n×n個の連立方程式で定義されることになる。

$$\beta_{i,j}=\sum_{k=1}^{n}(1-\varepsilon_k)\cdot\beta_{1,k}\cdot\varphi_{k,j}+\varepsilon_i\cdot\varphi_{i,j}. \qquad 3-2-1.$$

このn×n個のRadiosityを解く場合、上式で定義されるn元連立方程式をn回解くことで、容易に $\beta_{i,j}$ を得ることができる。　この得られたRadiosityの $\beta_{i,j}$ と形態係数 $\varphi_{i,j}$ には、次の関係が成立する。

$$\varphi_{ii}=0\quad,\quad \beta_{ii}\neq 0$$

$$\sum_{i=1}^{n}\varphi_{i,j}=1\quad,\quad \sum_{i=1}^{n}\beta_{i,j}=1 \qquad 3-2-13.$$

3-2-12式が得られれば、j面で吸収される量Q_{aj}は

$$Q_{a\cdot j} = \varepsilon_j \cdot \sum_{i=1}^{n} \beta_{i,j} \cdot C_b \left(\frac{T_i}{100}\right)^4$$

であり　j面から放射される量$Q_{\varepsilon j}$は　次式の様になるから、

$$Q_{\varepsilon\cdot j} = \varepsilon_j C_b \left(\frac{T_j}{100}\right)^4 = \varepsilon_j \sum_{i=1}^{n} \beta_{i\cdot j} C_b \left(\frac{T_j}{100}\right)^4$$

正味の輻射量Q_Rは、それらの差額であるから、次の様になる。

$$Q_R = \varepsilon_j \cdot C_b \sum_{i=1}^{n} \beta_{i\cdot j} \left\{\left(\frac{T_i}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_j}{100}\right)^4\right\}$$

$$\fallingdotseq \varepsilon_j \cdot C_b \cdot \sum_{i=1}^{n} \beta_{i\cdot j} \cdot K \cdot (\theta_i - \theta_j) \qquad 3\text{-}2\text{-}14$$

Kは、温度係数と云われているもので、常温付近でほぼ1と考えて良い。　図3-2-5に示す様な壁で、j壁表面の熱平衡は、相当温度を利用した場合、次式を用いて表現する。

$$\theta_{e\cdot j} = Q_R/\alpha + \theta_r$$

$$-\int_0^t \theta_{ej}(\tau)\cdot h_1(t-\tau)\cdot d\tau + \int_0^t \theta_{rk}(\tau)\, h_2(t-\tau)\cdot d\tau + \alpha(\theta_r - \theta_j) = 0 \qquad 3\text{-}2\text{-}15$$

用いない場合については、j面側の伝達層を含まない単位応答を使用して、次式で表現されることになる。

$$-\int_0^t \theta_j'(\tau)\, h_{o1}(t-\tau)\, d\tau + \int_0^t \theta_{rk}'(\tau)\cdot h_{o2}(t-\tau)\cdot d\tau + Q_R + \alpha_c(\theta_r - \theta_j) = 0. \qquad 3\text{-}2\text{-}16$$

実際の演算に際してのQRは、1時刻前$(n-1)\cdot\Delta t$の温度傾度を用いての輻射量となり、連立解法によらない。　この理由は、連立解法の場合、3-2-16式の左辺のオ1項目をも含む連立となり　壁温推定の解法が難しくなるためである。

3。多数室問題と室での熱平衡.

解析対象室に流入する熱流 H_o，流出熱を H_i，その室への供給熱流の W. 換気量 V があるとき.（図3-2-6参照）. その室での熱平衡は. 次の様になる。

$$C\cdot\rho\cdot M\frac{d\theta_r}{dt}=\sum_k H_{ok}+\sum_\ell H_{i\ell}+W+\sum_m C\cdot\rho V_m(\theta_m-\theta_r) \quad 3\text{-}2\text{-}17$$

今. 対象が. 図3-2-3のa) による系の場合. 一般に $\sum_k H_{ok}$, $\sum_\ell H_{i\ell}$ を仲介とする3-2-17式の連立として多数室問題は整理される。

次に. 図3-2-3のb) の場合には. 3-2-17式中の右辺の才1項目. 才2項目は. 3-2-15, 16式の結果として得られるため.

$$\Delta H_w=H_{ok}+H_{ik}=\alpha(\theta_j-\theta_r). \leftarrow (3\text{-}2\text{-}15).$$

$$=\alpha_c(\theta_j-\theta_r) \leftarrow (3\text{-}2\text{-}16) \quad 3\text{-}2\text{-}18$$

対象室を構成する隣接室の他に. 3-2-15, 16式で表現される仮想室を含むことになる。 先に. 対流伝達成分と輻射成分を分離処理した場合. 作業量が増加すると述べたのは この仮想室としての解析対象室が増大することをさしている。

以上. 非定常解析に用いる基本式と、特に壁面温を重視した場合について述べたが. これによって単に室温変動・負荷変動ばかりでなく 暖房室内の構成壁面温度の分布も得ることができる。 例えば. 室の上下温度分布が. 壁面温と流体温の差で助長されるものであるとすれば. その差の概略を知らせてくれよう。 そして 実態調査で明らかとなった間欠暖房と夜間暖房時の温熱環境の差の現われる手掛りを. 数値解析による壁面温度の方からも与えてくれるであろう。

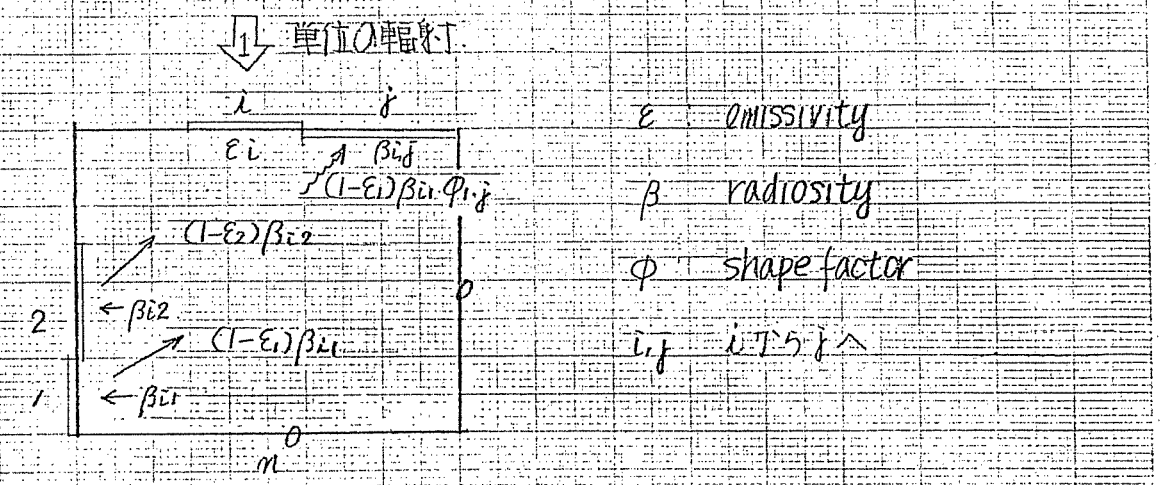
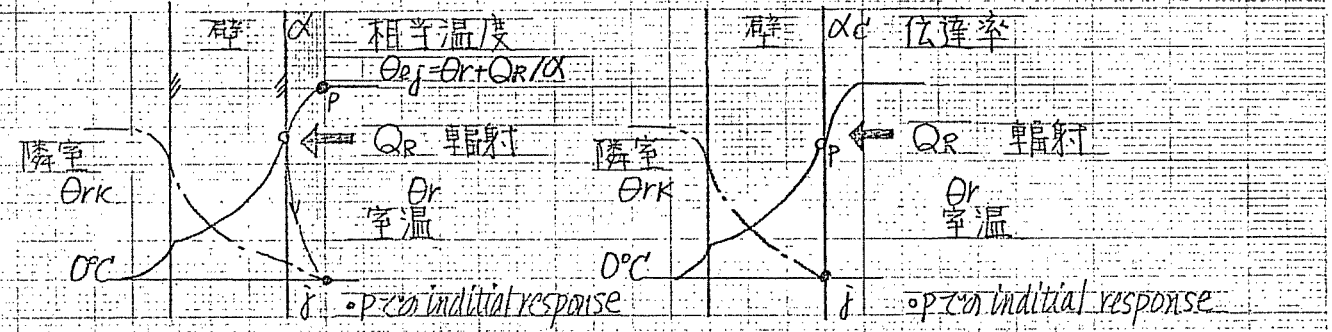


図3-2-4 i面の輻射が1のとき、j面への輻射量βi,j



a) j面側が総合熱伝達層を有する場合, b) j面側が対流熱伝達層を有する場合

図3-2-5 j壁表面での熱平衡

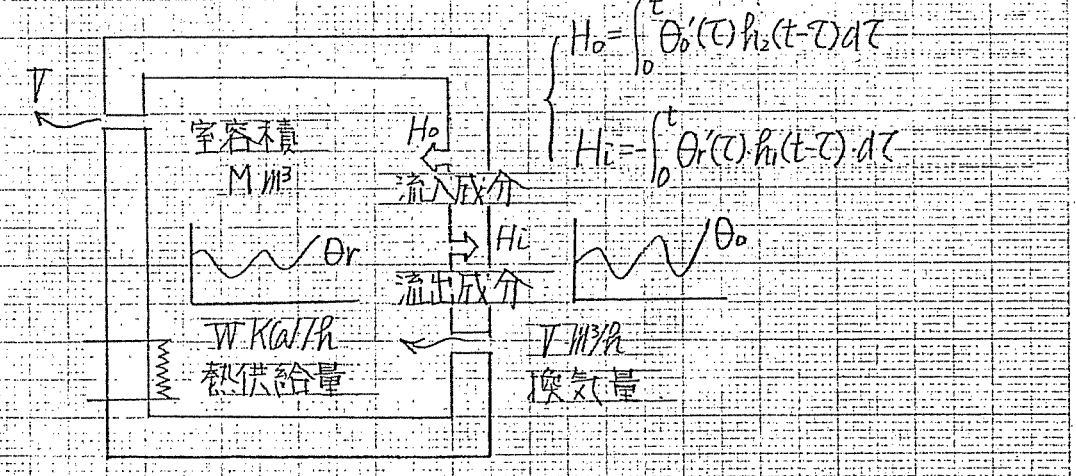


図3-2-6 室空間での熱平衡

3.3 室温変動解析.

この節では、RC造フラット型アパートの主に中間階中央住戸を対象として ①断熱の熱負荷に与える影響、日射の負荷変動に与える影響、②予熱時間の延長が与える年間暖房費用への影響、について検討しているが、温度環境の面からは、③室温設定条件と負荷設定条件、室温と壁温の推移について、さらに、④先の予熱時間の延長を夜間暖房とした場合の壁面温度変動とそれに基づいた作用温度についても言及している。

ここで取扱う課題のその多くは、我国の暖房習慣である部分間欠暖房を遠因とするものであるが、これらの検討結果は、実態調査で検討した暖房習慣からくる影響をより判り易い形で明らかにしてくれるであろう。

3.3.1 熱負荷としての面から見た間欠暖房.

ここでの検討は、昭和44年に報告した「オリンピック選手村の暖房計画に関する基礎的検討」[7]のコンクリートアパート暖房の動特性を取り纏めたものである。建物の暖房負荷の変動に影響を与える因子としては、建物側(構造、断熱)要因、外的(外気温・日射・風速)要因、内的(生活習慣・室内発熱)要因と云う様にそれぞれ幾つかを挙げることができるが、ここでは主に生活習慣の方から暖房負荷変動について検討している。

解析対象のRC造アパートの平面図、計算に用いた室内外条件を図3-3-1～5に示す。壁体の構成と熱定数を表3-3-1に示す。室内への日射には夜間点燈時の輻射成分が、室内発熱には人体・炊事の発熱が加わっている。室内への日射は、透過日射の強さと窓面積の積を室内表面積で除し室内壁への平均入射量で求めている。この理由は、床、壁面へ入射した際のその受照面が時刻とともに移動し、その面への入射の強さ面積も変化、それらを逐一考慮して解析するのが難しいためである。

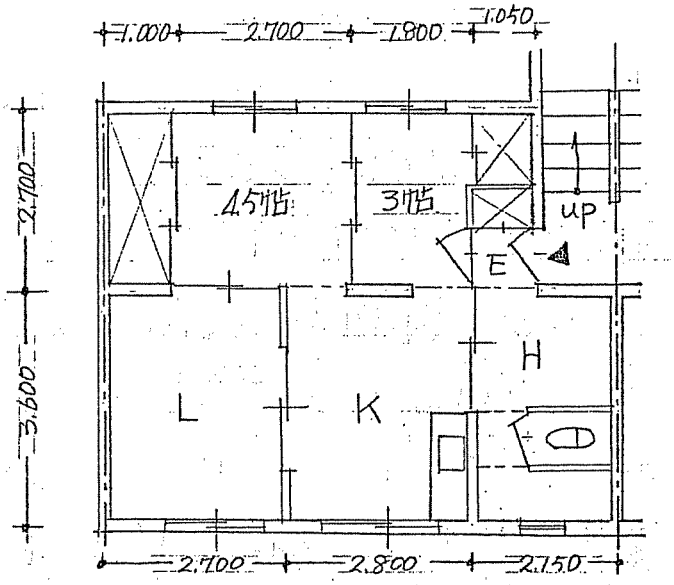


図3-3-1. RC造アパート平面図

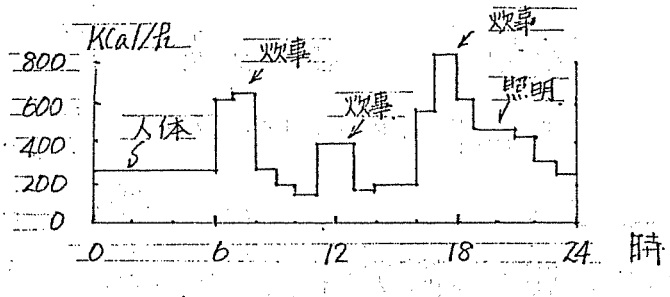


図3-3-2. 室内発熱(人体・炊事・照明の対流成分).

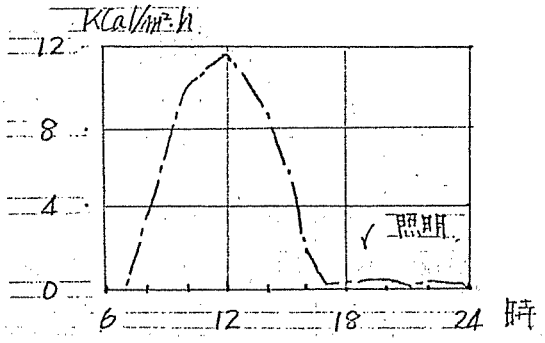


図3-3-3 室内への日射

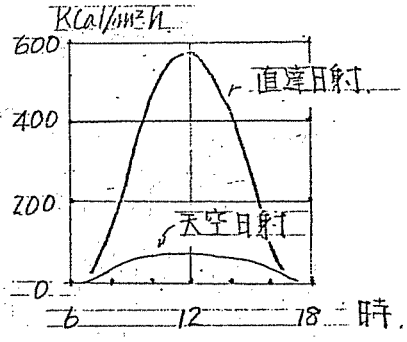


図3-3-4 外壁への日射(快晴)

表3-3-1　計算に用いた諸数値.

壁構成番号	材料名	熱伝導率	温度伝導率
		λ, Kcal/m.h.℃	a, m²/h
①	コンクリート	1.4	0.00281
②	発泡ポリスチレン	0.033	0.0036
③	モルタル	1.2	0.00299
④	プラスターボード	0.053	0.00201
⑤	フローリング材	0.17	0.00090
⑥	タタミ	0.095	0.00801
⑦	松板	0.15	0.00902
⑧	空気層*	0.29	0.95
熱伝達率		α, Kcal/m²h℃	
室内側	α_i	8.0	
外気側	α_o	20.0	
開口定常成分		K, Kcal/m²h℃	
マドガラス		3.5	
フラッシュドア		2.7	

室の熱容量は、家具も含めて空気相当分.　317.6 m³

換気量は、室容積×1.2回/hの換気量.　140.0 m³/h

＊印は、$1/C_a = d_a/\lambda_a = 0.21$, $d_a = 0.06$, $a = \lambda_a/C_a\rho_a$ から.

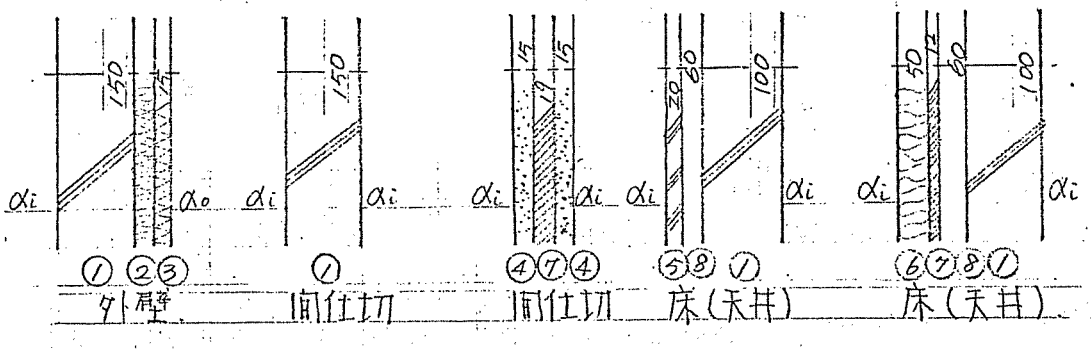


図3-3-5 内・外壁の構成と材厚 (○内数字は表3-3-1参照)

1。 断熱厚と負荷変動係数の関係.

図3-3-6は、中間階中央住戸で、外壁に内断熱25mmの場合の室温変動と負荷変動の様子を示したものである。 a)の自然温度を見ると、窓面からの透過日射や室内発熱によって室温は外気温よりも相当高くなることが分かる。 負荷変動は、日中の16時間暖房、24時間暖房をした場合についてb)~e)の下段に示す。 予熱時間3時間平均負荷、暖房時間平均負荷についても載録している。

ここで注目すべきことは、日射のある場合の負荷変動である。 日射のある場合、朝方の負荷も減少するが、特に日中の減少傾向が著しい。

これらの結果を断熱厚さ別に整理したものが、図3-3-7である。 縦軸のn = Hmax/Hは、朝方予熱期3時間平均値を暖房時間平均値で除したものである。 この結果から、断熱をすることによって日必要熱量は確実に減少するが、その反対にn値は増大し、そしてその傾向は、日射があるか、あるいは間欠暖房の場合に著しくなる。 この理由は、①日射のある場合、朝方よりは日中の負荷軽減が著しいため、暖房時間平均負荷の減少分だけ、相対的にn値が増大する, ②断熱をすれば、熱損失量は減少するが、翌朝、所要室温にまで上昇させるに必要な熱量は、外壁の断熱厚さが多少変わったとしてもそれ程の差異はない, という2ところからきている。

実態調査によれば、集合住宅中央暖房の場合、室温が所定時刻から一定というよりも、朝低く夕高という室温変動パターンを採っている様に、先のn値が直接的に設備容量を決めるという訳ではない。 これは、予熱期の熱負荷が、その時の室温の立ち上がりに大きく左右されるからである。 その意味では、図3-3-7の結果は、実際との間に多少のズレがあるといえようが、ここでは、予熱2時間で、設定室温に達して以後一定という条件下で設備容量について検討した。

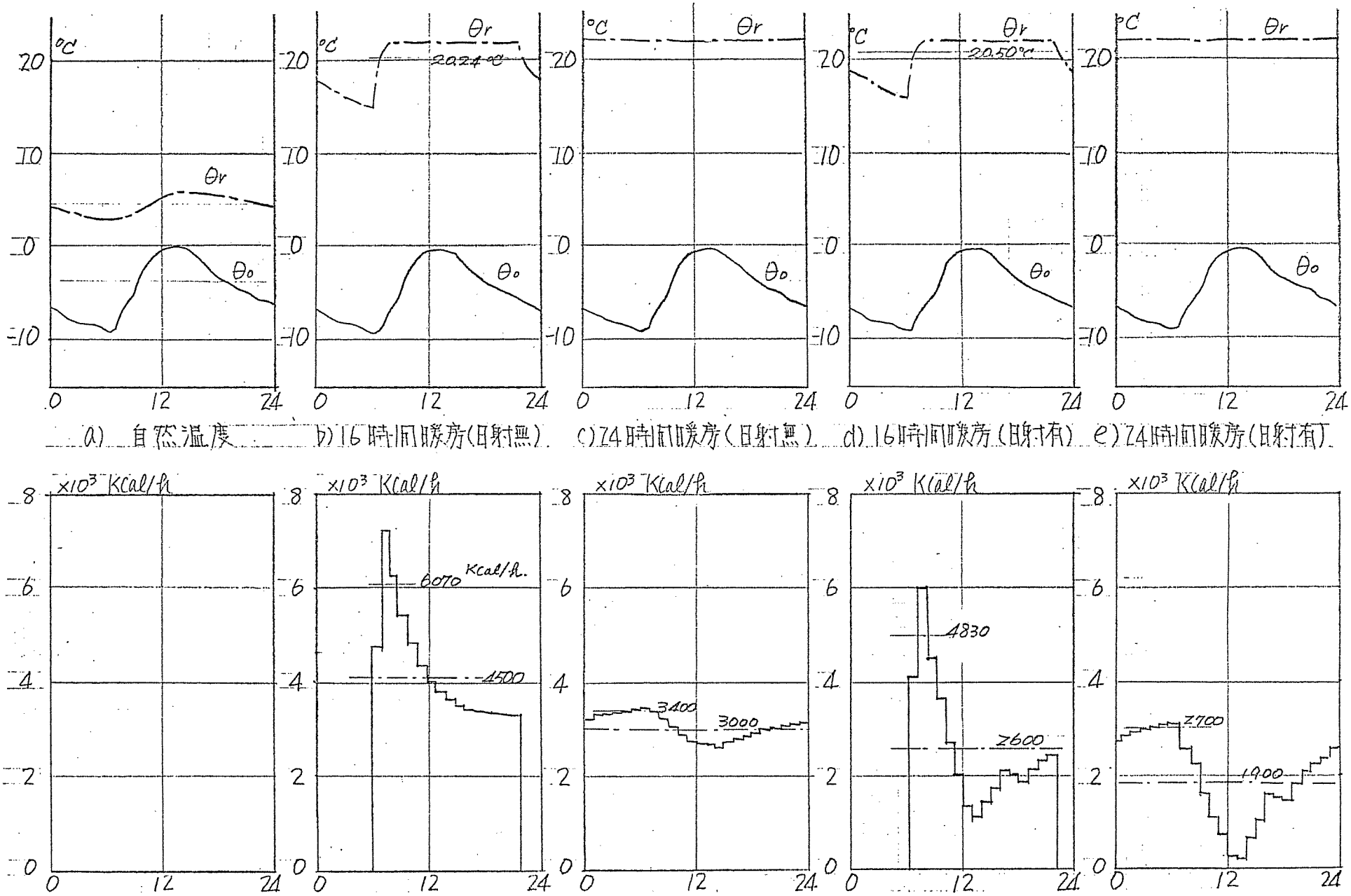


図3-3-6 室温変動と負荷変動の様子 (RC造, 中間階中央住戸, 断熱25mm).

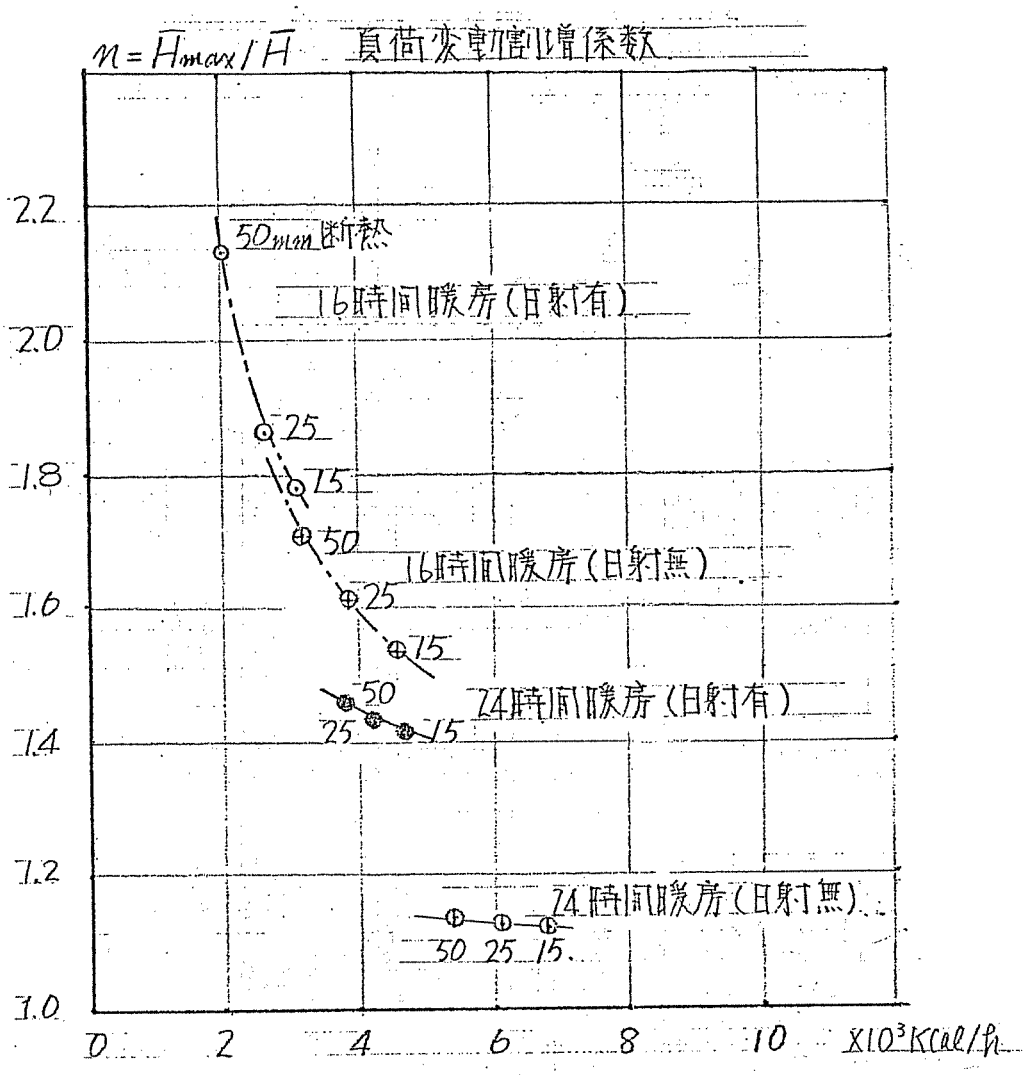


図3-3-7. 日射の有無、断熱材厚さ n 値
(RC造、フラット型中間階中央住戸)

実態調査によれば、一般住宅で個別暖房の場合、間欠暖房であっても、連続暖房であっても全て市販の石油ストーブで間に合わせがきいていた。この理由は、第2章で触れた様に、ストーブの容量が0.7～1万Kcal/hと比較的大きく寒さが同居していても暖かさを得るのに都合の良い輻射放熱があるためである。先の図3-3-7の結果を例えば温水等の中央暖房で、という事になると、専ら輻射放熱への依存、居住者の生活による対処に期待する訳にもゆかず、設備費用も決して安くはない。従ってどの暖房時間でもO.Kという容量の設計をするという訳にはゆかない。日射の差で多少の差はでるが、16時間暖房の24時間暖房に対する割増しは、室温一定条件の場合、約5割にも達する。それ故、その差から、設備費用の差を考えた場合、設備の償却年数で除した額が、16時間暖房と24時間暖房を行なった際の年間燃料費の差額よりも少ない場合に限って、間欠暖房の方が有利という事になる。

しかし、間欠暖房の場合には、断熱をしたとしても、日必要負荷の軽減程、朝方の予熱期の熱負荷は減少しない、という傾向にあることは先に述べた通りである。例えば、既報告では[7]集中暖房を行なった場合の管理的な面、人件費用の増大からくる制約がなければ、連続暖房の方が、有利である、という様に論議されている。

次に、この間欠暖房の有利ならざる面について温熱環境として見る前に、年間暖房費用と設備償却年間費用の比較から検討を加えてみた。

その比較とは、日射や室内発熱がない状態で、朝方の予熱時間を延長してゆくと年間暖房費用に関係の深い間欠暖房補正係数と予熱負荷の増割れ値（予熱期平均負荷/暖房時間平均負荷）が、どの様に変化するのか、という、その変化の傾向について検討したものである。

2。 予熱時間の延長と年間暖房費用.

先に、断熱厚との関係で予熱割増について考えてみたが、ここでは、8時間暖房に対する予熱時間の延長が、燃料消費量や予熱負荷変動係数に対してどの様な影響を与えるかについて検討した。これは生活の仕方の差について検討したものと考えて良い。図3-3-8は室温変動と間欠暖房補正係数について整理したものである。間欠暖房補正係数は連続暖房で原則的にp=1.0の性質があり、数値は連続暖房に対する間欠暖房時の燃料節約の目安となる。図より、予熱時間が増加する程、p値の増大するのが分かる。図3-3-9は図3-3-8の室温変動時の負荷変動を示したものである。これを負荷変動係数nの変化でみると、連続暖房に近づいてゆく程、n値の減少するのが分かるであろう。

以上の検討から暖房時間の増加につれて燃料費用は増、設備費用は減、である傾向が掴めた。それ故に両者の折り合う最適暖房時間があると考えたいが、それは早合点というものであろう。年間の暖房費用として見ると、現実の設備コストの低減線は図3-3-10に示す様に燃料費用の増加線と交叉しない。即ち最適暖房時間はないということになるのである。このことは暖房時間が増加する程、設備償却も含めた年間の暖房費用は減ずるということを示している。今後、増々、灯油等の燃料の価格は高騰してゆくと思われる。然らば、将来的に先の設備コスト低減線が、燃料費用増大線と交叉するかというと、その様には思われない。その理由は、燃料価格が上昇すればする程、さらなる断熱努力がなされて、先述した間欠暖房の状態へと移行するということはないと考えられるからである。以上、設備面での検討は、実態調査で触れた一般の個別暖房を対象としたものではなくて、一応の中央暖房を前提とした検討である。

これまでは、設備・燃料コストを中心に、間欠暖房の不合理性について検討したが、次に温熱環境の面からその不合理性について考える。

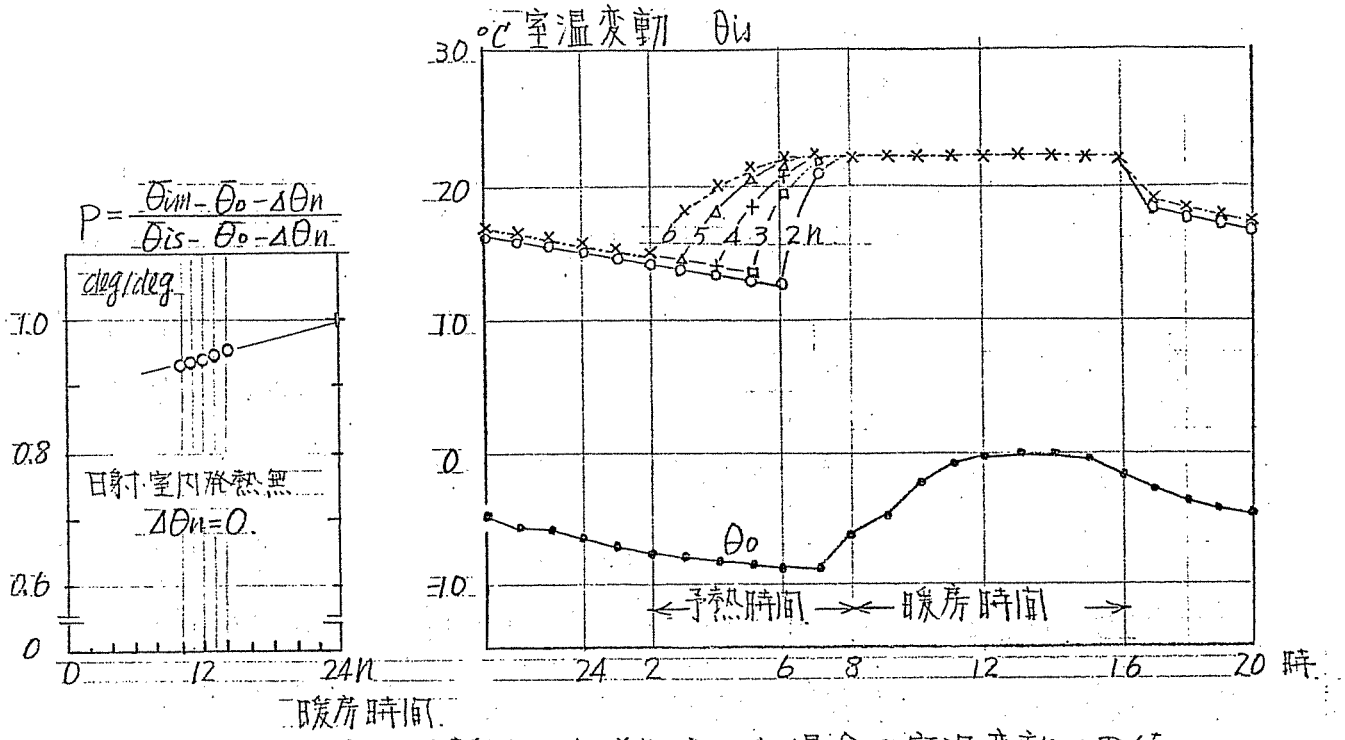


図3-3-8. 予熱時間を増加させた場合の室温変動とP値

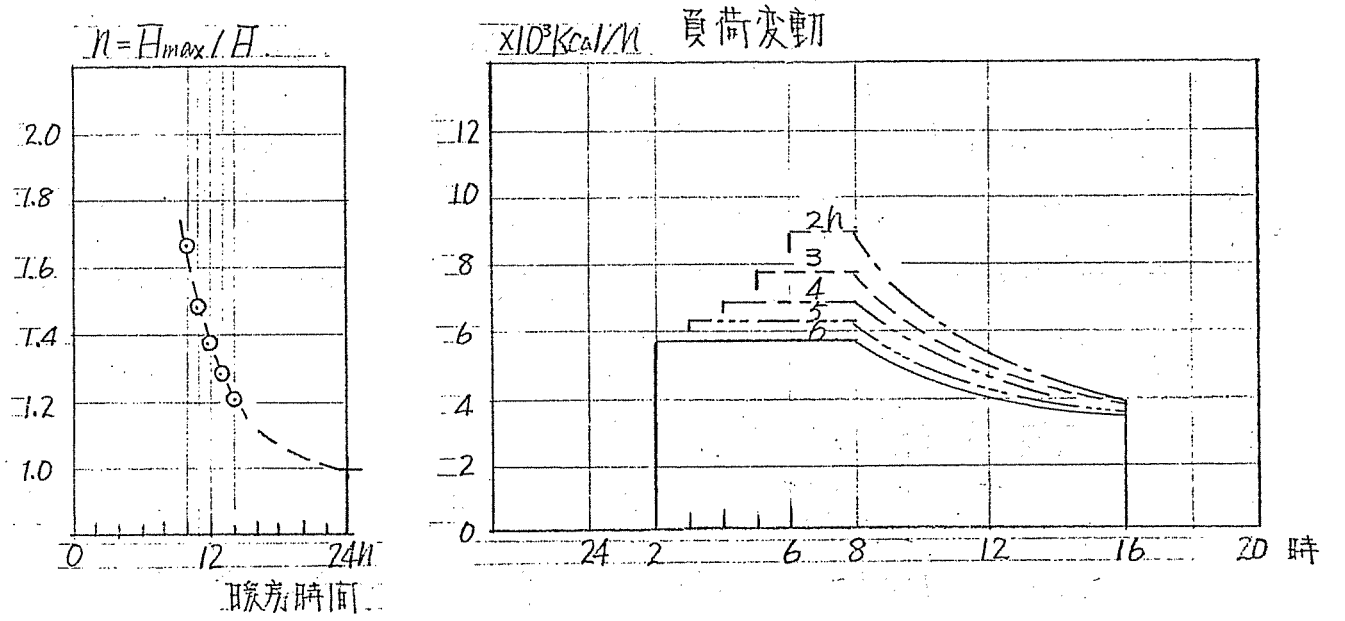


図3-3-9 予熱時間を増加させた場合の負荷変動とn値.

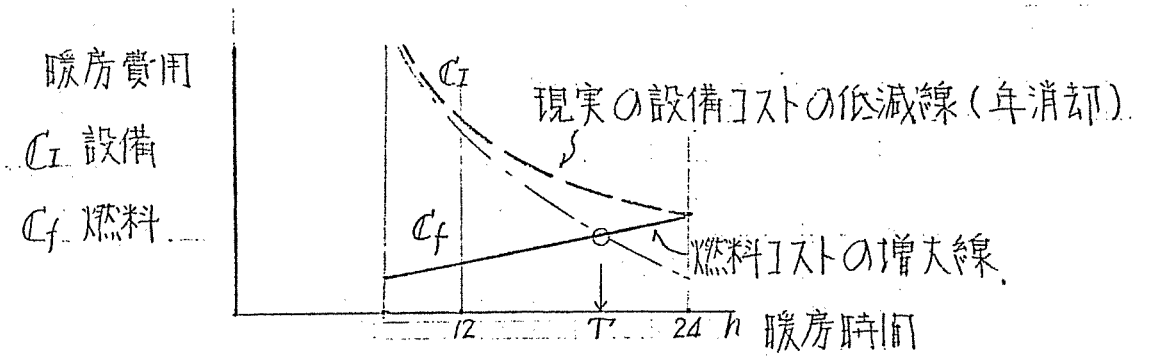


図3-3-10. 暖房時間と暖房費用[7]

3 3 2　温度環境からみた間欠暖房.

前節での検討例は、断熱厚さ、日射の有無の影響について、予熱時間の延長と間欠暖房補正係数，負荷変動係数の関係について整理したものであった。　ここでは、壁面温度を中心に検討し、作用温度（Operative Temperature, θ_{OT}）を1つの環境指標として用いている。　θ_{OT}は、空気温（暖房時間平均室温）とMRTの相加平均で定義している。　気流速、湿度の項は入っていないが、温熱環境の概略の判定に有効であろう。

実態調査から、石油ストーブ暖房の場合、その輻射放熱が、室温変動に無視し得ない影響を与えていること、日射も室内の輻射環境にとって、プラス条件であることが分ったが、ここでは、輻射熱授受の際の陰影問題、日射受照面の移動や形態係数の時間的変動の処理の取扱いが難しくなるので解析対象としていない。　また　本解析に於いては　1面2要素法（巻末参照）で形態係数を得るために、図3-3-11に示す様に住戸を多少簡略化している。　表3-3-2～4には、壁構成・寸法，居間を中心とした形態係数，ラジオシティ化(i,j)のjが自面、iが他面になっているものを提示している。

1。室温一定条件のときの作用温度

図3-3-12に、暖房時の室温設定を一定とした場合の室温変動、負荷変動を示す。　凡例の△，○印は、夜間暖房無しの場合であるが、室への熱供給が全くない時間帯は、壁温（MRT，居間の壁面積加重平均温度，θ_w）が室温よりも高く、放熱状態にあり、その反対に暖房している間は吸熱状態にあるのが分かる。　その状態で室温を一定に設定するためには、暖房開始時に多くの熱 $H_{16\cdot max}$，H_{8max}を必要とする。　これを連続暖房のH_{24max}とで比較したものが、ピーク負荷の比率の図である。

作用温度と間欠暖房補正係数の関係を見ると、間欠暖房補正係数値が低下すれば、作用温度が低下するのが分かる。　これを室温で補うとす

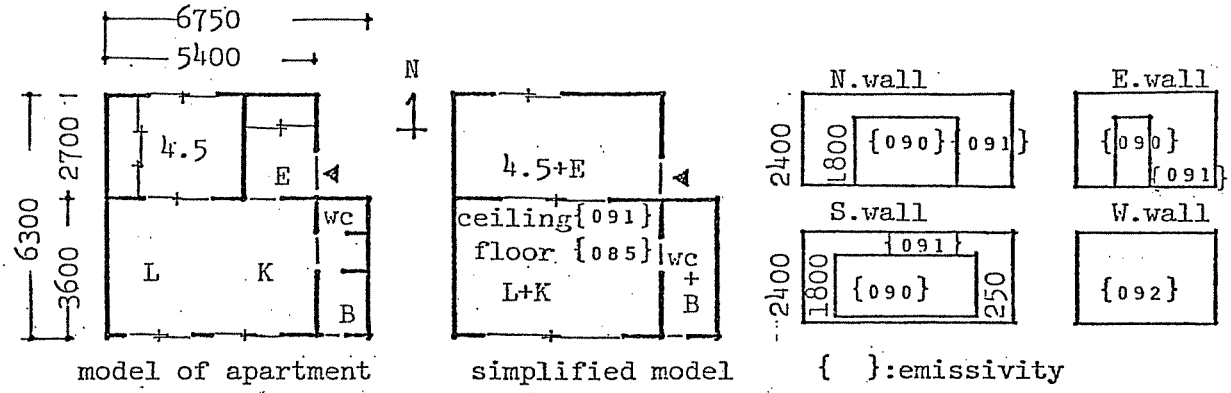


図3-3-1 対象モデルの簡略化

表3-3-2 採用諸数値と壁構成モデル

	thermal conductivity	termal diffusivity
1.mortal	1.2	0.00203
2.concrete	1.4	0.00253
3.insulation(sp)	0.03	0.00280
4.plaster	0.53	0.00201
5.carpet	0.16	0.00044
6.wood	0.15	0.00046
7.air space	5.5	
heat-transfer coefficient (α)		
interior	8.0	
exterior	20.0	
Overall heat transfer coefficient (K)		
window	3.0	
inte.door	3.5	
exte.door	3.0	

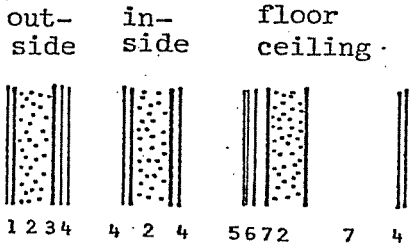


表3-3-3 居間の構成壁面の形態係数 $\{\phi_{ij}\}$

plane	ϕ^1j	ϕ^2j	ϕ^3j	ϕ^4j	ϕ^5j	ϕ^6j	ϕ^7j	ϕ^8j	ϕ^9j
1 N.door	0.0000	0.0000	0.0240	0.0654	0.1052	0.1035	0.0893	0.2641	0.3485
2 N.wall	0.0000	0.0000	0.0259	0.1198	0.0789	0.0947	0.1456	0.2929	0.2422
3 E.door	0.0719	0.1294	0.0000	0.0000	0.0668	0.0591	0.0823	0.2533	0.3372
4 E.wall	0.0453	0.1382	0.0000	0.0000	0.0642	0.1367	0.0776	0.2787	0.2594
5 S.window	0.0916	0.1145	0.0914	0.0807	0.0000	0.0000	0.1001	0.2720	0.3217
6 S.wall	0.0682	0.1039	0.0130	0.1300	0.0000	0.0000	0.1430	0.2898	0.2522
7 W.wall	0.0503	0.1365	0.0154	0.0631	0.0647	0.1221	0.0000	0.2739	0.2739
8 ceiling	0.0660	0.1221	0.0211	0.1006	0.0781	0.1100	0.1218	0.0000	0.3804
9 floor	0.0871	0.1009	0.0281	0.0937	0.0923	0.0957	0.12-8	0.3804	0.0000

表3-3-4 居間の構成壁面の多重反射後のラジオシティ $\{\beta_{ij}\}$

plane	β^1j	β^2j	β^3j	β^4j	β^5j	β^6j	β^7j	β^8j	β^9j
1 N.door	0.0084	0.0126	0.0240	0.0695	0.1020	0.1040	0.0937	0.2700	0.3150
2 N.wall	0.0075	0.0123	0.0254	0.1180	0.0782	0.0959	0.1430	0.2930	0.2270
3 E.door	0.0719	0.1280	0.0027	0.0106	0.0687	0.0640	0.0877	0.2610	0.3060
4 E.wall	0.0476	0.1360	0.0024	0.0105	0.0653	0.1340	0.0831	0.2810	0.2410
5 S.window	0.0892	0.1150	0.0199	0.0830	0.0092	0.0114	0.1030	0.2770	0.2930
6 S.wall	0.0677	0.1050	0.0139	0.1270	0.0085	0.0113	0.1410	0.2900	0.2350
7 W.wall	0.0522	0.1350	0.0162	0.0676	0.0659	0.1210	0.0130	0.2770	0.2530
8 ceiling	0.0668	0.1220	0.0215	0.1010	0.0785	0.1100	0.1230	0.0369	0.3400
9 floor	0.0834	0.1010	0.0270	0.0931	0.0890	0.0955	0.1200	0.3640	0.0268

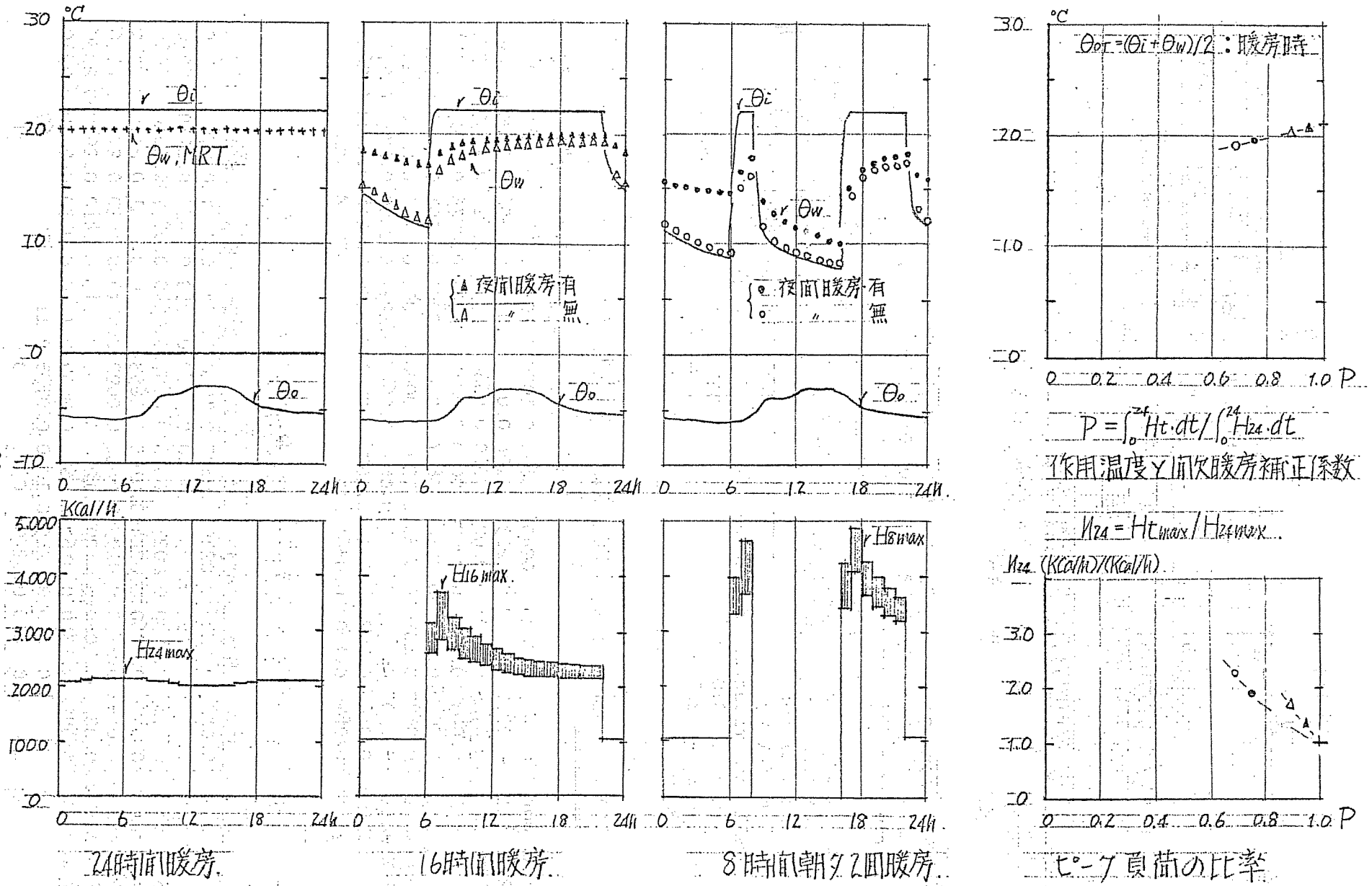


図3-3-12 室温設定一定条件に於ける室温変動、負荷変動及び作用温度

れば、壁面温の低下の著じるしい暖房開始時のピーク負荷は 室温設定一定の場合よりも確実に大きくなる。 ストーブの輻射放熱の効用はこの様な状態を緩和する働きがあるが、壁面温が低下したままでは(時間遅れの「寒さ」が持続したままでは)、壁面温と室温との差で助長される上下温度差は容易に解消されず、温度環境は好転しない。 凡例の▲, ●印の様に夜間に若干の熱供給があれば、日供給熱量は増大するけれども、作用温度は上昇し、ピーク負荷は小さくなる。

2。熱供給一定条件のときの作用温度[8)]

図3-3-12に示す様に短時間で室温を上昇させるのが困難な場合もある。 例えば、日中家を不在にする場合、朝・夕2回の暖房になり、暖房時間は不足気味になる。 定額制の集中暖房をとっている実態調査での集合住宅では、その様な例はないが、従量制の暖房料金体制を採っている集合住宅では、極端に暖房時間の少ない住戸の例のあることが報告されている。 予熱負荷が16時間前後の間欠暖房を目安にして設計されている様な場合、先の例の如き、朝・夕2回の8時間暖房では、設備容量が、最寒期には不足と云う事態も生じよう。 この様な場合、放熱量は、設備容量で規定されることになって、容量不足の間中一定と云うことになる。

図3-3-13aは、図3-3-12の結果を参考にして、暖房時の熱供給量を3,500Kcal/hにした朝・夕2回暖房の例であり、図3-3-13bは同じく 2,200Kcal/hにした16時間間欠暖房の例である。 間欠暖房では、朝低・夕高の室温変動パターンになる。 また、設備容量制限下での熱供給を考えているため、日供給熱量は暖房時間が少ない程、減少し(間欠暖房補正係数φも減少)、室温・作用温度は低下する。

間欠暖房を良しとする考え方は、①外気温がそれ程低下せず、朝方の床付近温度が適当に保持されていること、②短時間で室温が確保できる程、放熱器の容量が大きく 輻射の暖かさも期待できること、などの上に

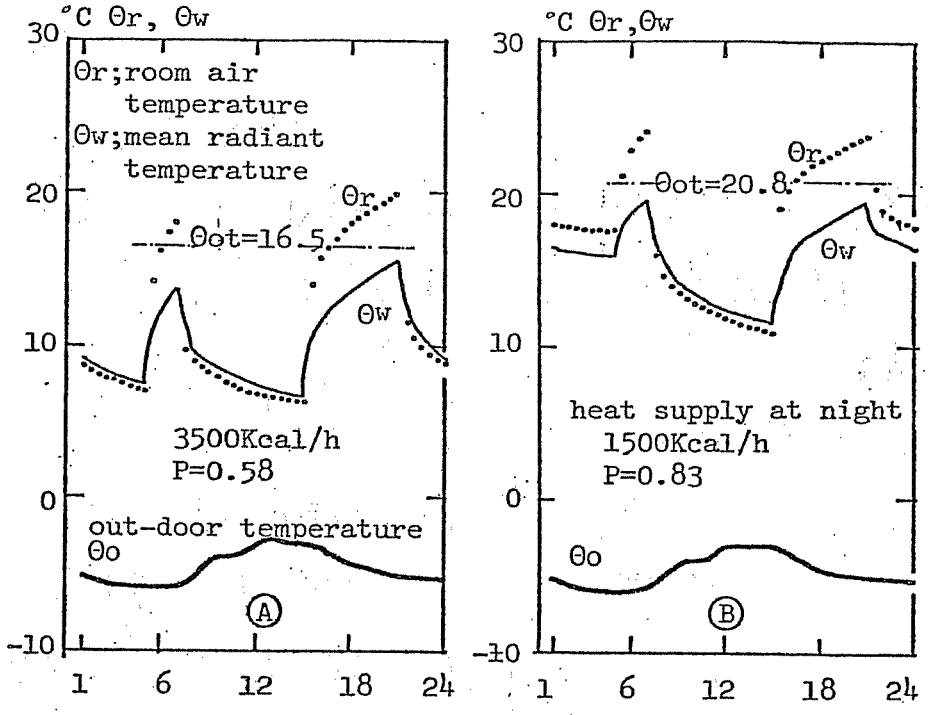


図3-3-13A 日中と間暖房時の室温、MRTの変動

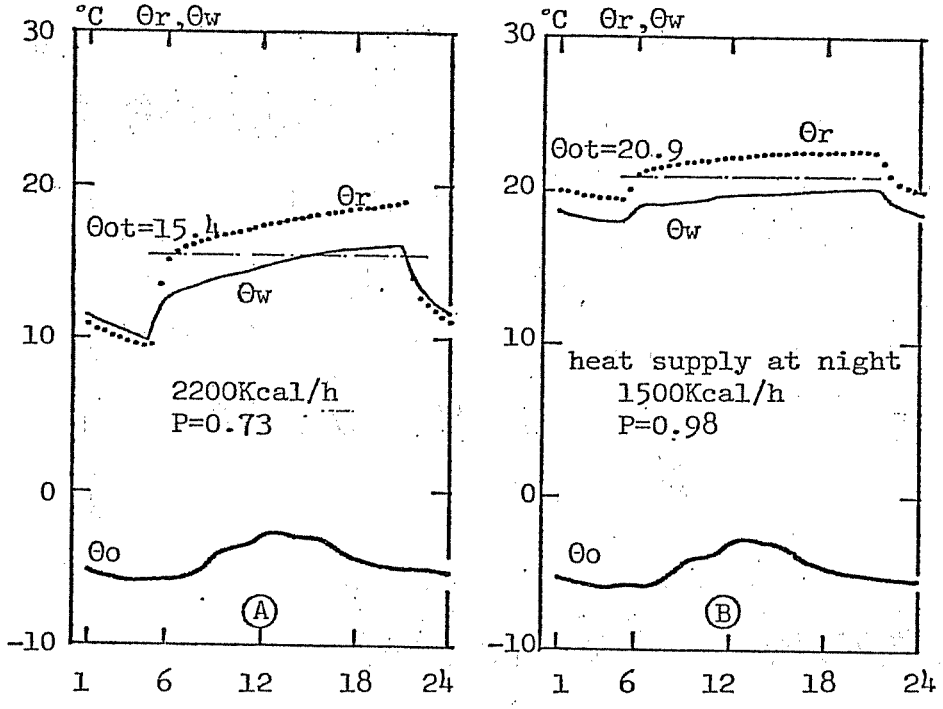


図3-3-13B 16時間暖房時の室温とMRTの変動

たって成立するものであり、先の例の如く容量制限下では、夜間暖房を行う方が、温熱環境的には有利と云って良い。

3。夜間暖房の効用。

図3-3-14は、24時間暖房時の室温変動、壁温変動を示したものであり 図3-3-15は、各暖房時間別の作用温度を、間欠暖房補正係数で整理したものである。 仮りに24時間暖房の作用温度を是とした場合、間欠暖房でそれに近づけるためには、日供給熱量を増加させる必要があると云うことが分かる。 但し、図3-3-15の作用温度と間欠暖房補正係数の関係は、24時間暖房の温度環境に近けるために、夜間暖房時の熱供給をこの程度にしなければならないと云うことを示している、と云う訳ではない。

諸般の事情で、放熱器の容量が小さく、かつ共働で日中不在の場合、生活活動時には目一杯の暖房を行い、就寝中は夜間暖房をすることで、24時間暖房時の日供給熱量の75~80%の量で、24時間暖房の温熱環境に匹適するものが得られるのだ、と云うことを読取っていただきたい。 それを可能にするのが夜間暖房であり、それが夜間暖房の効用である。

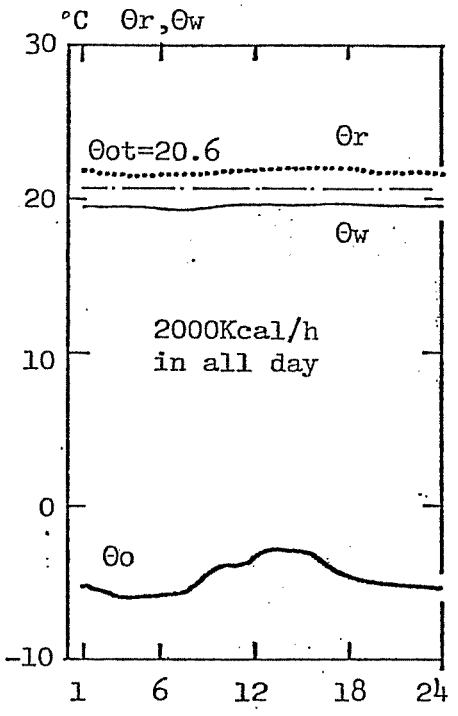


図3-3-14. 24時間暖房の場合。

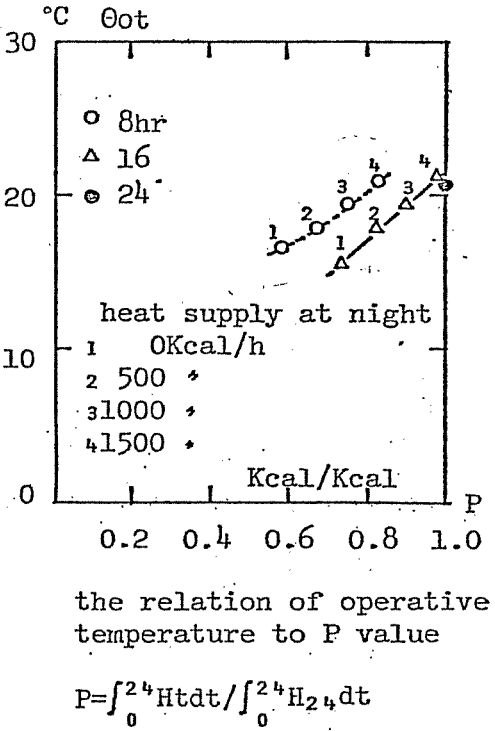


図3-3-15. 夜間暖房と作用温度

3．4．室温変動解析から得られた温度環境改善の方策．

我々を取り巻く「寒さ」は、外界条件にあるのではなく、建物の内にあると繰返し述べているが、その1つは、部分暖房からくる隣接室の「寒さ」であり　もう1つは、ここで問題にしている間欠暖房からくる「寒さ」、即ち　周壁温の低下に伴った時間遅れの「寒さ」である。

実態調査の所でも触れたが、生活範囲をストーブの周辺に限定し、ストーブの輻射いはゆるその「暖かさ」を求めざるを得ないのは、自からが、部分・間欠暖房によって周壁温度を下げ、上下温度差を助長させ、床付近温度を下げて「寒さ」と同居していることが原因と考えられる。

室温変動解析では「同じ熱的条件におかれている居住室の場合、熱供給量を減らすと、減した分だけ、設備容量は大きくなり　温度環境は後退する」と結論づけてかまわないだろう。　もう1つの結論は、「間欠暖房を余儀なく行なわなければならないときで、放熱器（暖房器）の容量が不足し、短時間で室温を上昇させるのに無理がある場合、生活活動時には目一杯の暖房を行い、就寝時には微小暖房を行うと、24時間暖房に近い温度環境が得られ、日供給熱量はそれ程増加しない」と云うものである。

何が何んでも間欠暖房が悪いと云っている訳ではない。　もし、するならば、するだけの配慮が必要なのではあるまいか。　集合住宅の場合、ある住戸での極端な熱経済は、その住戸自から温度環境を悪化させるばかりでなく、隣接住戸の温熱環境も悪化させるので、先の例の様な「夜間暖房」への配慮を居住者に望みたい。

現状の断熱程度で、できるだけ暖房時間を短縮して（燃料費を減して）、設備の容量も小さくして　熱的居住性を保持しよう、と云う様な暖房方法は、見い出せなかった。　燃料の無駄は、断熱への努力（住居の熱的水準の向上）で解決すべきことであって、温度環境を自から悪化させる間欠暖房の努力によってなされるべき性格のものではないであろう。

間欠暖房を、信念として実行している人達は別にしても　夜間暖房は暖房期間中数度経験することで、無理なく踏み切ることが可能である。

一日中、室温が一定というのが、望しい室内環境であるという訳では決してない。　むしろ就寝中は、翌日にあまり影響のでない程度に室温を下げている方が自然であろう。　これが、ここでいう夜間暖房の本旨である。

間欠暖房の信奉者の内には　就寝中の室温を昼間の設定と同一に考えたり、夜間暖房による空気の乾燥を、カゼの元凶として見ている場合も多い。　第2章でも述べたが、夜間の室温を昼間の設定と同一にすると、翌日　晴天の場合日射で室温が上がり過ぎ、窓の排熱調整を必要とする様になる。　また、暖房室の湿度管理は非暖房室よりも容易である。

ここで推奨する温度環境改善の方策は、24時間連続暖房ではなく、図3-3-13a，13bのⒷの如き、時間遅れの「寒さ」を取り除く夜間暖房である。

1) 荒谷 佐久林 絵内　逐次積分法による室温及び負荷変動の解析．北大工研報51 '68

2) 荒谷 佐久林 絵内　逐次積分法の応用　その1．建築学会大会．'69

3) 絵内・荒谷．　温度伝導率．熱伝導率・比熱の同時測定法と湿潤材料への適用結果．北大工研報75 S50

4) 荒谷．　住居の熱環境計画への研究．北大博論 '73

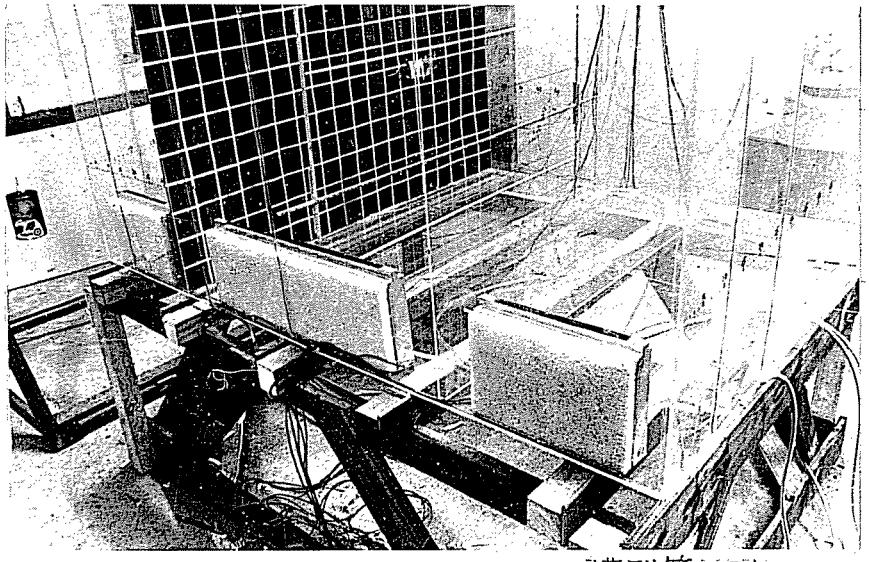
5) 渡辺　(編)．　建築計画原論(Ⅲ)．丸善

6) 前田・中村　放射熱計算の基本量および基本式．神戸セミナー S43・8．

7) 堀江　他．　オリンピック選手村の暖房計画に関する基礎的検討．建築学会連 S46・3

8) 武内．絵内　部分間欠暖房時の室内壁表面温度変動の解析結果．全上．S52．

第4章　模型空間による温熱環境要因の検討



模型箱 S1

第4章. 模型空間による温熱環境要因の検討.

4.1 概説. 227

4.1.1 本章の概要. 227

4.1.2 模型実測から得られるもの. 228

4.2 小型模型による検討. 229

4.2.1. 熱損失量と上下温度分布について. 229

1 熱供給量とコンベクタ吐出量 229

2 熱損失(供給)量と上下温度差 233

3. 上下温度差と内外温度差の割合と熱損失係数について 233.

4.2.2 熱供給形態と室内温度分布. 236

1 コンベクタ型の温度分布. 236

2 側壁パネル型の温度分布. 236

3 天井パネル型の温度分布 238

4 床・パネル型の温度分布. 238

4.3. 実大模型による検討 241

4.3.1 隣室条件と上下温度分布について 241

1 対象条件. 241

2 部分暖房による温度環境悪化の程度. 243.

3. 副暖房室からの還流循環流量. 245

4.3.2 放熱形態と上下温度分布について 249

1 線状熱源と点状熱源. 249

2 サーキュレーターとラインファンの効果について. 251.

4.4. 温熱環境改善の方策とその効果 258
4.4.1 外気との換気. 258
1 実家屋の換気部位と換気量. 259
2 熱的居住性と換気改良方策. 261
4.4.2. 副暖房室問題と改善の方策. 263
1 隣室条件について 263
2 副暖房室からの還流気流速と温度について. 267
3. 実家屋でのラインファンの効果. 269
4.4.3. 熱的2次元対流空間の現出の意義 274

4.1 概説.

4.1.1 本章の概要.

本章では、実大空間規模の1/3の小型模型、6帖規模の実大模型を用い、温熱環境要因と温度環境改善の方策について検討している。

小型模型では、上下温度分布の成因の定性的傾向を見るために、①熱供給量とコンベクタ吐出量の関係、②窓の有無と上下温度分布の関係、③熱損失係数と上下温度分布の関係、④熱供給形態と室内温度分布の関係について検討している。

次に、実大模型の場合には、温度環境改善の方策の具体的提案を行うために、①隣室条件(間仕切壁と開口部)と上下温度分布の関係、②放熱器の発熱密度(放熱形態)と上下温度分布の関係、③サーキュレータと窓下に設置したライン・ファンの設置効果の比較について検討している。

最後に、4章での長期測定では、検討の難しかった温熱環境要因を、実験住宅の実測の方から検討を加えている。その1つは、模型実測では触れなかった①換気問題であり、もう1つは、②部分暖房と間仕切壁の問題、還流冷気の処理についてである。

4章に於ける実態調査からは、ストーブ暖房から必然的にでてくる部分暖房という暖房習慣が、居住室の熱的居住性に大きな影響を与えているということが明らかとなった。本章では、それを発熱密度の問題と、部分暖房からくる隣室条件の問題という側面から重点的に取り扱っている。

4.1.2 模型実測から得られるもの.

概要で述べた上下温度分布と様々の関係は、模型の大小を問わず、特異な限定空間のものであることに注意せねばならない。従って、ここで得られることはあくまでも温熱支配要因の基本的性質の入手にある。即ち 予測というよりも定性的・常識的性状の把握に目的があり、そして生活要因に妨げられない温度分布、気流分布の入手に本領がある。

模型実験であるからには 任意にと云っても制限があるが、熱供給形態、熱損失形態については自由に変え得るので、温度気流分布の測定を同一模型で行えば、その形成に関与する影響因子間の差が明確になるであろう。

しかし、小型模型の場合、その利便に反し、相似則にまつわった限界があろし、大型模型ならば、測定結果がその空間のみに適用されると云う弱みのあることも否定できない。しかし その様な弱点があったとしても、後述する様に熱対流の数値解析で万事こと足りると云う訳ではない現時点では、温熱環境の性状把握、改善改良方策の検討と云う面に於いて、模型室を用いた実測 実験は欠くべからざる検討と云うことができよう。

非居住時の実験住宅に於ける実測も先の例にもれないが、実用的な面を指向した有用性に関する検討と それらの蓄積が、今後への応用性を拡張することにもなると考えて良いであろう。

また、次ら章で後述する熱対流の数値解析のための基礎的な諸数値（例えば、境界条件値、拡散係数値 等々）の入手も模型実測から得られるものであり 再現計算との対応も、やはり模型空間での実測結果との比較のうえで検討されるべき性質のものであろう。

4。2　小型模型による検討

小型模型による検討では、模型箱内の対流状況を観察するために壁体材料として3～6mm厚の透明アクリル板を使用し、壁体の熱抵抗を増加させる際には、発泡スチロールを外側に貼り付けて使用した。

箱の大きさは、図4-2-1に示す3種（S1, S½, S¼）で、熱供給形態は、コンベクト型　パネル型の2種で、これを図4-2-2に示す。内部温度は　可動の枠材にCC線(0.1φ)を取り付け、切換スイッチによって56×4　壁面温度は、20×3点について　測定を行なっている。　温度測定には　電子管式自記打点記録計を使用している。

421　熱損失量と上下温度分布について

以下の検討は、模型S1について行なったものである。　S1は実大空間（6帖）の縮尺1/3の規模のものであるが、熱損失の量と上下温度分布（差）、熱供給量とコンベクト型放熱器の対流吐出量について調べた。

1。　熱供給量とコンベクター吐出量。

熱対流現象は、一般に強制対流現象と自然対流現象の複合されたものであるが、室内の対流循環量を把握する為には、放熱器からの吐出量を推定することで、その概略を知ることができるであろう。　コンベクター吐出量は　次の様にして求めた。

$$V_u \cdot S_{吹出} = \{W - \alpha_c (T_{HS} - T_{HN}) \cdot S_H\} / \{C\rho (T_H - T_f)\} \qquad 4-2-1$$

但し、V_u、コンベクター吐出速度　m/h　　$S_{吹出}$　吹出し面積　m²

W、熱供給量　Kcal/h　　α_c　対流熱伝達率　Kcal/m²h℃

S_H　ケーシング表面積　m²　　T_{HS}、ケーシング表面温度　℃

T_{HN}、ヒーター付近空気温。　℃　　T_H　吹出流体温度　℃

T_f、吹込口付近（床）温度　℃

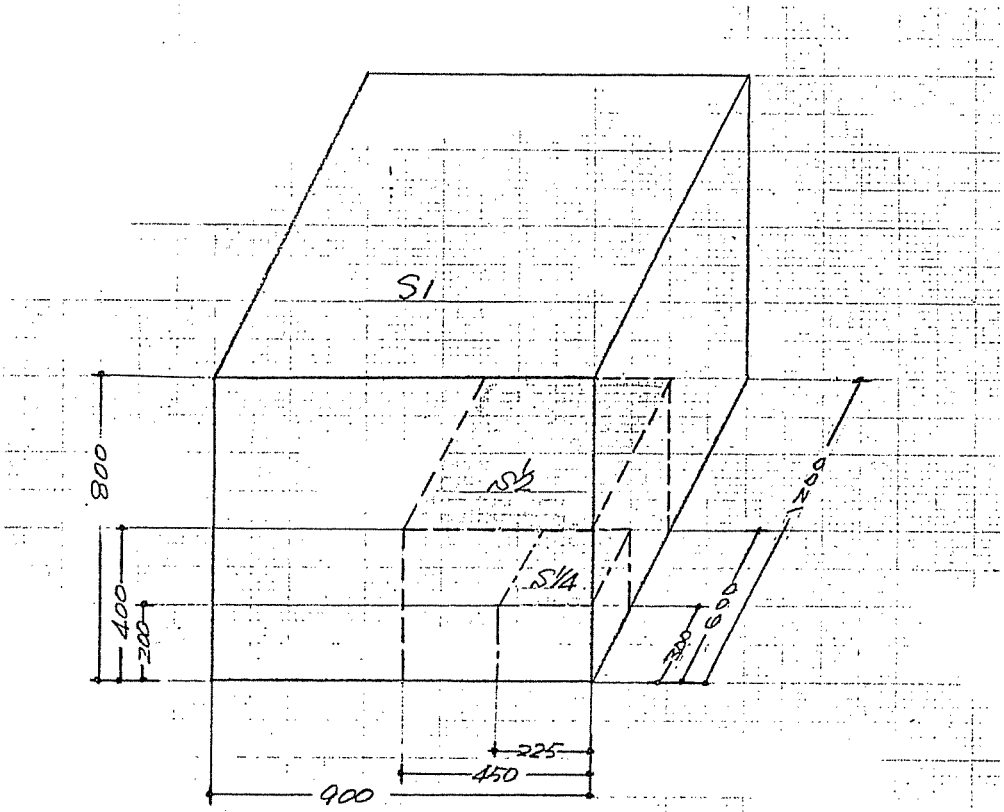
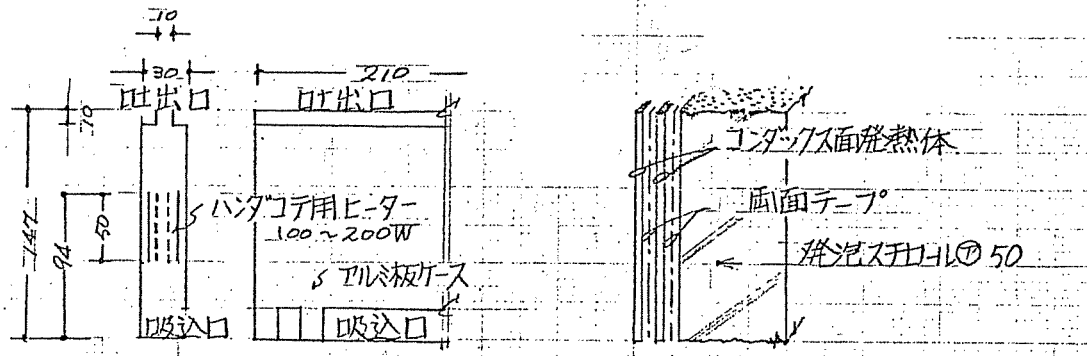


図4-2-1 模型箱の寸法（S1,壁厚 アクリル板3㎜）



コンベクター断面　　パネル断面

図4-2-2 放熱器の概略図

即ち、比熱は温度で変化しない、ヒーターから出た熱はケーシング表面からの対流伝達成分を除き　全て放熱器の吐出空気に与えられる、という仮定をした訳である。

図4-2-3は、模型室の内外温度差と熱供給量との関係を見たものである。　内外温度差と熱供給量の関係は、ほぼ直線で表わされ　また、当然のことながら、断熱厚が増すに従って　その傾きが急になり、熱供給あたりの室温上昇の比率が大きくなっている。

ここで注目すべきは、壁に断熱した場合の窓の存在の影響である。断熱厚さが増すに従い、窓の有無によって内外温度差と熱供給量の関係を示す傾きの差が、大きくなる傾向を示している。　このことは、断熱の良くなる程、窓の影響が大きくなることを意味し、温熱環境計画上、重要な課題をはらんでいると云うことができる。

断熱厚、窓の存在によって　室温が大きく影響されると云うことが分ったが、コンベクター吐出量と熱供給量の関係を見ると、吐出量は　図4-2-4に示す様に、断熱厚・窓の存在にそれ程左右されず、ほぼ両対数、に於いて熱供給量の間で直線的関係にあると考えて良いであろう。

即ち　熱供給量と室温の間には、比例関係が成立するが、吐出量の間では、頭うち現象が予想されるのである。　従って、対流循環量と吐出量の間に比例関係があるものとすれば、室内対流循環量も頭うちになると考えて良いであろう。　例えば、室内の循環流が増加すれば、その攪拌効果によって次に述べる上下温度差が減少するという報告もあるが、先の頭うちの傾向からは、その攪拌効果に限度があると云える。　そして、この上下温度差を解消するのには、対流循環による攪拌などほとんど期待できないこと　さらに、その成因の本質というものが、どこにあるのかが、後述する実験結果から明らかになるであろう。

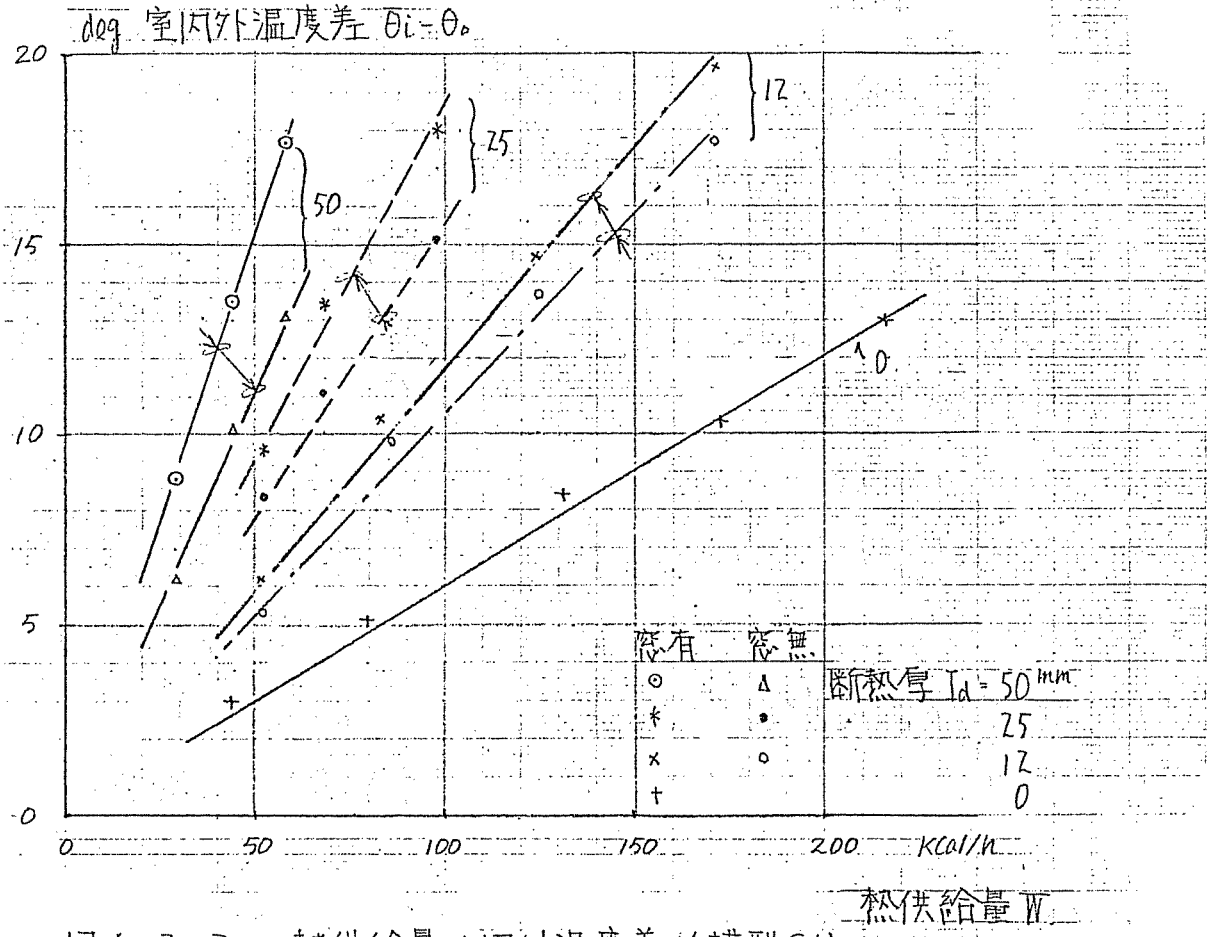


図4-2-3. 熱供給量と内外温度差（模型S1）

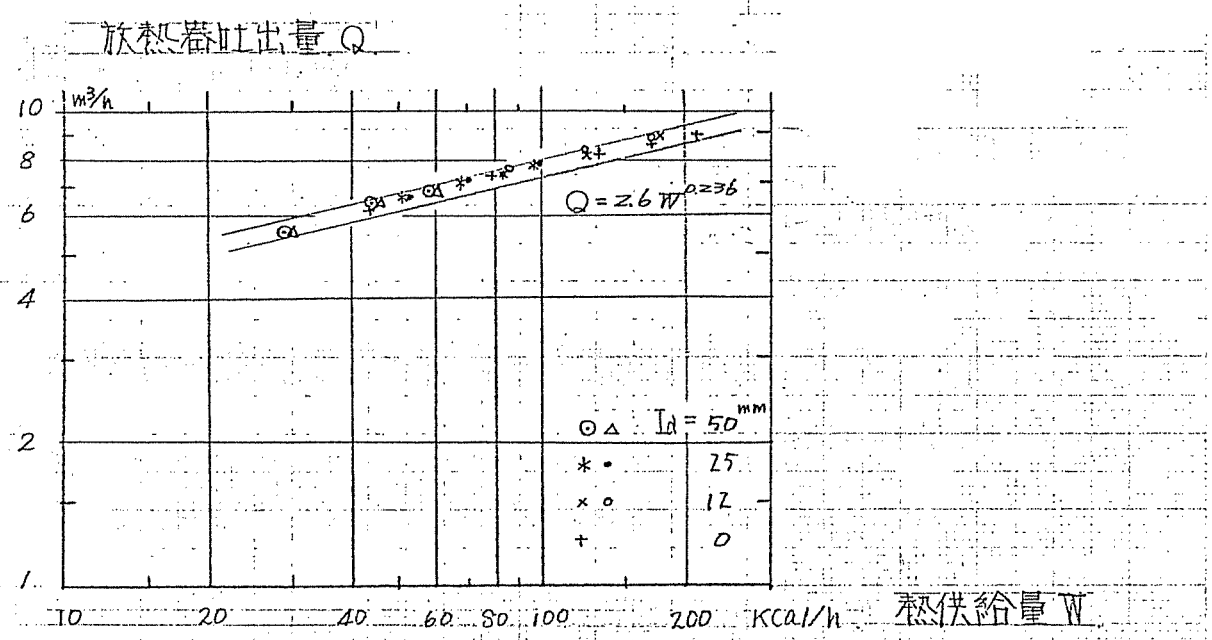


図4-2-4. コンベクター吐出量（模型S1）

2。熱損失(供給)量と上下温度差

上下温度差を求める場合、才2章でも述べた様に　どこの高さのとの位置の温度をもってその差とするか、大変問題となる所であって、今までにもこの点に関した様々な研究報告[1]がある。

ここでは、天井付近・床付近の急激に温度の変化している部分を除いた直線部分を延長し、天井・床面相当位置との交点での推定温度の差をもって上下温度差とした。　図4-2-5は、その様にして求めた上下温度差と内外温度差との関係を示したものである。　図から明らかな様に、両者は直線的関係にある。　図4-2-3から内外温度差と熱供給との間には比例関係があるから　当然、上下温度差は　熱損失(供給)量との間に於いても直線的関係にあると云うことができる。　図を見ると、上下温度差は、断熱厚が増大するに従って減少し、同じ断熱材厚であっても、窓のない場合、ほんの少しであるが、少な目であると云うことができる。

3。上下温度差と内外温度差の割合と熱損失係数について。

熱損失係数は　図4-2-3に於いて、熱供給量を室内外温度差で除した数値であって　温度差あたりの熱流出の強さを示す係数である。　この熱損失係数と図4-2-5での直線の傾き、即ち上下温度差と室内外温度差の割合の関係を求めたものが、図4-2-6である。

この様な関係で整理すると、断熱材厚、窓の有無に関係なく　一群が、同一の直線的関係で表わされると云って良いであろう。　注目すべきことは、上述で定義した上下温度差と内外温度差の割合を熱損失係数で見ると、その一群を近似した直線が原点を通らないと云うことである。

この現象の説明は難しいが、次の様にも考えられる。　壁体の断熱が良くなって　熱損失係数が零に近くなってくると、暖気流が天井付近に成層する様になって、先に定義した方法にて上下温度差を算定する場合、

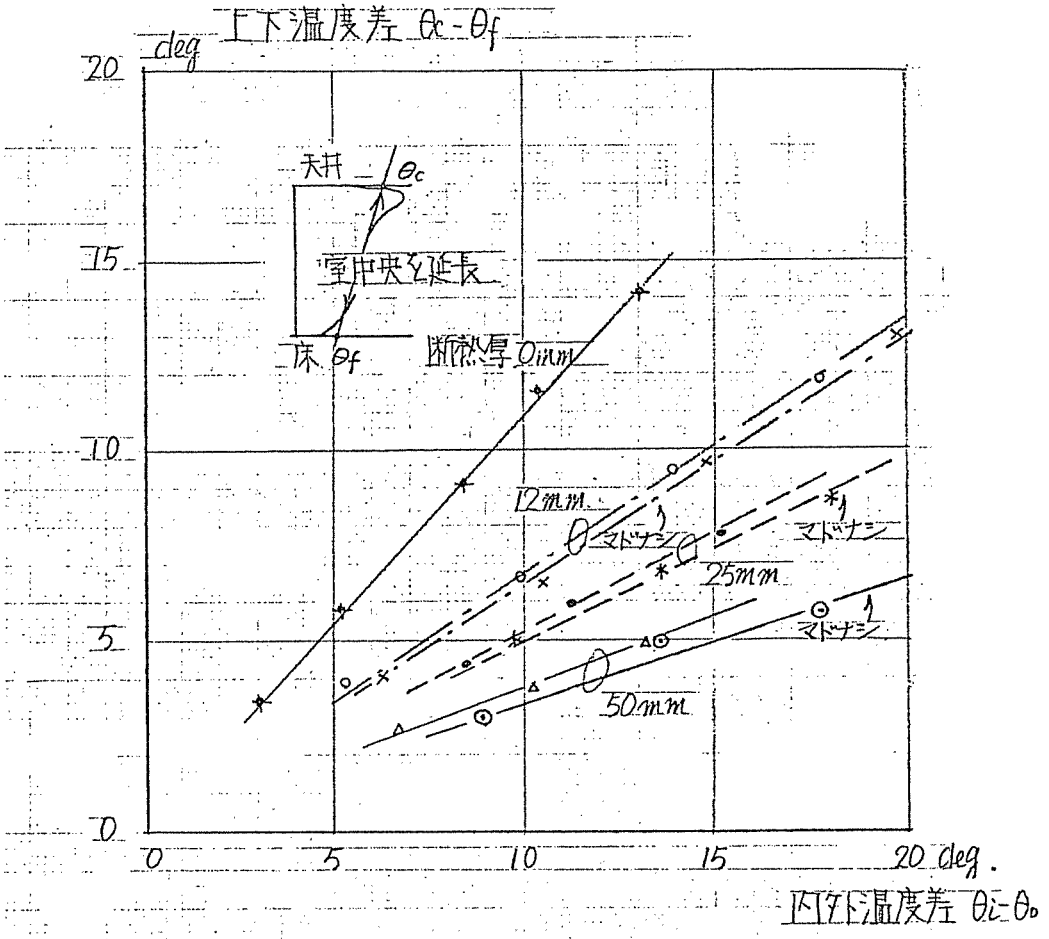


図4-2-5. 上下温度差と内外温度差(S11にて).

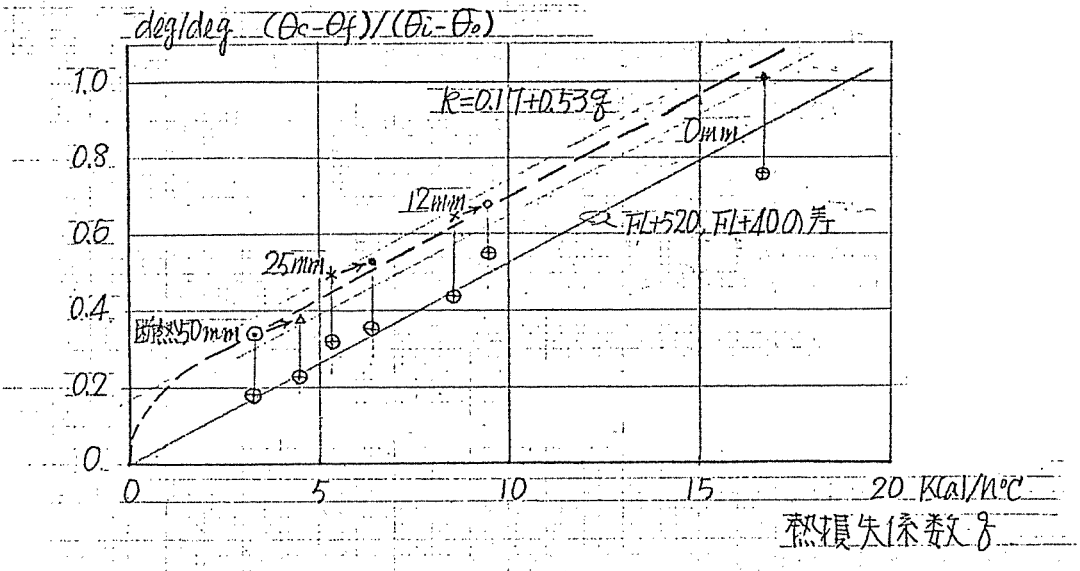


図4-2-6. 上下温度差と内外温度差の割合とg値.

その差が大き目に推定されるであろうと思われる。

図に　前述と室内外条件を同じくして　上下温度差をFL+520（実大レベルでは、ほぼ呼吸高）とFL+40で算出し、上下温度差と内外温度差の割合と熱損失係数の関係を見ると、原点を通る直線で近似され　しかもその傾きは、天井・床面との交点で定義した上下温度差を用いた場合の傾きと　ほぼ同一であることが分かる。

これより　熱損失がほぼ零に近くなっている場合と、そうでない場合とでは　熱対流現象が室の上部、下部で異なっているであろうことが、予想される。　しかし、現実に熱損失係数を零に近くすることは難しいので、実空間での興味は無いが、現象面としては面白い所がある。

重要なことは、むしろ上下温度差（任意の位置であっても良い）と内外温度差の割合と熱損失係数とが　ほぼ、直線的関係で表わされ、しかも　その傾きが一定であるということであろう。　このことから、上下温度差の割合は、実家屋の調査に於いて防寒程度あるいは熱的居住性（温熱環境）の評価のための重要な指標の1つとして用いられている、ということになる。

第2章、図2-4-17は　上下温度差と内外温度差の割合を用い、暖房形態，家屋構造，外気温度変動と設定室温の関係について整理したものであるが、居住者の寒さへの対応（暖かさの志向）を良く示している。その意味では、上下温度差と内外温度差の割合は、暖房形態、家屋構造を含めた単なる防寒診断指標、温熱環境評価指標であるばかりでなく　「暖かさ」，「寒さ」という様な生活反応に示される如く、意外に血の通った指標を示してもいる様に思われる。　それ故、この上下温度差と内外温度差の割合という指標は　その物理的性質だけ埋没させてはいけないものの1つと考えられる。

4.2.2　熱供給形態と室内温度分布.

前節では、熱供給形態を固定し、熱供給量（断熱厚さ、あるいは熱損失量）と上下温度差の関係について検討したが、ここでは、熱供給方式の差による室内温度分布の違いについて検討する。この検討は実空間を想定した対応がどうなるか、を別にすれば、定性的な差、例えば気流向、その流れの安定・不安定、温度分布の特徴を見るという点では意味があるのではないかと思われる。模型空間規模をS1にし、コンベクト型、パネル型（天井面加熱、側壁加熱、床面加熱）について測定[2]した。等温度線は、面積加重平均放熱面（又は、吹き出し口）温度と模型箱外温度の差を基準にしている。それ故、放熱面（吹出口）は1°K/°Kになっている。

1.　コンベクター型の温度分布

コンベクターから吐出された暖気流は、室中央部の空気を巻き込みつつ、側壁に沿って上昇し、その途中で側壁と室内空気に熱を伝え天井面に達する。さらに天井面に沿って対向壁の方へ流れ、下降流となるが、その大部分は、途中から放熱器方向へ反転し潜り込む様にして反流する。その一部が、本格的下降流となって、床面へ到達して安定層を形成する様に思われる。その結果、温度分布は、図4-2-7a.に示す様に、床面に平行な等温度線を形成する様になる。

2.　側壁パネル型の温度分布.

図4-2-7b に示す如く、側壁パネル型の場合も、流れの様相は、コンベクター型の場合と、ほぼ同じであり、温度分布も床面に平行な等温度線を形成する。異なっているのは、暖気が吹き出しという形にならないこと　上昇暖気流は、上昇中に加熱され、側壁への熱損失は無いことである。そのため等温度線の加熱側での始点が異なるというのが、相違と

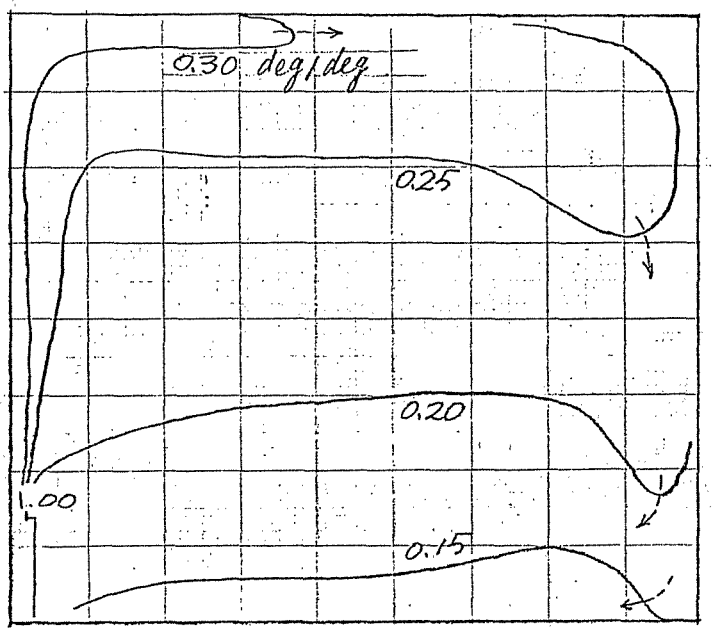


図4-2-7a. コンベクター型の温度分布 (T_D=280, T_H=351°K)

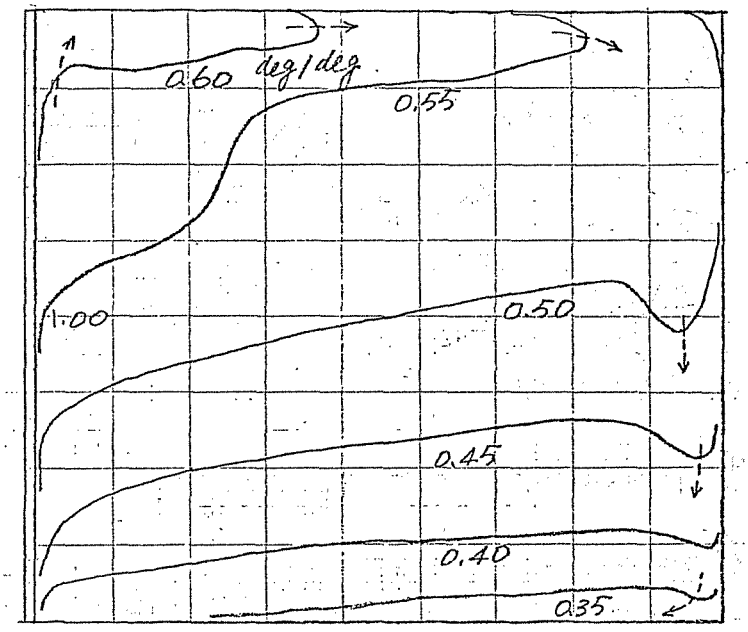


図4-2-7b. 側壁パネル型の温度分布 (T_D=276, T_H=308°K)

云えば、相違と云えるかもしれない。

3。天井パネル型の温度分布。

天井パネル型を採用した場合の流れの様相は、前の2者と全くと云って良い程違っている。図4-2-7c に示す様に 天井パネルで暖められた空気は側壁の方へ流れて、そこから側壁に沿って下降し、その途中から室内側へ潜入する様に流れる。その結果、天井面からの流出暖気の補給は、室中央部で、床面から天井面へと流れる上昇気流成分で行なわれている。また 温度分布について見ると、流れが成層した温度帯域への潜入と云う形をとるため極めて安定した床面に平行な等温度線として現われる。実空間に於いてこの様な放熱方式を採るものとすれば、室内空気温を上昇させるには効率が悪いので、天井面からの輻射成分、又はその輻射による床面からの再放射で温熱環境を維持することになろう。対象空間の室高が低い場合、この方式は頭寒足熱に反する様になるので、暖房方式として採用する際には一工夫が必要になるであろう。

4。床パネル型の温度分布。

図4-2-7d は、床パネル型の温度分布を示したものであるが、いはゆる釣鐘型の分布形をしている。これは、中央で暖気が立ち上る様に上昇するのがその原因と思われる。しかし、同じ様に暖気流が立ち上る室中央に点熱源(例えば、ストーブの様なもの)を置いた場合と全くと云って良い程、様相は異なる。その差は、床付近に冷下降流の安定した層ができるかできないか、の差であって 床パネルの場合は、安定層の存在を許さないために、床付近は、極めて不安定な流れ方をする様になる。そのため、図の様に上昇流の位置は、どちらか一方に偏在するのが一般的である。そして 冷下降流の安定成層の存在を許容しない分だけ、以上の4例の内で上下温度差は最も生じ難く、分布は良好と云って良い。

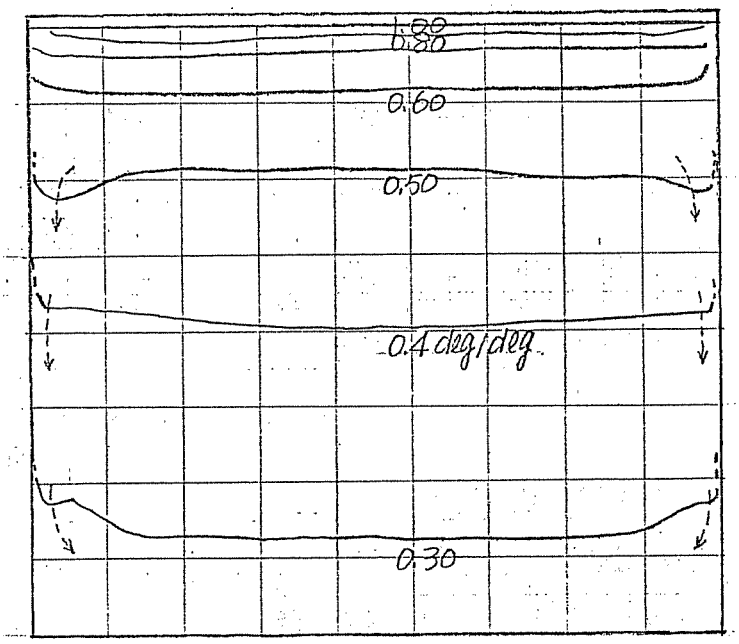


図 4-2-7c. 天井パネル型の温度分布 (T_0=275, T_H=329°K).

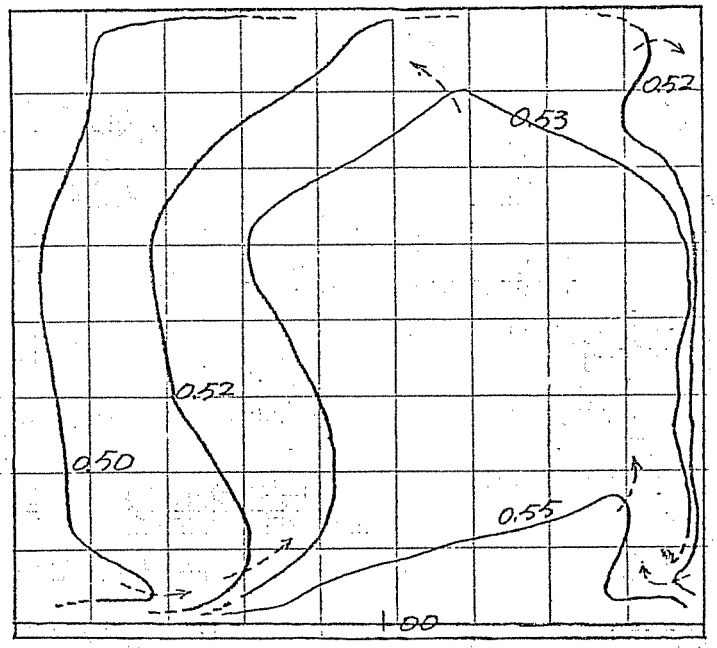


図 4-2-7d. 床パネル型の温度分布 (T_0=276, T_H=309°K)

本節では　同一規模の模型箱を対象として　①熱損失係数と上下温度差について　②エンベクター型　パネル型放熱器を用い、放熱形態と温度分布について　の2点を主にその検討事項とした。

熱損失係数との関係では、熱損失係数が小さくなる（断熱程度が向上する）と、窓ガラス等の冷却面の影響が相対に大きくなってくると云う結果を得た。　この点に関しては実大規模の空間に於いても　その程度について云々しなければ、同様の傾向を示すと考えても良いであろう。

今後、住宅の断熱程度が増々向上してくるものと思われるが、その意味では、冷却壁からの下降冷気流を処理することが、増々重要になってくるであろう。　この冷却壁を限定できない居住室では、才2章で述べた様に、暖かさ＝暖房が求められることになる。　反対に限定し得る居住室では、それを限定し得るが故に、容易に冷却面からの寒さを取り除くことが可能で、それが故に「寒くない」空間を創出できるのである、と云えるのではあるまいか。　繰り返すが、熱損失の少ない住宅程、温熱環境上冷却面に対する考慮が必要になってくることを銘記すべきであろう。

放熱形態と温度分布の関係では、温度分布を良好ならしめるセオリー（教科書的鉄則）を確認できた。　例えば、低密度発熱の熱源が望ましく、できうれば　その熱源位置は　低位置にあるのが望ましい、と云う様な類いである。

また　この温度分布に関係する因子は、設備面ばかりでなく、才2章で触れた間欠暖房と云う様な生活の面、その他にも部分暖房（隣接室の条件）問題が大きく影響してくる。　この点に関しては　次節の実大模型の所で検討することにする。

4。3. 実大模型による検討.

実大模型による検討では. 図4-3-1に示す様に 両端に緩衝室に隣接する6帖相当の実大空間を設け. 隣接条件と上下温度分布について. 放熱形態と上下温度分布について測定するとともに. 現状での温熱環境の改善を目的としたサーキュレーター, ラインファンの効果の差異についても. 温度分布と気流分布の方から言及している。

431 隣室条件と上下温度分布について.

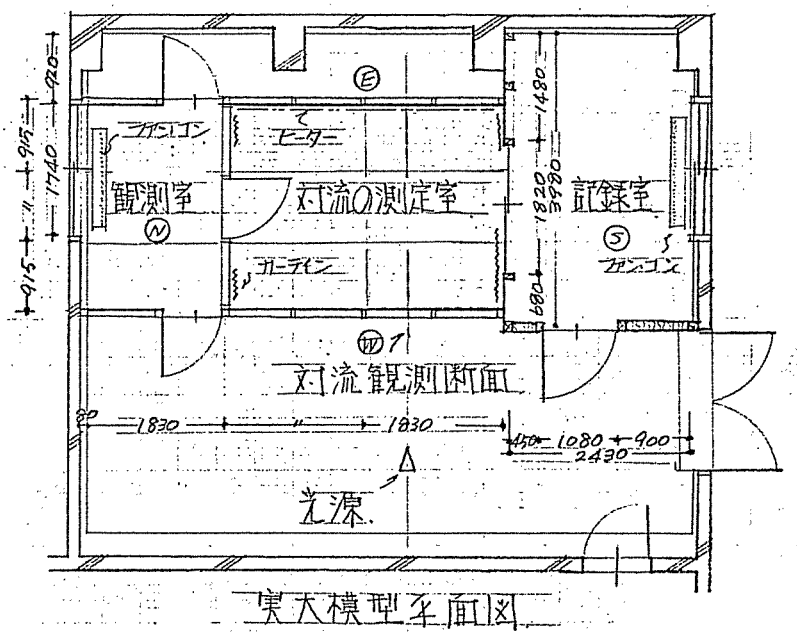
北海道では 最近. 断熱の効果に対する認識も進み. 新築されるものの多くは その厚さを100mmとしている様にも見受けられる。 断熱の効果というものは 確かに施した分だけ熱損失が軽減されるという形で現われるものではあるが. その面にばかり目が向けられ. 効用の主目的たる冬の生活環境の向上 例えば. 冷気流の防止. 上下温度差の解消という熱的居住性への面までは 目が向けられてはいない様に思われる。

その原因として 旧来の暖房習慣である部分暖房や副暖房室を有する2~3室暖房を行い. 断熱の効果を生かしきっていないことを挙げることができる。 ここでは. 上下温度差の増大要因の内. 先の暖房習慣によるものに注目し. その悪化の程度について検討している。

1。対象条件.

図4-3-1に示した実大模型室の両側の緩衝室の内. 北側の室を副暖房室. 非暖房室. 半アウト空間として想定した。

できるだけ. 実家屋での生活条件に近づけるべく. 主暖房室の熱源は. 放熱器への循環熱媒を油とする電熱器(oil heater. 点熱源)とし. ①主暖房室の隣室が副暖房室(間仕切開口が全開)の場合. ②非暖房室(開口が半開)の場合. ③玄関の様に一般の非暖房室より低温の半アウト空間(開口は密閉)を想定し. 間仕切壁の冷気流の影響を見た場合. ④緩衝室を含めた全室が. 暖房室で. 主暖房室の両壁が冷却面という場合. の以上



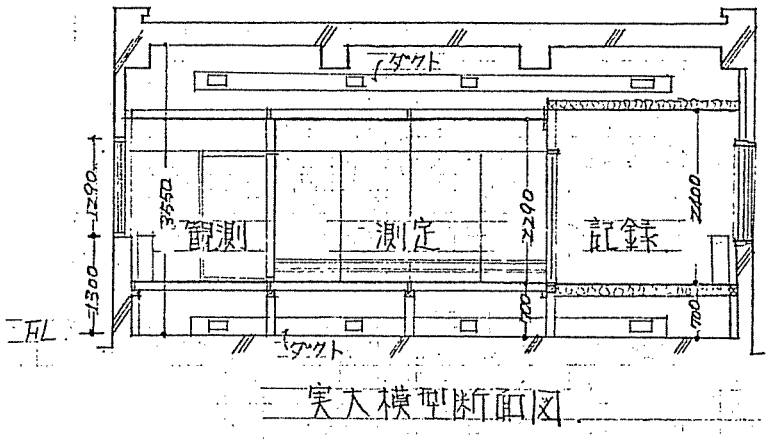


図4-3-1 実大模型室の平・断面図

の4通りについて検討した。 また、冷却面を除いて暖房室の外壁は、発泡スチロール25mm厚断熱を施し、南側緩衝室と主暖房室空間には、同材50mmを施すとともに、双方の室温が等しくなる様に 南側緩衝室温の制御を行なっている。

2。部分暖房による温度環境悪化の程度[3]（間仕切壁と開口条件の影響）。

図4-3-2は、先述した条件のもとで 熱供給量と内外温度差の関係について示したものである。 同じ熱供給量であれば、副暖房室を有し、暖房面積の増大する場合が、最も内外温度差が少なく、次いで 隣室が半アウト空間となる場合が、内外温度差が少なかった。 隣室が暖房室で主暖房室の1面が冷却面の場合と、非暖房室と主暖房室の間の間仕切壁が冷却面でかつ開口部が半閉の場合には、それ程の差は現われなかった。

図4-3-3は、内外温度差と上下温度差について示したものであるが、副暖房室を有する場合が 最も上下温度差が大きく現われた。 また先の熱供給量あたりの内外温度差では差が現われなかった全室暖房で主暖房室に冷却面のある場合と非暖房室との間の開口部が半閉の場合とを比較すると、後者の開口部を半閉とした場合の方が、上下温度差は大きく現われた。 以上のことから概ね次のことが云えよう。

放熱器に余力があって 主暖房室の設定室温が確保され、さらに、暖房面積を増加させても、それによる燃料費の増に耐えられる程、断熱程度が向上し、副暖房室を有する様になると、副暖房室の冷却面（例えば窓面）で助長された冷気流が、主暖房室に還流し、上下温度差を増大させると云うことである。

現在、住宅の断熱厚が 向上しているにもかかわらず、既存住宅を実測すると、上下温度差が10~15 deg もあるのは、確かに暖房面積あたりの熱損失は、減少しているけれども、一方では、副暖房室からの冷気流によって熱的居住性が悪化する等、この様な暖房形態に限界のあることを示

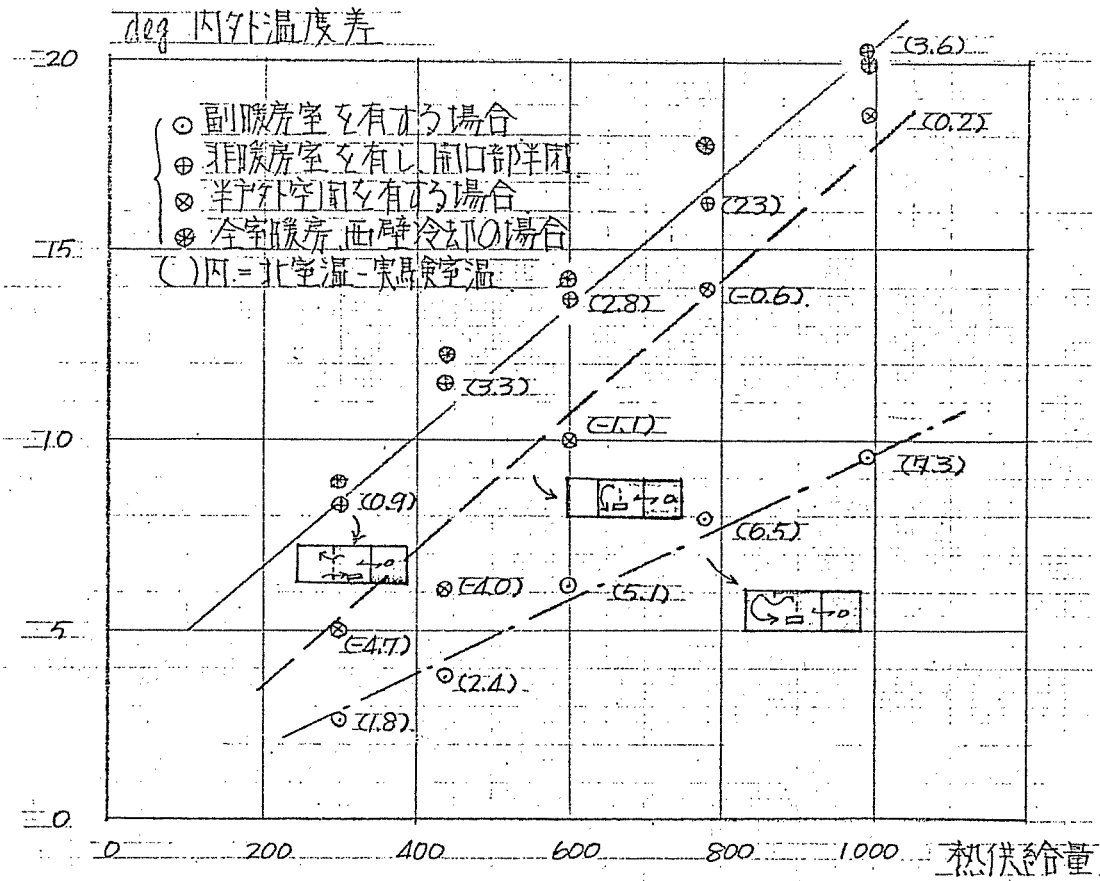


図4-3-2. 部分暖房時の内外温度差と熱供給量

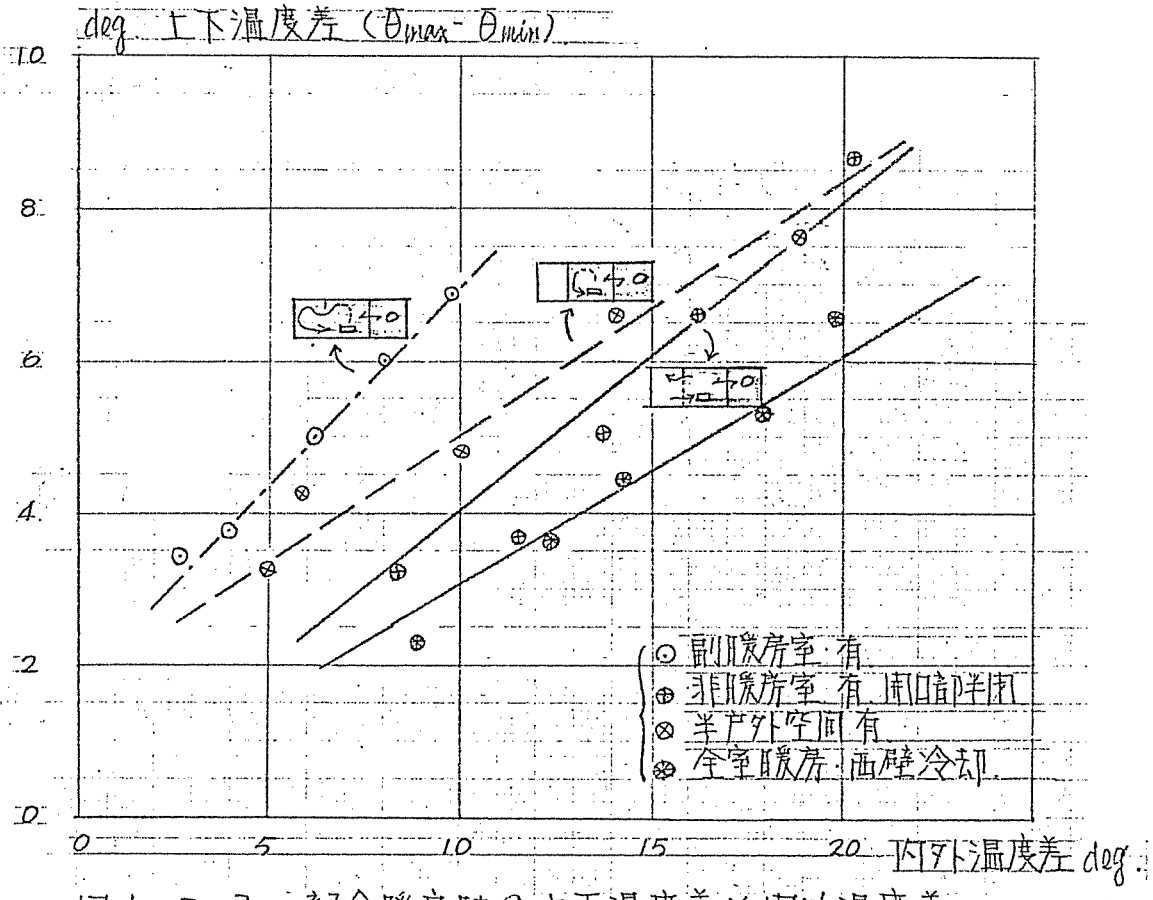


図4-3-3. 部分暖房時の上下温度差と内外温度差

している。 全室暖房を行うと副暖房室を有した場合に比較し、上下温度差は 1/2以下に減少する。 従って、断熱的考慮が第1で、次いで1室1放熱器の原則が、上下温度差を減少させ、熱的居住性を確実に向上させる条件であると云って良い。

2。副暖房室からの還流循環流量

最も居住条件の悪いのは、副暖房室を有する場合であった。 そこで、半戸外空間を有する場合の実測結果をもとにして、循環流量の推定を試みた。 仮定としては ①内外温度差が変化しても主暖房室外壁の熱伝達率及び主暖房室からの換気損失は変化しない, ②半戸外空間との間仕切壁の熱伝達も変化せず、主暖房室との間に換気損失はない, ③半戸外空間で推定した間仕切壁の熱貫流率は 副暖房室での間仕切壁の熱貫流率値に適用し得る, と考えると 主暖房室に注目した熱平衡式は次の様に成立する。 表4-3-1に載せた数値を次式に代入し、最小2乗法にて

$$(\bar{\theta}_i-\theta_o)_n\{S_o K_{sp}+C\rho V\}+(\bar{\theta}_i-\theta_f)_n\cdot S_m\cdot K_a=W_n \qquad 4\text{-}3\text{-}1$$

まず、$\{S_o K_{sp}+C\rho V\}$, K_a を決定した。 次いで、それを次式に代入し、

$$(\bar{\theta}_i-\theta_o)'_n\{S_o K_{sp}+C\rho V\}+(\bar{\theta}_i-\theta_f)'_n\{S_m\cdot K_o+C\rho Q\}=W_n' \qquad 4\text{-}3\text{-}2$$

表4-3-2に示した主暖房室と副暖房室間の循環流量Qを求めた。

推定方法については、問題もあろうが、換気を含めた主暖房室外壁の相当熱貫流率は 熱伝達率8 Kcal/m²h℃, 断熱材の熱伝導率0.03 Kcal/mh℃ ベニヤ板0.14 Kcal/mh℃による熱貫流率0.96 Kcal/m²h℃ よりも12%強、大き目であり、概ね妥当と思われる。 それ故、推定結果が、実際とそれ程のくい違いがないものとすれば、内外温度差2.65 deg, 副暖房室との間の温度差8.8 deg の例で、Q = 782 m³/h もの循環流量となる。

これを、主暖房室容積(2.6×3.5×2.2" = 20 m³)を基準にした循環回数で表現すれば、39回/h となって 2分で確実に全容積分が入れ替る勘定になる。

この循環流量が　どの様な温度条件下で生ずるか．を見るために．隣接室を副暖房室とし　主暖房室中央には床状熱源が設置された場合の温度分布を図4-3-5に示す。　熱源の設置部分を除いて床面に平行な等温度線が得られたが．注目したいのは．①副暖房室との開口部付近で副暖房室に対して．等温度線が左上りになっていること．②4.0℃の等温度線が副暖房室から形成されていること．である。

このことは．ほぼ内外温度差に等しいエンターの位置が．還流循環の中性帯域にあって．それを越える部分で．副暖房室へ暖気が流出し、それ以下の部分が．副暖房室からの冷気の侵入層であることを示している。

全室暖房であれば．線状放熱器設置壁の対向壁が冷却面であっても．図4-3-6に示す様に．明確な楔形冷気流の侵入層を形成している様には見受けられない。　それ故　主暖房室の隣接室を副暖房室として有している場合は．全室暖房だけでなく　1室暖房とも全く異なっているという事に注目すべきであって、この隣接室温をどの様に扱うかが．実は採暖と暖房の違い[47]を表わすことにもなるのである。

先にも述べた様に　断熱が肝要であることは論をまたない。　しかし．寒さが単に外気温の低下にあるのではなくて　断熱を施したとしても非暖房室、副暖房室という隣室に（部分暖房という暖房習慣に）あるということを銘記すべきである。　現時点では．寒さが戸外にあるのではなく、屋内にあることだけは確かである。

また．全室暖房であっても室中央に（又は　端部に）設置したストーブでは　冷却面からの冷下降流までは防止することが難しく、限界のあることも自明である。　次節 4.3.2では．放熱形態による温度環境の差異ということで．ストーブの様な高密度発熱暖房器の限界について触れてみよう。

表4-3-1 半ア外空間を有する場合の実測結果

実験回数 n / 項目	1回目	2〃	3〃	4〃	5〃
W_m KCal/h 主暖房室への熱供給量	307	442	602	786	995
$(\theta_i-\theta_o)_m$ deg 主暖房室の内外温度差	4.92	5.82	9.99	13.99	18.58
$(\theta_i-\theta_j)_m$ deg 主暖房室半ア外空間の温度差	9.63	9.77	11.13	14.59	18.36

換気も含めた主暖房外壁のK値 1.07 KCal/m²h°C 断熱25 ベニヤ5 mm
換気を無視した南仕切壁のK値 2.92 KCal/m² アクリル3

表4-3-2 副暖房室を有した場合の推定循環流量

実験回数 n / 項目	1回目	2〃	3〃	4〃	5〃
$(\theta_i-\theta_o)$ deg 主暖房室の内外温度差	2.65	3.78	6.16	7.93	9.64
$(\theta_i-\theta_j)$ deg 主暖房室・副暖房室間の差	0.88	1.38	1.11	1.46	2.36
Q m³/h 副暖房室間との相当循環量	782	720	1120	1121	895

注) 内外温度差の増加につれて循環量は 概ね増で 800 m³/h 程度 あるものと思われる。

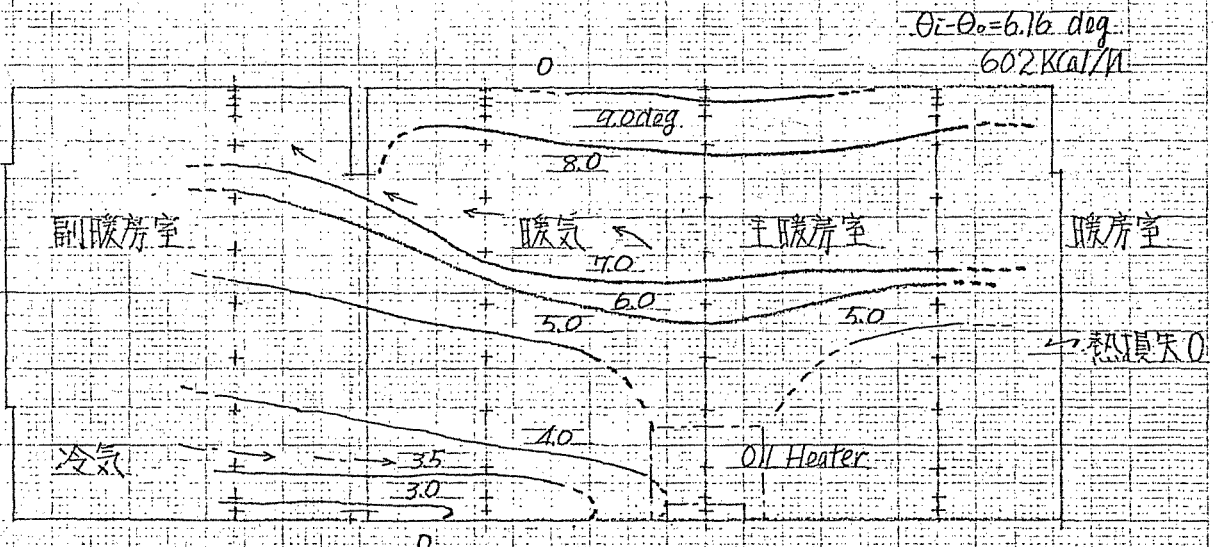


図4-3-5 副暖房室を有する場合の温度分布

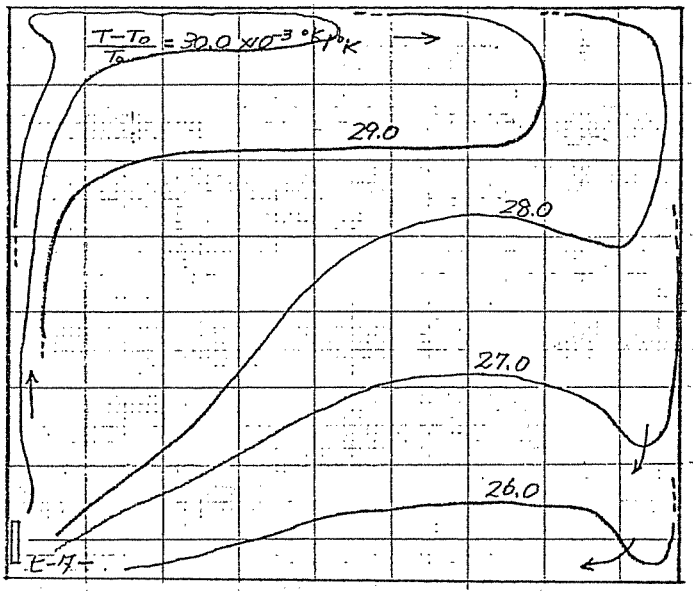


図4-3-6 被測定室内温度分布.

流熱量 130Kcal/h·m (×3.6m=468Kcal/h)
内外温度差 ΔT deg.K, To=279.8°K

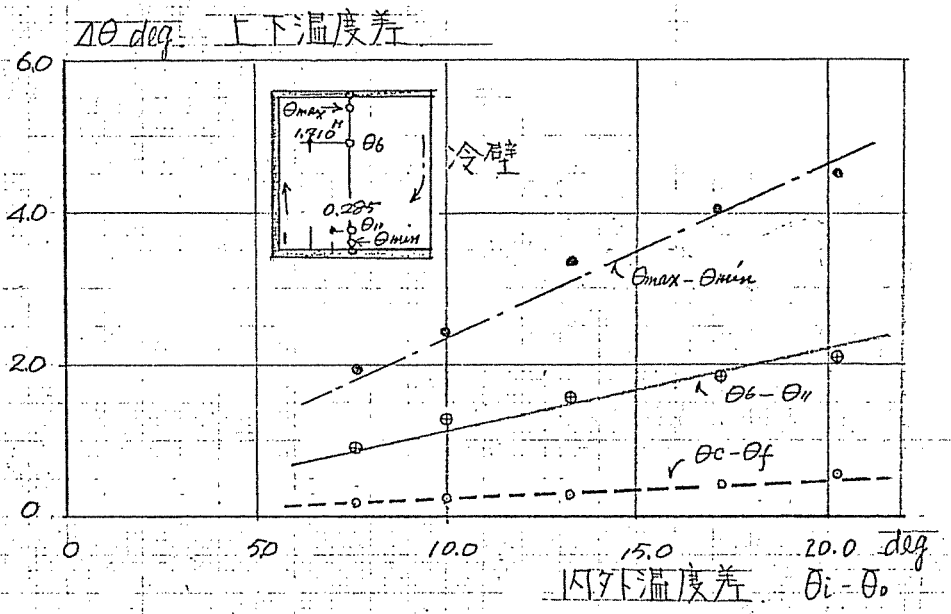


図4-3-7 内外温度差と上下温度差
(全室暖房, 断熱厚 SP 25mm).

4.3.2 放熱形態と上下温度分布について

ここでは 部分暖房ではないという前提で(図4-3-1に示す被測定室と観測室、記録室との間仕切壁を通しての熱損失が無いという状態)、①ベース ボードやパネル ヒーターの窓下配置を想定した線状熱源と、②室中央に設置された石油ストーブを想定したオイル・ヒーターによる点状熱源の場合の2種について上下温度分布を測定した。 測定方法・整理方法は 4.3.1 と同様である。

1. 線状熱源と点状熱源.

図4-3-8に放熱形態と内外温度差の関係を示す。 点状熱源の場合を前にはさんで、放熱器設置壁の対向壁が無断熱の場合は それより高目に 線状熱源設置壁が無断熱の場合は低目になっているのが分かる。

この差の原因は、無断熱壁の内表面上通過流体の流速と温度差によるものと思われる。 即ち、その差の大きい放熱器設置壁が無断熱のとき 熱損失が最も大きく 熱供給あたりの室温上昇が少ないということになる。 しかしながら 図4-3-9に示す様に、上下温度差の関係で評価すると 最も上下温度差の大きいのが、点状熱源、次いで対向壁が冷却面の場合の線状熱源、最も少いのが、冷却壁直下に線状熱源を設置した場合、となっている。

以上の結果から ①全室暖房に近い状態ではあっても その室に冷却面が存在し、高発熱密度の熱源を採用した場合、上下温度差を解消するには限度があること ②その意味では 低発熱密度熱源を採用した場合の方が、冷却壁直下でなくても効果があること、③教科書的法則 即ち冷却壁直下に低密度放熱器を設置する場合、熱損失量は多少増加するけれども、居住域の上下温度差が解消されるため、温度環境を改善するうえで望ましいということが明らかとなった。

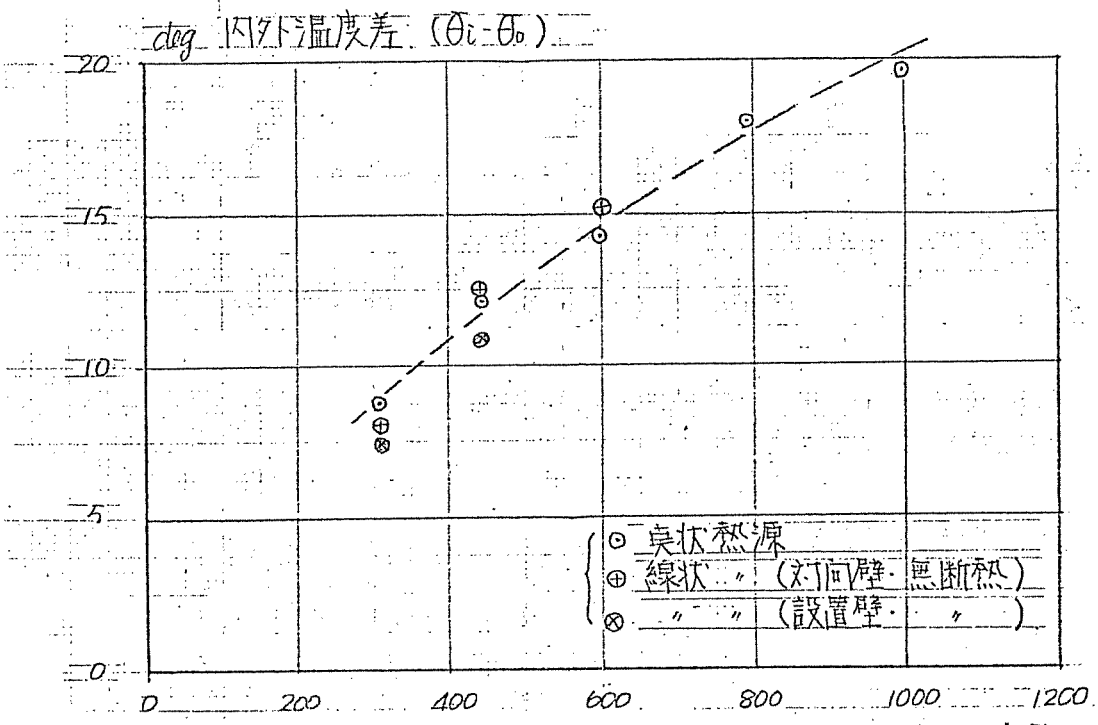


図4-3-8 放熱形態と内外温度差

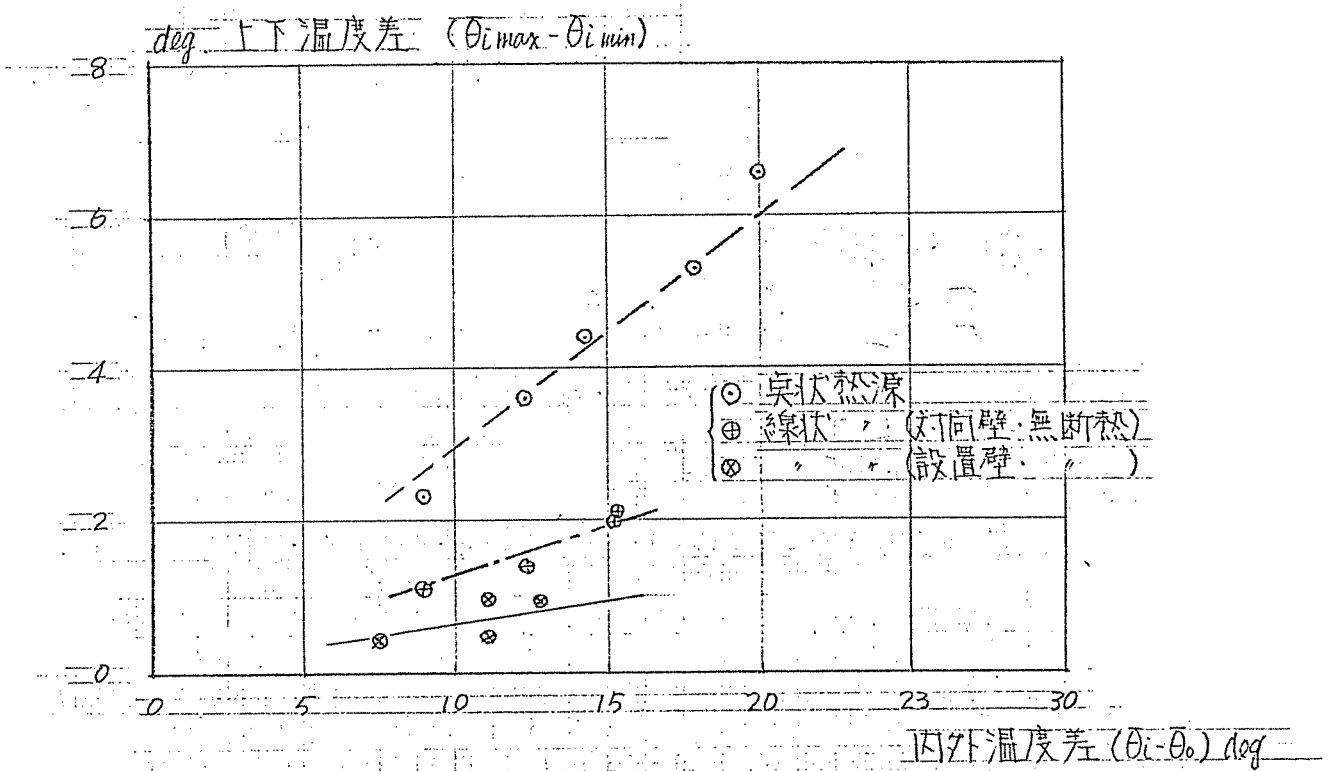


図4-3-9 放熱形態と上下温度差

図に、内外温度差15degで、点状熱源と冷却壁直下の線状熱源との場合の供給熱量 上下温度差の増減を比較すると、後者は供給熱量で 約1割前後増加するけれども、上下温度差では約1/5に減少する。 熱的居住性という面から見れば、この約1/5に至るまでの「How to」が 非常に大切になってくる。 そして、もう1つ重要なことは、上下温度差が 1/5に減少した時点で、設定室温が点状熱源のときの設定室温のままでいるかという点にある[5]。 実態調査に依れば、例えば日射などによって足元の冷気停滞が解消されたとき 可成 設定室温が下がっても寒いという不満は聞かれなかった[6]。 とすれば、先の比較のままに熱供給の増加は起り得ないということにもなろう。 以上述べてきた様に、低密度熱源の冷壁直下設置問題は 単なる温熱環境上の問題だけに終らない ということを忘れてはならない。

先の例を 20degという室内外温度差で考えてみると、設定室温を 2deg 下げることができれば、間欠暖房によらなくても確実に1割前後の節約に通じる(道央での)場合もある。

2。サーキュレターとラインファン効果について[3]。

上下温度差を解消する最も簡単(かどうかは判断が難しいが)でしかも手軽な方法は、丁度、浴槽をかき混ぜると同じ様に暖房室内を撹拌することである。 その用に供するものに扇風機、市販されているものではサーキュレーターがある。 ここでは、非常に限定された空間を対象にせざるを得なかったが、熱的居住性の向上の技術の1つとして ①天井付近の暖かい空気を奪い還えそうという サーキュレーターと、②冷壁からの下降気流を防止する、即ち、冷気を返上する、吸い上げるという考え方に立つラインファンの効果について検討した。 ラインファン(エアカーテン用のファンの試作品)の冷壁直下設置状況を写真4-3-1に、電圧V、消費電力W・ライン・ファン吹出気流速vの関係を図4-3-10に示す。

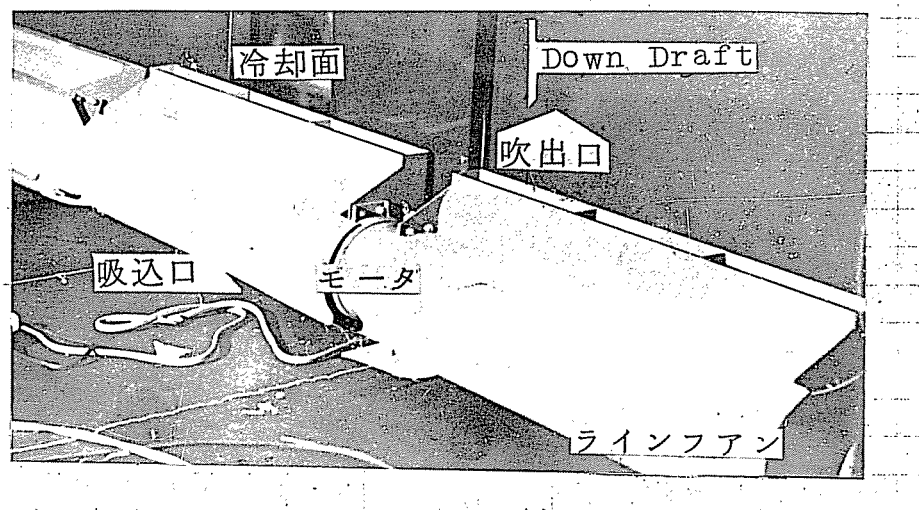


写真4-3-1　ラインファン設置状況（冷壁直下）

（寸法. 200×300^{H}×1200^{L}, moter-1, fan 2）.

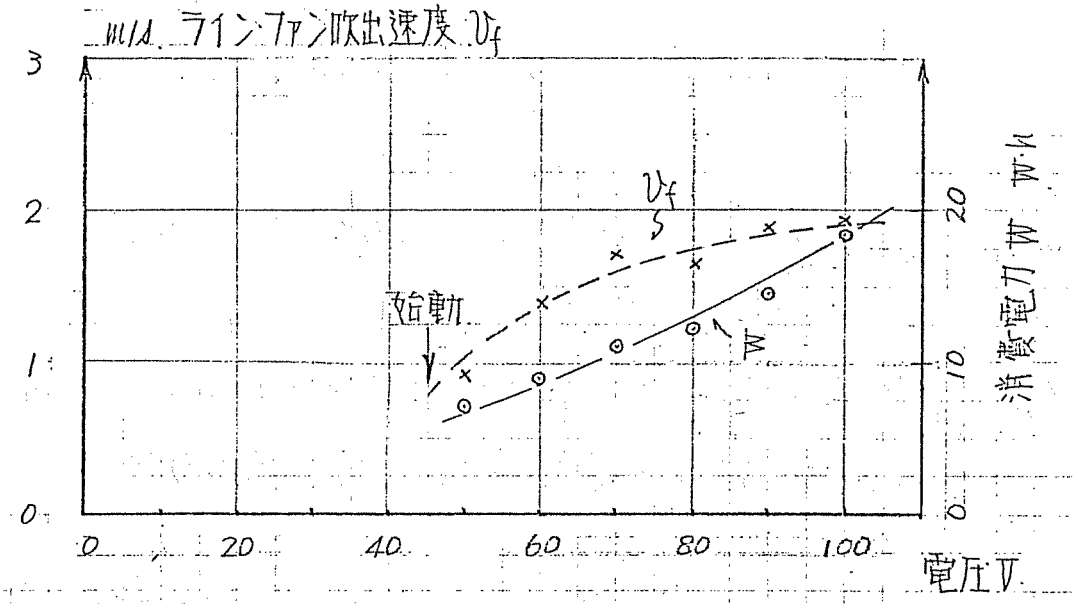


図4-3-10. ラインファンの吹出気流速度と消費電力.

本検討は、線状熱源では意味がないので 点状熱源とした。 放熱器、サーキュレーター、ラインファンによる気流分布を図4-3-11に、供給熱量と内外温度差の関係を図4-3-12に示す。

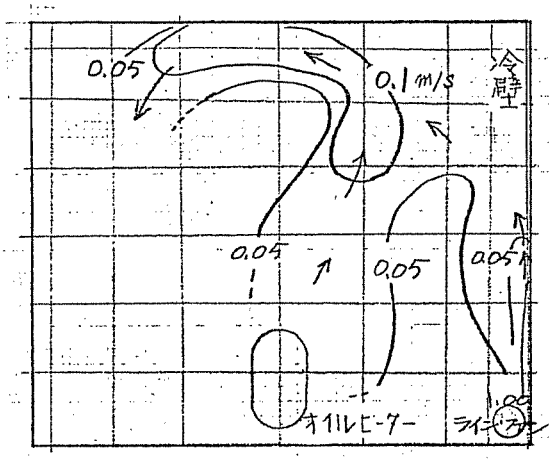
等速度線は、流路そのものを示す指標ではないが、居住域の流速の分布と卓越気流向、流路の概略は知らせてくれる。 図4-3-11中のA, Bは、ライン・ファン使用時のものである。 室の熱供給量が少なく、放熱器からの暖気柱勢力が弱い時には、循環流になる様相を呈し、熱供給量が増え、それが強まっても 冷壁からの下降流を防止している様子が分かる。

サーキュレーターを使用したC, Dを見ると、冷壁直上設置の場合では 床付近に沿って流れる程、際立った下降流となること、また、放熱器直上の配置となると、暖気流勢力を解消し、床付近に達した後に、下降冷気流を取り込んで反転する様な流路形態をとる様に見受けられる。

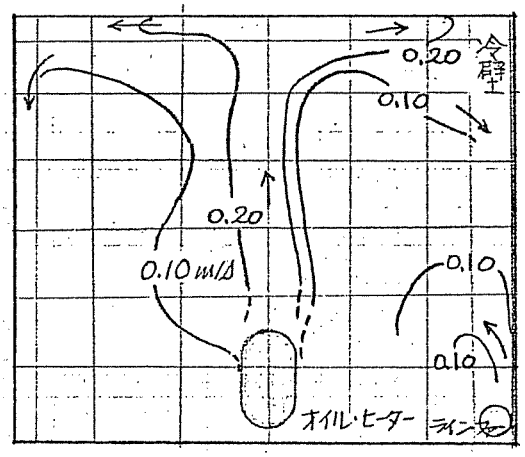
ここで注目したいのは、以上述べてきた流路形とともに、居住域に存在する気流速度である。 ラインファンの場合、暖気流速度程度の流速であるのに比べ、サーキュレーターでは 50cm/s程度に達する。

居住者の感覚温度は、空気温、湿度、輻射、気流速に支配されているといわれているが、サーキュレーターを使用し、せっかく上下温度差を解消したとしても、感覚温度が、気流速によって降下する様では、解消して温度環境を向上させようという意図に反してしまう。 しからばそれを避けるべく 垂直壁近傍によせると、今度は、壁から冷気流が伸長する様になる。

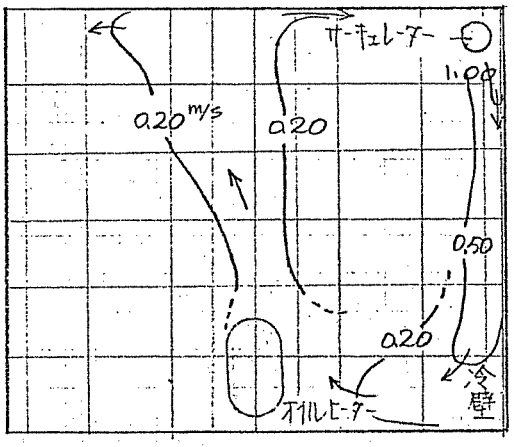
この点に関しては 後述する上下温度の改善程度との総合判断で、その是非を決めなければならないが、気流分布を見るうえでは、「暖かい空気を奪い還そう」という サーキュレーターよりも、下降流を防止するラインファンの方に若干の分がある様に思われる。



A) W=307 Kcal/h
Vℓ=50V (0.94 m/s) 7watt/m

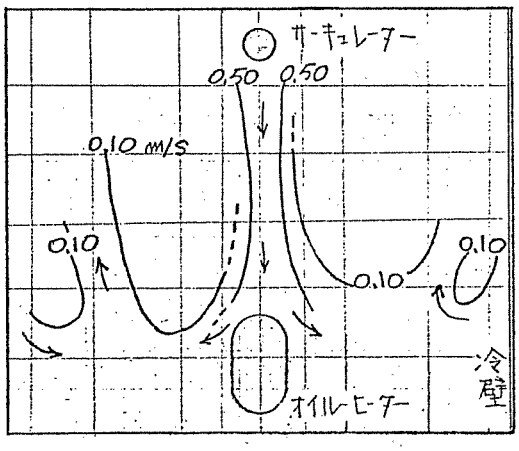


B) W=786 Kcal/h
Vℓ=50V (0.94 m/s) 7watt/m



C) 冷壁直下設置

W=602 Kcal/h
Vc=100V, 11.5 watt/台



D) 放熱器直上設置

W=602 Kcal/h
Vc=100V, 11.5 watt/台

図4-3-11 ラインファン, サーキュレーター使用時の等速度線

サーキュレーター，ラインファンを使用した場合の内外温度差と熱供給量の関係を見ると　興味のある結果が二つ現われた。　一つはラインファン使用のものである。　図4-3-12に示す様に内外温度差が15degを越える様になると，吹き出し速度零の場合よりも　0.92m/sの場合の方が内外温度差は増大するという傾向を示し，それからさらに吹き出し流速を増加させればさせる程，内外温度差は，減少する傾向を示す。

もう一つは，サーキュレーター使用の場合である。　冷壁直上設置のとき　同じ熱供給量でも内外温度差が低目に現われることである。

この原因は，いずれも冷壁面上を通過する気流速度（熱伝達率）で説明できよう。　ラインファン設置の目的は，冷下降流の防止にあると述べたが，室内外温度差が大きくなって，その下降流の影響がでる様になると，ファン吹出流がカウンターフローとなり　対流熱伝達率の低下分だけモーターの発熱は室温に添加され，さらにファン気流速が増大すれば，モーター等の発熱増分よりも　対流熱伝達率の増分による熱損失の増加の影響が大きくなるため，内外温度差は減じるという事になるのであろう。

次に，図4-3-13に示す内外温度差と上下温度差の方から，ラインファン，サーキュレーターの効果を検討すると　下度，サーキュレーターの放熱器直上配置が，ラインファン吹出速度0.94m/sと同程度　また，冷壁直下設置の場合には，ラインファン吹出速度1.43m/sと同程にまで改善され得るという結果を得た。

内外温度差が小さい場合（10deg前後）には　ラインファン，サーキュレーターの吹き出し勢力が強すぎて，上下温度差が反転する傾向すら現われている。　その様な極端な場合を除けば，内外温度差20degで，改善の程度は，4～5deg，上下温度差の減で，一応の効果はある，と云って良いであろう。

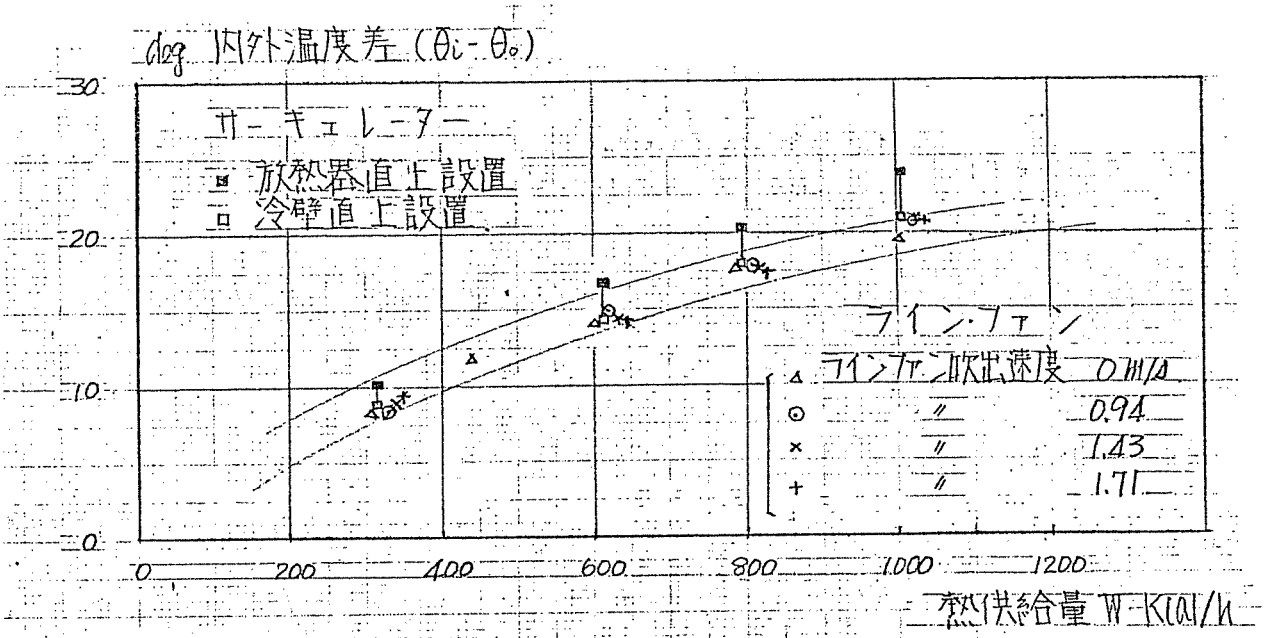


図 4-3-12. サーキュレーター, ラインファン 使用時の内外温度差と熱供給量.

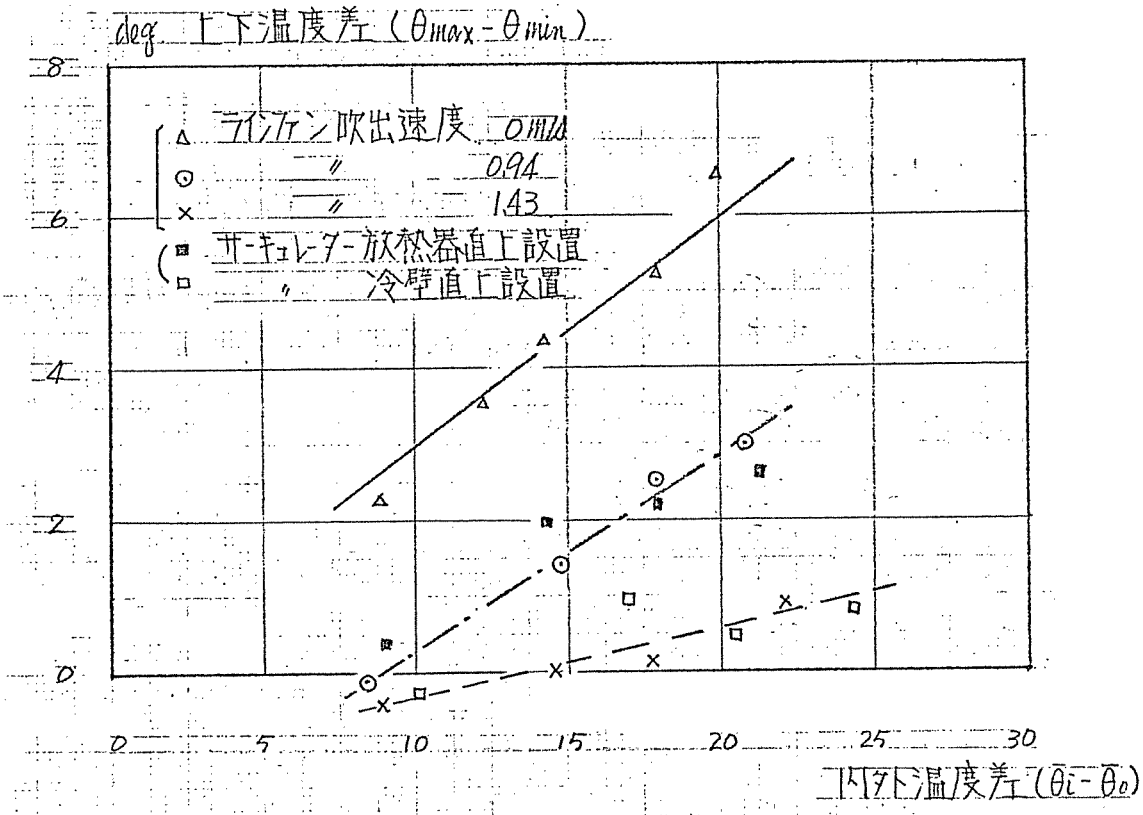


図 4-3-13. サーキュレーター, ラインファン 使用時の上下温度差.

今、サーキュレーターとラインファンの効果が、同程度であるとすれば、居住域の流速はラインファンの方が低いので、ラインファンの方に分があると考えているが、その他にも次のことが云える。

現在、一般に行なわれている石油ストーブ1個によるLK+1室程度の暖房で、先のサーキュレーターを使用した場合、その直下を除き 図4-3-13に示した様に、その効果を室全域まで期待することができない。言葉を換えれば 部屋の1部に「暖かさを奪い還し得たとしても」 床付近に積層する寒さは、解消されないと云うことである。

その意味では、隣接室との間の間仕切、開口部を通しての熱授受が少なく 冷却壁が、限定されている場合には、例え暖房空間が比較的大きかったとしても、ラインファンの方に相当期待がもてそうである。

特に、既存施設に於いて、温風暖房器等が使用されている様な場合で、例えば、窓下に放熱器が置かれていないと云うケースには、窓下直下に新らたに放熱器を設置したりするよりは、ラインファンの方が安価(4万円/m程度)で、簡便であろう。 勿論 夏季には 撤去が可能と云う利便もある。 このラインファンについては、4。4の所で取り上げて、実家屋に適用した場合の熱的居住性の改善の程度と可能性について検討している。

4.4 温熱環境改善の方策とその効果

ここでは 模型実測 実験室実験を離れて 実家屋あるいは実験住宅での測定結果から、温熱環境改善のためには、何が問題か、それを考慮したことによって 何がどの程度にまで改善されうるか、について検討している。 その1つに、実大模型で取り扱いを避けた換気問題がある。また、ある程度、気流速があっても それがさ程障害とならなかった実験住宅を例にとって、気流速と温熱環境の問題を、温度分布との関連から検討している。 さらに、その関係では、実家屋に適用したラインファンの効果についても検討を加えている。

実験住宅あるいは実家屋に於ける熱的居住性の評価については、第2章と同じく居住者の判断も欲しいところであるが、ここでは 測定者の判断で処理している。

4.4.1 外気との換気

外気の浸入冷気は 冷壁からの下降流とともに 床面に積層しやすいところから、居住室の熱的居住性に大きな影響を与える要因の1つと云って良い。

実大模型による検討で、その換気の影響について全く触れていないのは、従来の木造住宅を対象モデルとした場合、その換気の流入・流出の流路ばかりでなく 部位・量ともに想定するのが困難と思われたからである。 よしんば その想定ができたとしても、それを部位別, 量別に検討しようとすると相当の作業量になると思われたことと、将来は不特定場所から不本意に期待するのではなく、特定場所から必要量を限定して取り入れると云う方向に向うと想像された所から 本論に於いては、実大模型による換気の実験は 行なっていない。

ここでは 実家屋の測定例を通じ、熱負荷の面からの換気の意味と 先の特定場所について考察している。

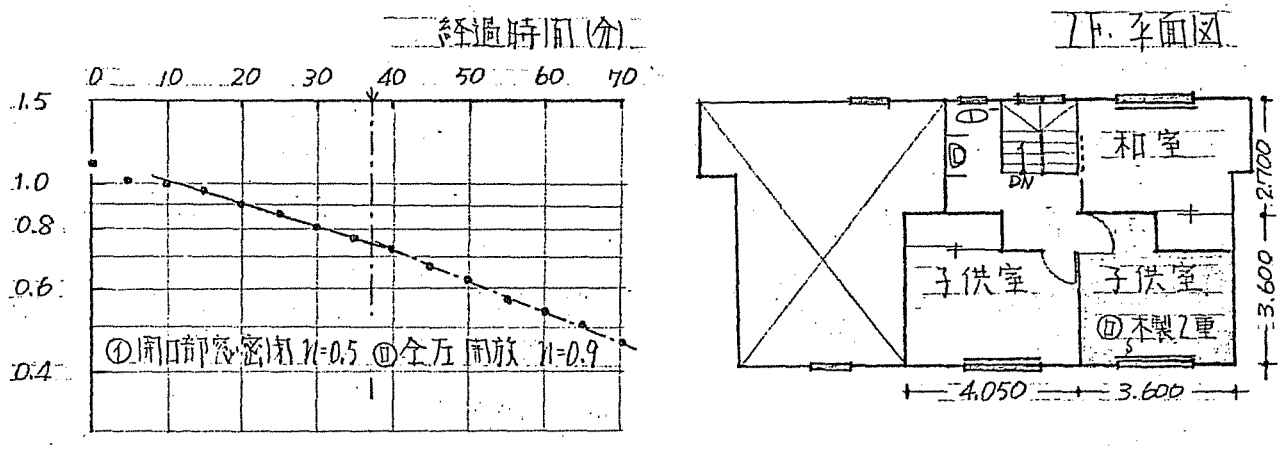
1。　実家屋の換気部位と換気量.

実大模型に於いて　冷壁の条件．主暖房室．副暖房室間の交換換気条件による上下温度差への影響についての検討はしたが．既に述べた様に外気との換気による影響については触れていなかった。　その理由は．一般の住宅に於いて．換気部位．量．経路についてモデル化が困難であるばかりでなく．特別の場合に用いられる強制換気を除けば．その動力源を．ほとんど幾ら．温度差でどの程度と云う算定が難しいためである。

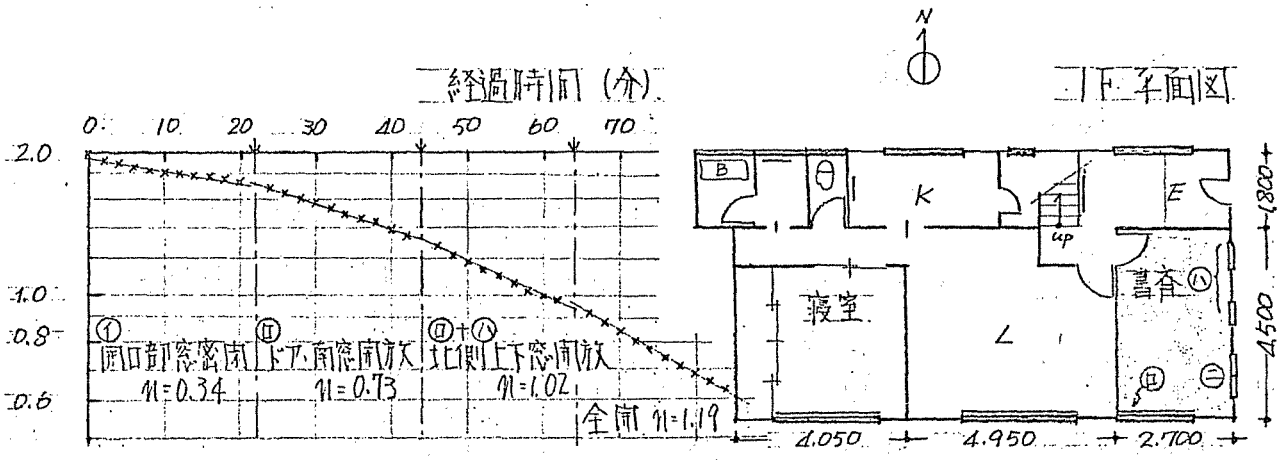
台所の排気扇の使用で．煙筒から排気ガスが逆流し．ストーブが消火する様な特別な場合を除けば．一般住宅（断熱厚100mm．床面積100m²程度）に於ける床面積あたりの所要負荷は．70 Kcal/m²h 前後で．100 Kcal/m²hを超えることはない。　また　壁，窓と開口部，換気の各成分の全負荷に占める割合は　1/3程度に配分されることが多い。　それ故 2/3を占める窓。換気成分の取扱いには　熱的居住性への配慮ばかりでなく熱負荷として見た場合の考慮も欠くことができない。

図4-4-1は　木造モルタル2下住宅の換気量の実測結果である。対象室の開口部（ドア），窓周りを布テープで密閉し．室の中でCO_2を発生させて．その濃度減衰から換気回数を得たものである。　開口部，窓に貼布したテープを除去して　平常時の換気回数を順次求めた。　平常時では．ほぼ換気回数を1回/hと見て差し支えないであろう。　ここで注目されたいのは．開口部を密閉したときの換気量であって．この成分は．中木間辺から侵入し．廻縁から浸出する換気成分と思われる。

一般に．在来工法にて施工した木造住宅では．床下・土台を経由して浸入してくる中木間辺部分からの冷気の侵出を零とするのは難しい。この住宅の場合．温水による全室暖房で．温水配管を裸とし．床下温度を16～18℃に保持しているため．その上部居室の温度環境にとって．それ程の悪影響を及ぼしている様には見受けられないが、一般の住宅では．この様



(CO₂濃度%. A) 子供室の換気回数 n回/h, 室容積 27.2m³



(CO₂濃度% B). 書斎の換気回数 n, 室容積 30.4m³.

測定条件: 12月中旬. 室温22℃. 床下温16℃. 外気温7℃. 無風.

対象室 : 隣室との交換々気を避けるため、押入、襖戸のある室を避けている。

住戸条件: 木造モルタル2下建. 基礎断熱. 温水暖房.

開口条件: ⑪木製2重窓, ⑧北側上下窓2重 ㊂上下窓2重.

図4-4-1. 木造モルタル住宅、開口部・窓密閉時の換気回数

にはゆかない。

第2章での独立住宅の実測結果を見ると、床断熱でかつ部分暖房のためか、床下温は、最寒期で凍結の心配をしなければならない0～2℃程度になっている様である。

この様な住宅にとって、図4-4-1に示した0.3～0.5回/hという中木部分からの侵入冷気は、室内環境、特に上下温度差にとって、その影響は無視し得ないものと考えられる。例えば、窓部分からの侵入冷気はその直下に放熱器を設置することによって、その大部分を緩和することも可能であるが、全室暖房で基礎断熱を採っていない場合、中木部分からの冷気の侵入は、室内環境保持のうえで盲点になり易いので、充分な配慮が望まれる。

2。熱的居住性と換気改良方策。

換気が不可欠の環境要素の1つとすれば、床面に停滞させないこと、居住域に到達する以前に緩和することが、換気のあり方の前提であろう。以上の諸点が満されていれば、直接の外気の導入であっても、熱的居住性という側面から見れば、ほとんど問題にならない。例えば、必要換気量として1回/h程度を供給したとしても、居住域の気流速がそれによって体感されるということがない限り、無視され得るという意味である。この換気問題は、多すぎても、少なすぎても温熱環境、住環境上でのトラブルの源になり易い。寒地で多すぎれば熱負荷の更なる増大をまねき、暖地で少なすぎれば、ガス燃焼器の使用にともなって不完全燃焼といういわゆる「酸欠住宅」問題が生じることにもなる。CO中毒などの事故の責は、従前と異質の建物に住んで、開口部の開閉を怠った居住者ばかりでなく、設計者にもその責を負う面が多い。これは、居住者も含め、今まで全く意識せずとも新鮮空気を取り入れ、排出して生活していて不都合がなかったからであろうし、熱的居住性が満たされている状態

であれば、熱損失の面での考慮を払う必要がない場合、多過ぎたからと云って不都合になると云うこともなかったためであろうと思われる。しかし、今後は、給気と排気が、漫然とではなく、計画されてはじめて換気になると云う認識が、生理・衛生の面ばかりでなく 熱負荷の軽減、熱的居住性の向上にとっても必要であろう。

また 最近では 省エネルギーの掛声とともに、住宅レベルで用いられる空気対空気の熱交換気も市販されている様になってきた。その熱効率は60～70%と云う。この段階では、温度・熱負荷的にも条件が満されていると云って良く、換気改良方策として残された問題は気密の程度と云うことになる。しかし、軸組木造住宅の場合、現実の問題として 存外にこれが難しい。この解決法として2～3の提案をしてみよう。

①中木、廻縁の気密を良くする（相当に難しい）。

②①が難しければ、侵入冷気の直接的影響を避けるべく、床面温度を設定室温に近づけるべく努力する。

③②の具体的方策の1つに基礎断熱、床下の暖房がある。

④①の努力をするとともに 中空間仕切壁の上部から取り込み、停滞の防止と 緩和の促進を行う。

⑤④に使用する中空間仕切壁以外には、ファイヤーストップを設け、建物全体の通気を減じる。

⑥外壁、内壁に詰物をして、壁体の通気を減じる。

⑦室内側を正圧にして 窓面、中木からの冷気の侵入を防止し、必要換気量は 別途に取り入れる。

いづれにしても、シールだけで、気密化するのは、無理があろう。従って侵入空気温を居住室に悪影響を及ぼさない程度に上げると云う ②, ③が、当面の解決策と云えるかもしれない。

4.4.2. 副暖房室問題と改善の方策

ここでは、非暖房室、副暖房室を含めた隣室条件、間仕切壁の問題[8]を取り上げる。次いで副暖房室からの還流冷気問題は実験住宅での結果を踏え、ラインファンの効果については、ファンコンベクターを使用している実家屋での測定結果を踏えて検討している。

1. 隣室条件について[4]

隣室の条件によって壁の熱的な性質は類別されねばならない。その類別の第1は隣室が非居室空間の場合であって、その室の温度を確保すべきか、否か、という視点で行なわれることになる。

この範疇に属するものに小屋裏、床下、物置、納戸があるが、後の2つについては、収納物によって異なってくる。例えば、衣服の様なものであれば、暖房室温と同じであることが望しく、暖房室よりも外気側に面した部分の断熱が必要になってこよう。もし食料品であれば、温度が高くても低くても駄目であろうから、暖房室、外気温ともに断熱した間仕切が要求されるかもしれない。しかし温度に関して全く考慮しなくても良い物品の収納室であったり、非居室であれば、暖房室との間の間仕切だけに充分な断熱が必要になるであろう。一般的に云って暖房室に隣接する空間の機能によって、その内外を明確に区画するのが、壁の断熱の重要な働きの1つと云うことができる。

類別の第2は、暖房室の隣室が居室であって、その室の温度を確保すべきか、否か、にあろう。最近まで、寒地住宅と云われる平面形の代表的なものに、居間中共型と云われるものがあった。その機能は、居間を外気から遠ざけ、熱損失を減少せしめるとともに、暖房室からの暖気を隣室（多くは寝室か）で利用しようと意図したものである、と考えて良いであろう。

一般に その居間周囲の非暖房室の外気側に断熱を施せば、非暖房室の温度は上昇してくるが、非暖房室と暖房室間の間仕切面積よりは、非暖房室の外気に面する壁面積が多いため、その上昇には限度がある。

室温とは 外気温を基準の相対温ではなく 最寒期で何度に維持され、その温度で生活が可能か、否か、に懸わって意味があるものとすれば、その間仕切壁は、熱的にできうだけ透過性のものにしなければいけないであろう。 視点を暖房室の環境に移すと、非暖房室間の間仕切壁の熱抵抗を増せば、その壁の表面温が上昇するため、輻射環境は向上する。 その一方、襖等があれば、非暖房室からの還流冷気温が下がって、暖房室の床付近温を悪化させ 反対に、間仕切壁の熱抵抗が少ない場合、非暖房室への流出熱が増大し、還流温が上がっても輻射環境は悪化する。 この様な「ジレンマ」は、暖房室の隣接居室の温度を、非暖房室として放任している所から生じていると云わねばならない。

オ2章での実態調査によれば、非常に断熱の悪い住戸は、1室暖房にとどまっているが、一般的に云って、2~3室暖房であることが分ったが、このことは、生活空間の狭小の解決を目的とした場合、むしろ襖等を解放した方が、隣接室温も上昇して、先のジレンマが解消されると云うことを経験的に知っているためであろうと思われる。 断熱の良い住戸と異なって悪い住戸は、一旦 この襖が閉じられると、外気温が上昇してくるまで、長時間解放されると云うことはない。

ここで問題にしたいのは、先の2~3室暖房を行なった際の石油ストーブ設置室の隣接居室を、暖房室と呼ぶか、否か と云うことである。放熱器に余力があり 隣接室温も確保され、燃料費の増に耐えられる程、断熱程度が向上しているにもかかわらず、既存住宅を実測すると上下温度差は 10~15deg もある。 このことから 1室暖房住宅と2~3室暖房住宅とを比べると 暖房面積あたりの熱損失については、確かに減じてい

るけれども、放熱器設置室（暖房室）の熱的居住性が、隣接室からの還流冷気によって悪化している状態では その隣接室が直接的に開放されて暖房室につながっていたとしても それを暖房室とは呼びえないであろう。

結局、設置室の間仕切壁によって隔たれた隣接室は、非暖房室であり、開放系で接続している場合、副暖房室と考え、暖房室とは区別してかかる必要があるだろう。

しかし、ストーブの設置室でなくとも 暖房室になり得る場合がある。 それは、図4-4-3に示す様に、隣接室からの還流冷気を床下で処理しようという場合で、丁度 これは重力式の循環を利用した温気暖房の一種と云って良い。 この様に、暖房室となるためには一工夫がいる。欧米の暖房も一気に全室暖房へと移行したのではなく、以上、述べた様な曲折があったであろうと思われる。 例えば、

（Ⅰ）1室暖房であれば → 断熱への努力

（Ⅱ）保温力が増大した場合には → 暖房面積の増加

（Ⅲ）（Ⅱ）が遠因で主暖房室の環境悪化 → 還流冷気の処理

とした移行への曲折に於ける（Ⅲ）の段階まで来た所で その解決手段に

(Ⅳ) 還流冷気防止手段 → 全室暖房。

（Ⅳ）の方策が1つの生活の知恵として定着したのではあるまいか。

中央暖房を考える場合、その熱供給形態のみに目を奪われがちであるが、その本質は、隣接居室の室温を放任せず、還流冷気の防止あるいは緩和収容易な手段にすぎない。

北海道に於いては、(Ⅰ)～(Ⅲ)が混在した状態であろうか。 おそらく その多くは (Ⅱ), (Ⅲ) の段階であろう。 (Ⅰ), (Ⅱ) のステップのタイムスパンが短かい分だけ、慎重な配慮がなければ、(Ⅲ) から (Ⅳ) へ移行するにあたって、その本質を見失う可能性もある。 前節、実大模型による実験は、極く当然とする検討例が多いが、それは、先の実態調査

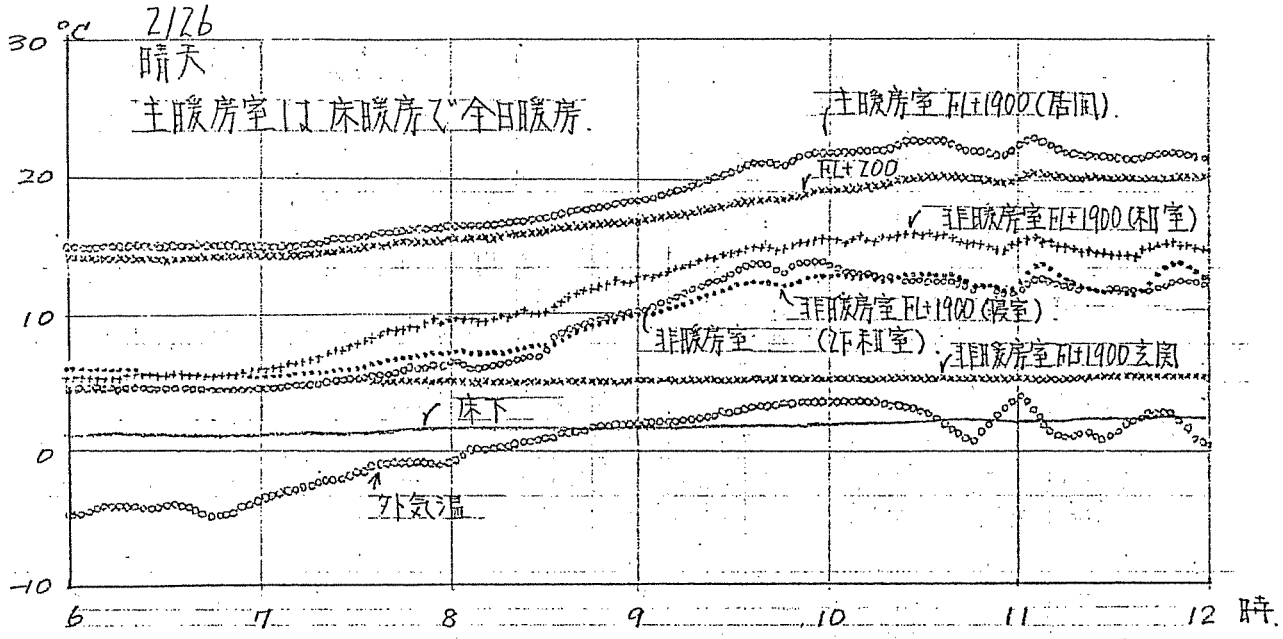


図4-4-2. 主暖房室・非暖房室の温度変動（SM-I住戸）.

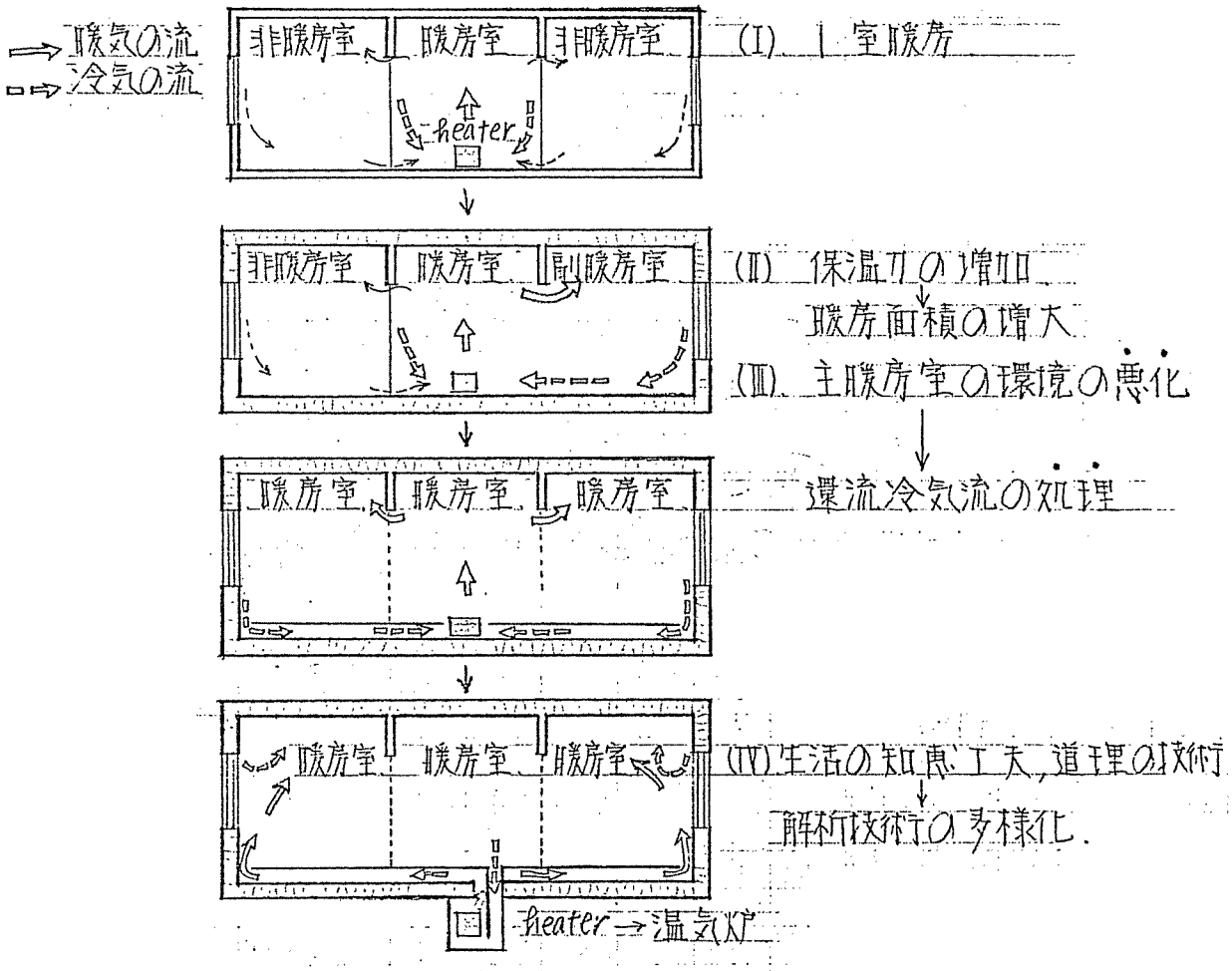


図4-4-3 暖房室，副暖房室，非暖房室の類別（部分から全室暖房へ）

を踏えた上で（Ⅱ）へ(Ⅲ)へ温熱環境が移行してゆくうえでの必然性と云うものに投する自己確認として筆者にとっては．必要な作業の1つであった。次に．居室部分を2下レベルに上げて 副暖房室からの還流冷気に対処した例について検討する。

2。副暖房室からの還流気流速と温度について．

次に．冷気を放熱器で処理するというのではなくて．副暖房室からの還流温度が高く それが．温熱環境の阻害要因とならなかった例について検討する。 図4-4-4に示した住宅は 半地下室を有した実験住宅(7)である。 断熱は．壁150㎜，天井300㎜，基礎50㎜で．その面では．従来の住宅より熱損失は 相当に少ないと思われる。 暖房器（この場合、ストーブ）を半地下室に設置し．①ストーブ室 → 居間 → 2下居室 →階段室 → ストーブ室，②ストーブ室 → 1下和室 → ユーティリティ → ストーブ室という系統の卓越循環流によって暖房されている。

居間に還流する気流速は．35～40 cm/sで．居間中央での気流速は．床付近で10 cm/s程度になっていた。 しかし 同じく中央での温度分布を見ると 1deg 以下であり．実体験的にはこの気流速が ほとんど問題にならなかった(7)。 その意味では 温熱環境にとって大切なものは 床付近の温度とその分布と云って良いであろう。 図4-4-2の床暖房住戸と比較すると むしろ 実験住宅の方が上下温度差が少ない。 これは．床暖房住戸が 非暖房室を有し．一方 実験住宅では．建物がワンルームで全室暖房が考慮されていること．さらに1下居室の暖気循環を別に確保していること．ストーブ室温が高く．居間の条件が床暖房に近いこと．等々が．実験住宅の方を良環境にした遠因だろう。 いや 徹底「断熱」がその遠因かもしれない。 断熱厚さ100㎜が常識の温熱環境と150～300㎜のそれとの間には．連続的思考を許さないものがある。 従って それと不可分な関係にある暖房技術も．種々の試行とその体験のうえで．階

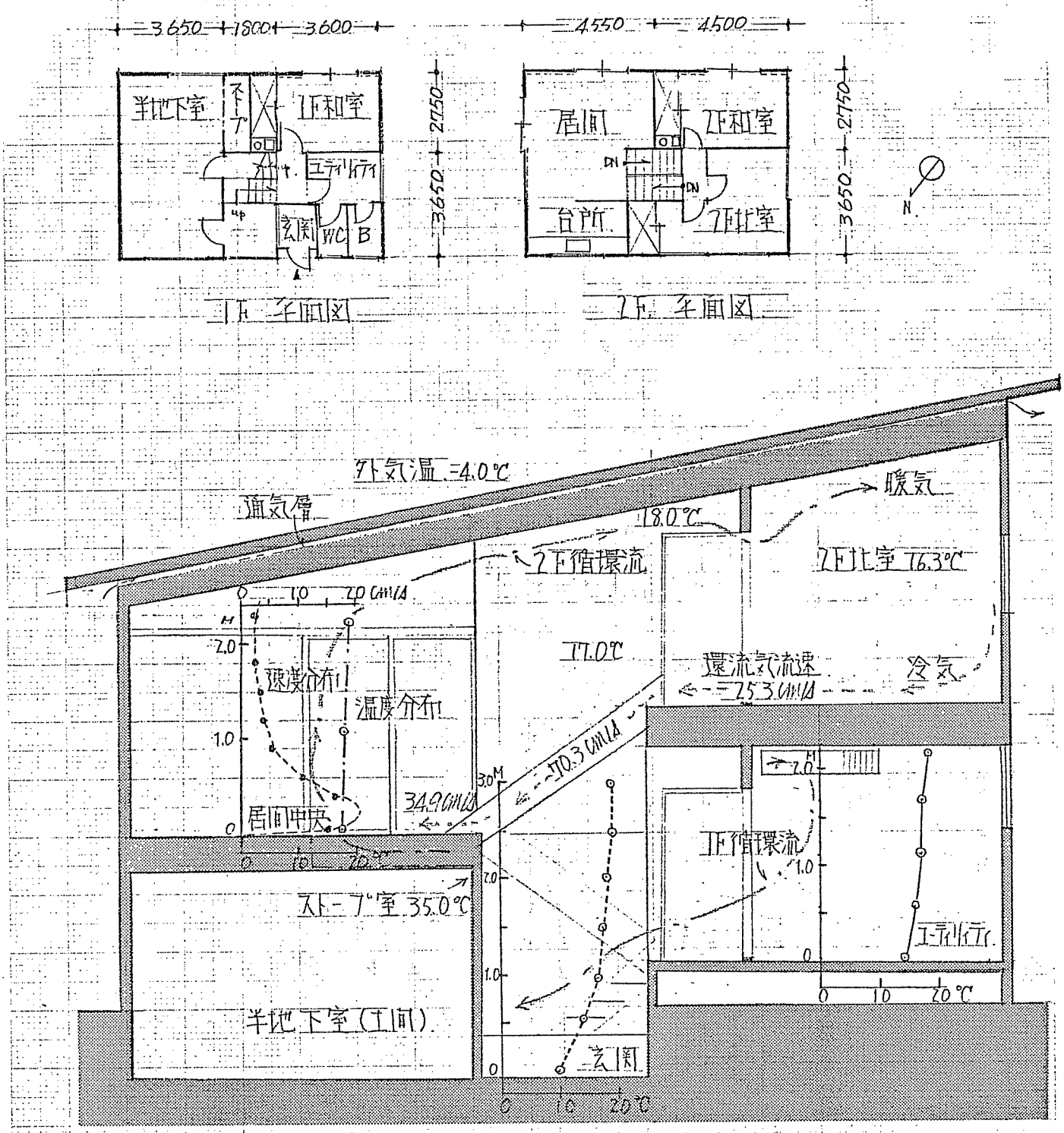


図4-4-4 実験住宅の上下温度分布と気流分布[7]

現状に発展し、収得されてゆくものと考えられるのではなかろうか。

3。実家屋でのラインファンの効果

実大模型に於いてサーキュレーター，ラインファンの熱的居住性に及ぼす効果について検討したが、実大模型では、冷壁が卓越循環面にあって ライン・ファンの効果はあったと云って良い。 ここでは、熱損失面が限定されにくい、実家屋での改善の程度について検討した。 対象住戸は 第2章で放熱形態と間欠暖房の習慣について考察したSM-1住戸であるが、当住戸は 床暖房とファンコンベクターを併用している。

最近では 石油ストーブが、室中央に畳1枚もの面積を占有するためか、ポット式（半輻射）からスペースヒーター（全対流）と称する温風暖房器が市販される様になってきた。

これは 室の隅へコンパクトに納めることを目的とし、輻射に頼らず、円滑な熱配送と良好な温度分布を得るべく、温風吹き出しになっているものであるが、この方法では 暖房器の熱料蓄熱冷壁直下配置を採用するのが困難なため、上下温度分布は 必ずしも期待通りになってはいない様に思われる。 ここでは 実大模型での発熱源の代りにファンコンベクターを温風暖房器の総称として代用して検討した。

図4-4-6に ファンコンベクター使用時の温度分布を示す。 このファンコンベクター（吹出速度 15cm/s）は、温度検出によって On-off を繰返すが、その1周期変動区間平均値、最高、最低温度を記入してある。 内外温度差が約23deg のとき、中央断面の層平均温で、上下温度差を評価すると、3.6 deg（周期平均），4.2deg（最高時），2.5 deg（最低時）となった。 これを見ると、それ程、問題がない様に思えるが、ファンコンベクター稼動時の等温線（最高温度での）を踏えて居住室の温度むらを見ると、決して一様になってはいない。 局所的分布を見ると、

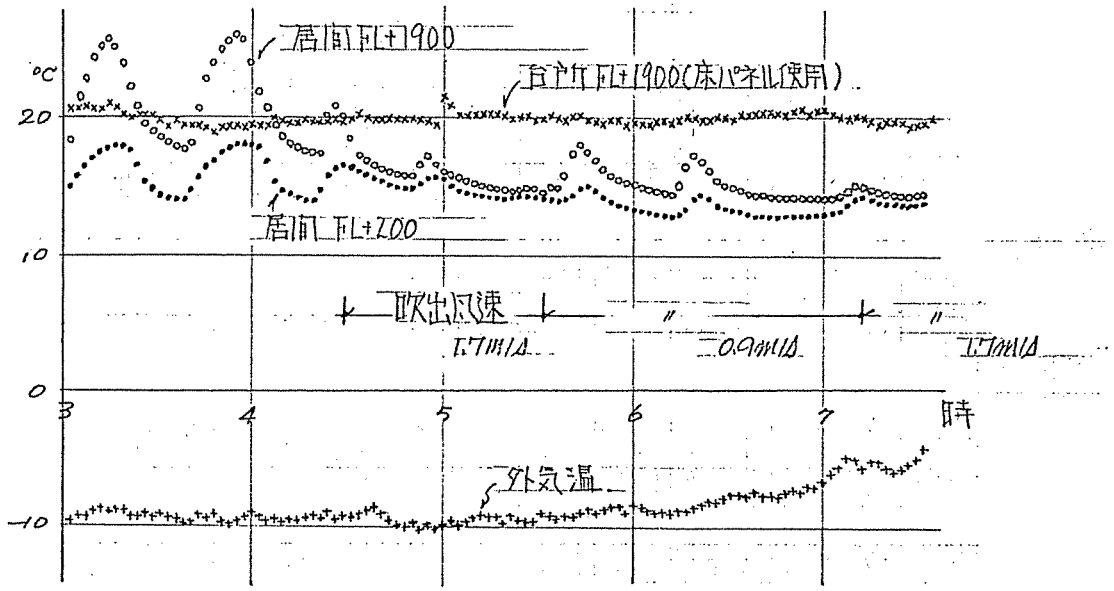


図4-4-5a. ファンコンベクター使用時の温度変動とラインファンの効果

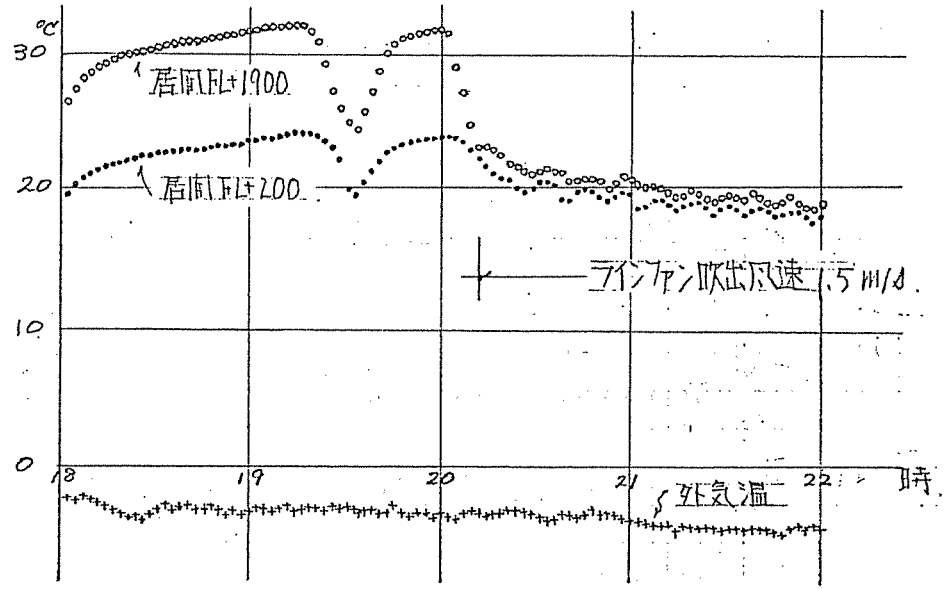


図4-4-5b. ファンコンベクター出力を増加したときの温度変動とラインファンの効果.

注). SM-1住戸の居間で測定. 図2-4-3参照.

稼動時には 10～8 deg 程度の温度差があり 無視し得ないものがある。

床付近温度は 依然として低温のままであり 暖気層は天井に達した後に反流し、非常に複雑な動きを見せている。 温風暖房器は 吹き出し気流によって冷気の停滞域を解消し、2室程度の規模まで暖房可能と謳われているが、この様に実際には満足される状態になっていないのではないかと思われる。 対象住戸の断熱程度は グラス綿100 mm で、現状では 考慮されているという範疇に入るであろう。 温風暖房器を使用した状態で、窓面下にラインファンを設置して運転すると 図4-4-5a, 5bに示す様に、平常時のみならず、ファンコンベクターの出力を増加させた場合でも、上下温度差は確実に減少するのが分かる。

ラインファンの吹き出し速度によって、減少量は変化するが、吹き出し速度が 1 m/s を越えれば、図4-4-5aに示す様に、窓面からの下降気流の防止とファンコンベクター稼動・停止時の温度環境の差をなくす目的は 一応 果しているものと思われる。 勿論、図4-4-6に示した様な温度分布は 解消され、空間内の温度分布は、均一となる。

ラインファンを使用することによって ファンコンベクターの気流速も加わるため 温度分布が良好になっても 感覚温度の方が降下する恐れがある。 その検討を加えたものが 図4-4-7である。 実大模型と同じ様に熱線微風速計で居住域の気流速をあたっている。

ラインファンからでた気流は、冷却面に沿って天井面に達し、対向面の方へ流れているのが分かる。 横断面 L_1～L_2 と断熱 M_1～M_3 について見ると、横断面から気流速 0.2 m/s 以上の領域は、天井付近に限定され、断面を見ると、上昇流の速い流域も窓面の極く近傍に限られているのが分かるであろう。 床付近に沿って 若干早い流域の存在も認められるが、0.1 m/s 程度である。 0.2 m/s が気流の存在を知覚する限度と云われている所から 気流速については、それ程、問題にならないであろう。

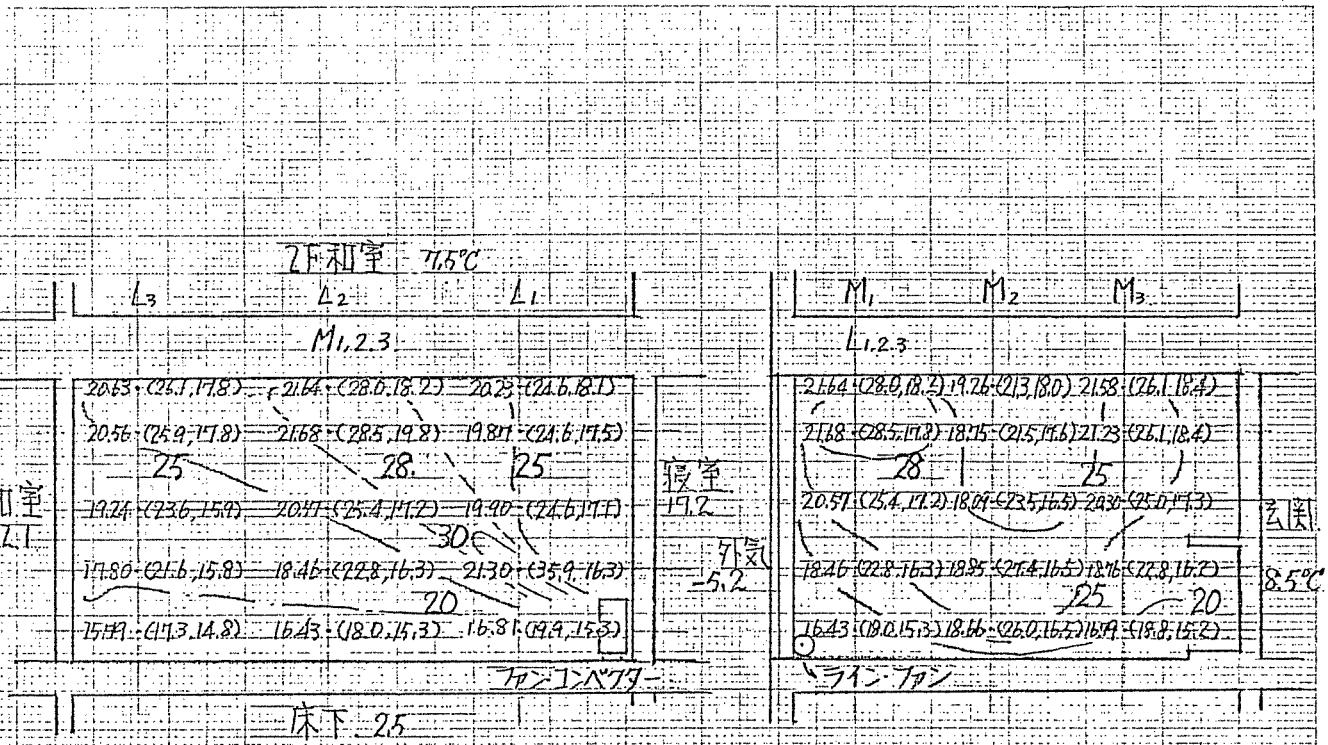


図4-4-6 ファンコンベクター使用時の温度分布

注) 図中の数字は、1周期約(MAX, MIN)温度 コンター上はMAXで記入。

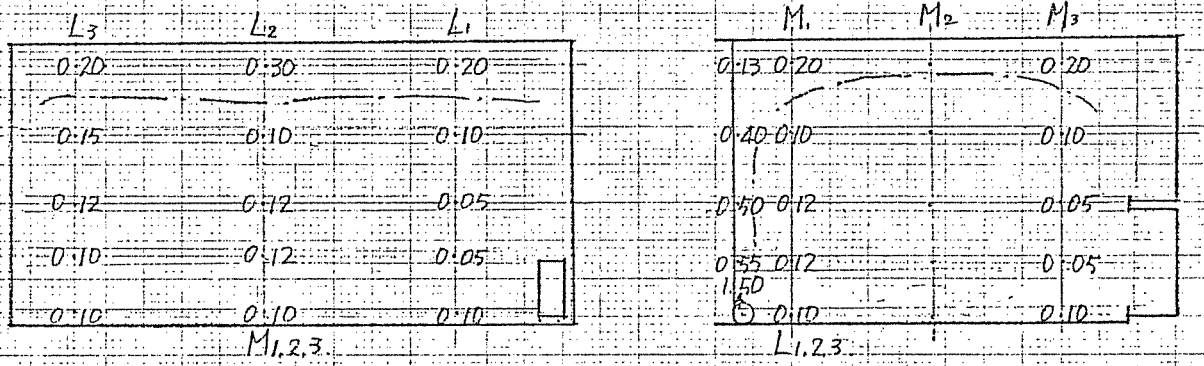


図4-4-7 ライン・ファン使用時の居住域の気流速分布 (m/s)

注) L1~L3, M1~M3については図7-4-3のSM-1住戸参照

しかしながら、実測に際し、室温が15°C以下ぐらいになると、その程度の気流速で「ザワザワ」した気流の存在が感じられた。それ故、室温が低いときの使用、あるいは極端に吹き出し気流速を速めるということには問題がある。特に後者の場合、気流速の増は、冷却面の熱伝達率を増加させるので、その面からの熱損失量を増加させることになる。これを避けるためには、冷気流の下降を防止するカウンターフロー程度に気流速を極力調整することが大切であろう。

度々、指摘しているが、室内の温熱環境を悪化させる要因は、先の冷壁ばかりでなく、隣接する非暖房室にある。例えば、図4-4-6に示す玄関(暖房室との温度差11deg)などの影響が加わった床付近に停滞する冷気を解消すべく居住域をはずれた室の一隅で、積極的に冷気を吸い上げて、停滞域の混合を図るという のも検討すべき改善方策の1つであるかもしれない。

この考え方は「暖かさ」を奪い還すという訳でもなく また攪拌でもないので 窓下設置による本検討例より さらに吹き出し速度を落して、むしろ流量を確保するという姿勢が望ましいよう。

4.4.3 熱的2次元対流空間の現出の意義.

温度分布の主成因を熱供給(放熱)形態にきめつけがちであるが. その責は. 窓の大小とその位置, 非暖房室の存在などの熱損失形態と半々と云った所が. 妥当で、放熱形態の機能は. むしろ熱の供給と冷気流防止の手段にあることを知る必要があろう。 例えば. 熱的居住性を支配する内子の1つと考えられる上下温度差を減少させる手段の1つに. 輻射暖房があるが. これとて小型模型で示した温度分布そのままに 実空間に於いて良環境になると云うものではない.

図2-4-2で示した様に. 床暖房している空間に接続している非暖房空間を開放すると. 上下温度差は助長され. 室の使用形態(例えば. 間欠暖房)、隣接空間との関係(全室暖房であるか否か)によって 熱的居住性は大きく変わり得るのである。 それ故. 放熱形態が果す温度分布改善の役割は. 主役としてではなく あくまで冷気流(還流)防止として副次的に果さなければならない性質のものと云うべきであろう。

上下温度差を少なくする改善策は. 床付近温度を上げることであると先に述べた。 そのためには 次の様な教科書的鉄則を生かす必要がある。 その鉄則とは. 例えば. 家屋の徹底断熱の他にも. (イ) 熱源は. 低位置で、冷壁直下に設置. (ロ) 熱源は分散させて. 発熱密度を小さく (ハ) 冷気流は 床付近に積層する前に処理. 等々の諸策となろうが. これらについては 前節の個々の検討で触れた結果の総集である、と云って良いだろう。

現在市販されている石油ストーブは. 出力が7~10×10³Kcal/h と云う様に、対象空間を8~12帖程としている割には. 過大容量であること また、その設置スペースが限定されたり, 排煙設備が必要とされることを除けば. ストーブ暖房の限界は. 冷壁直下設置が. 機能的に困難であることぐらいである。 これとて. 全室暖房が行なわれている場合には.

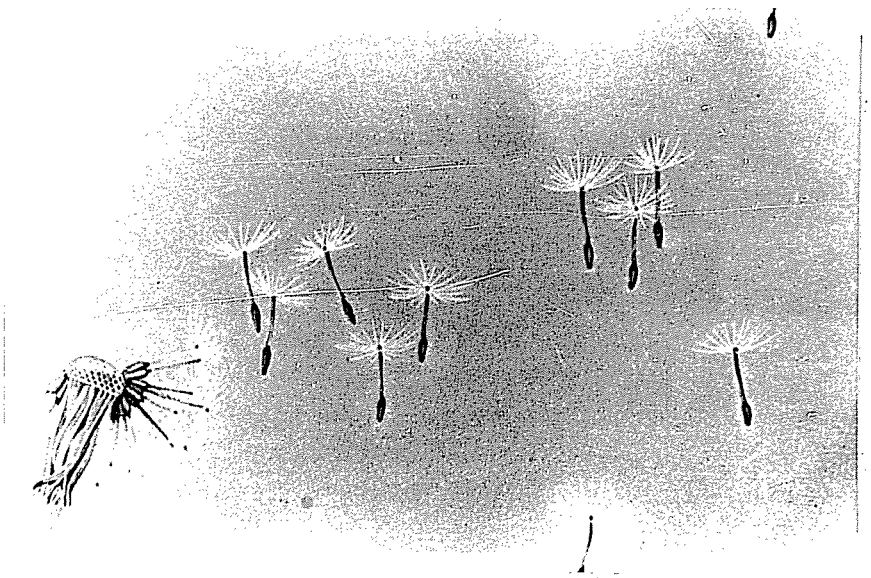
冷壁が限定される（熱的2次元対流に近くなる）ため　冷気流の処理はさ程問題ではない。　例えば　ラインファンによる暖房改善もその内の1つである。　熱的2次元対流空間の現出の意義は　先の例の様に　その空間の熱的に弱い部分へと注意が向けられる様になって　直截的な創意や工夫が生かされる様になってくることにある。　そして　それは　建物の断熱への努力と一対になっているものと考えなければならない性格のものと云えよう。

暖房が「古くて常に新しい問題」と考えられるのは　まさにこの点にある。　熱的居住性を良好ならしめるためには　部分・間欠暖房の習慣をやめて　全室・連続暖房に移行してゆかねばならないと繰返し述べてきたが　そのためには　経常費用は増加し　それに加え　放熱器を冷壁直下にすれば　その設備費用の他に　燃料費が若干上乗せになると云うことも分かっている。　それでもなお還流冷気流の防止は　当然であって　そのうえでの経常費の増加　増伸に対しては　一層の努力で応える他はない。

この段階で　熱的居住性の向上のための創意や工夫として　放熱の形態などが　多様化してゆくのは　冷気の処理に眼目がある限り　歓迎してゆかねばならないところであろう。　今までは　その様な見方が皆無に近かった。　そして　その形態の差異は　熱媒供給システムとしてのみ現われた差であり　その本来の目的と本質は　変らないと云うことを知るべきであろう。

1)	村上・場本	放熱器暖房の室温や気流の分布に関する相似性	建築学会論文集		S33.
2)	堀江・絵内・前川	室内熱対流の解析について　その2	全上	道支	S46
3)	篠原・絵内	実大模型による上下温度差の検討と改善の方策	全上		S51
5)	絵内・荒谷	独立住宅の間欠暖房と夜間暖房について	全上	大会	S51
6)	大野・絵内	実家屋の温度実測結果	全上	道支	S51
7)	荒谷・絵内・他	試験住宅の計画と熱環境測定結果	全上		S52
8)	大野・絵内・他	居室内に於ける上下温度分布の検討と改善の方策	全上		S51

第5章　室内の熱対流の実測と数値解析



微風にのって

平山和子著「たんぽぽ」ケヤキのとも 1977-4
福音館

第5章. 室内の熱対流の実測と数値解析

5.1 概説 276

5.1.1 本章の概要 276

5.1.2 室内の熱対流解析に期待されるもの. 276

5.2 熱対流解析法について 278

5.2.1 基本式 280

5.2.2 差分法による近似解法. 287.

1 空間の分割. 289

2 境界条件問題. 297

3 収束方法と収束問題. 301

5.3 室内の熱対流の実測. 312

5.3.1 拡散係数と模型縮尺の関係. 313

1 相似則と近似相似則 313

2 近似相似則の検証 316

5.3.2 壁近傍の流れ 325

1 境界層外縁速度と境界層厚について 325

2 速度の極大値とその層厚の積の推定 327.

5.3.3 温度分布. 気流分布と乱れの性状. 331

1 浮遊体について 331

2 TPを使用した暖房室内気流の測定例. 339

3. 乱れの性状把握のための基礎検討. 345

4 実大模型室の温度分布. 痕跡記録について. 361

5 温度変動の様子. 366

6 温度変動にもとづいた渦寸法. 373

7. 拡散係数 385

5.4　熱対流解析への適用　394
5.4.1　乱流モデル（再現計算）　395
1　一様乱流モデル　395
2　2層乱流モデル　402
3　局所一様モデル　407
5.4.2　熱対流解析の適用結果より　422
1　適用モデルについて　422
2　分割格子について．　424
3　収束問題について　425
4．熱対流に於ける2次元，3次元問題について　427

5.1 概説

5.1.1 本章の概要

本章では 拡散係数代入法による熱対流の数値解法を目的として、最初に ①差分法による近似解法の提案を行なっている。 次いで、それに用いる諸数値を得るべく小型模型や実大模型にて行なった基礎実験について整理している。 そこでは、②拡散係数と模型縮尺の関係、壁近傍最大流速とその層厚の関係、さらにタンポポ冠毛片を用いた視覚測法による熱対流緩速気流の測定の是非、温度変動にもとずいた乱れ規模などの推定法などについて検討を加えている。

次に再現計算を ③一様乱流、2層乱流、局所一様乱流モデルについて行い、実測結果との対応について言及している。

最後に、④室内の熱対流を数値解析することからでてきた諸々の問題点について検討している。

5.1.2 室内の熱対流解析に期待されるもの

室内の熱対流解析に期待されるのは、逐次積分法をはじめとする室温変動解析手法が確立されて、その後の建築の温熱環境計画に多大な影響を与えた様に、熱対流も数値解析による処理が可能になった場合、居住室内の気候調整やあるいはその計画への積極的な寄与が可能となるということであろう。 そして その際の副次的効用としては、壁の室内側表面の対流や輻射熱伝達率が明らかになることもあげることができる。

しかし、現状はいまだ差分方程式のスキームの提案や収束に関連した諸問題の提示、再現計算と実際との対応、といった所に、解析対象の主眼がおかれ、温熱環境計画、気候調整など応用解析に向けた積極的な取り組みには至ってはいない。

その理由は 対象空間の分割の仕方1つとっても．この手法ならばこれと云う見解が．いまだ見い出せない様な状態にあり 再現計算との対応もいま1歩と云う域を出ない状態にあるからである。 また 建築の分野での室内気流分布の解析は 等温吹出循環境の例が多く．非等温空間の解析は数える程と云って良い。 居住室の熱対流の数値解析に限定すれば 我国では 寺井（京大），土屋博士（建研）の報告があるにとどまると云うのが現状である。

しからば「最も簡便な拡散係数代入法にて室内の熱対流を解析しよう」としても その係数値を代入するのが存外に難しいのである。 この理由は 熱対流空間の大部分が．緩速気流によって占められているため．乱流の性状も拡散係数値についても良く分かってはいないからである。

この様な状況にあって 室内の熱対流に期待されるのは．性急な応用問題への取組と云うことよりも．まず．①緩速気流場の乱流測定への取組，実空間に於ける乱流性状の把握，と ②その結果を踏えた再現計算と．実空間との対応を見ると云う地道に1歩を進めると云う姿勢であろう。
そして それが「温度環境の改善」にも通じる道程であろうと思われる。

5。2 熱対流解析法について、

室内の気流性状に関する研究も数値解析による報告が、なされる様になってきた。その多くは、等温空間での数値解析手法及びその適用結果についてであると云って良い。その手法を大別すれば、ミクロ的立場とマクロ的立場のものがあり、マクロ的立場ではさらに乱流エネルギー法と拡散係数代入法[1]とに類別して考えることができる。

室内の熱対流解析に於いて、ミクロ的立場に立てば、その現象が一般に乱流と考えられるために、例えば、流れの主循環面のみに熱損失があるという様な想定の、擬2次元流れを対象にしていたとしても、その卓越面に直交する方向の変動成分を考慮せざるを得ず、厳密には3次元流れで解析しなければならないであろう。現時点で、電算機の容量、処理能力さらに費用（これが、最大のneck要因の場合もあろう）の面を鑑みるならば、前述した様に、ミクロ的立場は尚早であり、マクロ的立場も1つの方向である様に思われる。

当面の解析対象として、擬2次元場を考え、拡散係数値を一様とみなし得るある領域を押えた上で、実測手段によって得られた拡散係数を用いようとするならば、ある意味では、層流2次元で処理し得たと同じ手法・手順にて、解析が可能となる利便さが生じることにもなる。

例えば、ここに提示する方法は、S-D法[1]、2方程式モデル法[2]の様な精緻さには欠けるが、気流性状の概略的な情報等の入手は可能である。また、図5-2-1にも示す様に演算回数は少なくて済み、次に述べる特徴がある。

① 拡散係数代入法で、拡散係数は、Prandtlの考え方に準拠して[15]、解析点での平均渦度の絶対値と、乱れ規模の方から推定したものを用いるとしている。

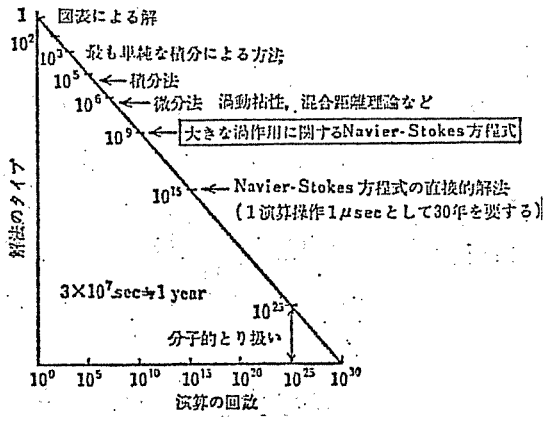


図5-2-1 種々の乱流計算法と演算の回数

注) 数理科学NO157 日野

表5-2-1 記号および単位 (特に断りが無い場合)

記号	変数名	単位	記号	変数名	単位
x, y, z	距離	m	Ω	渦度	1/h
u, v, w	x, y, z 方向速度	m/h	t	時間	h
ρ	密度	kg/m³	C	比熱	Kcal/kg°C
P	圧力	(kg/m²)·(m/h²)	λ	熱伝導率	Kcal/m h°C
ν	動粘性係数(μ/ρ)	m²/h	l	材厚	m
g	重力	m/h²	α_0	熱伝達率	Kcal/m²h°C
T_0	環境基準温度	°K	Rψ	Relaxation Parameter	——
T	温度(絶対)	°K	δ	流向係数	——
a	温度伝導率	m²/h	(n)	計算ステップ	
K_T	渦動粘性(拡散)係数	m²/h	Δt	分割時間	h
Pr	プラントル数(ν/a)	——	Δx, Δy	分割距離	m
ψ	流れ関数	m²/h	(i, j)	空間位置	

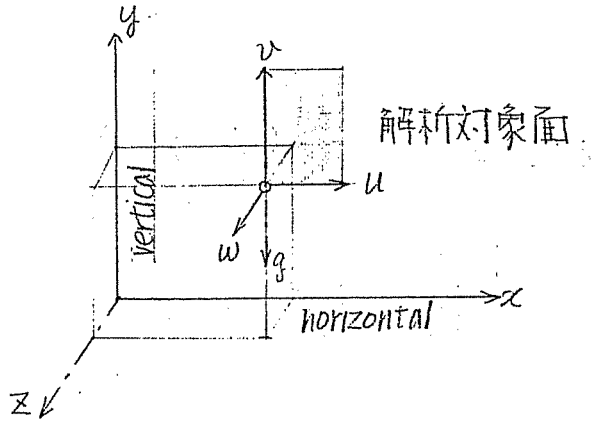


図5-2-2 解析対象面と速度ベクトル.

② 解析対象空間を構成する分割格子間距離は、乱れの規模に応じて演算開始前に設定する。

③ 渦度方程式に 独自の差分化を施し、BAND MATRIX を利用した連立解法を用いている。 その結果、渦度場に基づいた流線関数は未収束のまま、次のステップへ計算を解除するという様なことを心配する必要はない。

④ 渦度輸送方程式、エネルギー式については、上流差分を取り入れ、(3-2-17式の換気項の考え方)、Dufort-Frankel 型の差分法(leap flog 法)を採用している。

5.2.1 基本式

熱対流の基本式は 連続の式、運動方程式に、エネルギー式が加わって成立する。 一般には Boussinesq の近似を用いることで、状態方程式は省略される。

質量保存則によって 連続の式が成立する。

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \qquad 5\text{-}2\text{-}1$$

運動量保存則により 運動方程式(Navier-Stokes 式)が成立する。

$$\left.\begin{aligned}
\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)&=-\frac{dP}{dx}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)+\rho X\\
\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)&=-\frac{dP}{dy}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)+\rho Y\\
\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)&=-\frac{dP}{dz}+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)+\rho Z
\end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}2$$

エネルギー保存則より、エネルギー式は次の様になる。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} + w\frac{\partial T}{\partial z} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right). \qquad 5-2-$$

5-2-2式は水力で、重力の加速度を考えた場合、$X=0$, $Y=-g$, $Z=0$ となる。今、静水力学的均衡にある1つの関係が成立する p_0, を考え (Turner Buoyancy Effects in fluids)、

$$\frac{dp_0}{dy} = -\rho_0 \cdot g.$$

$$p = p_0 + p' \quad , \quad \rho = \rho_0 + \rho'$$

として y 方向成分を偏差項 p', ρ' で表現すると、次の様になる。

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = -\left(\frac{dp_0}{dy} + \frac{dp'}{dy}\right) + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) - (\rho_0 + \rho')\cdot g$$

$$= -\frac{dp'}{dy} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) - \rho' \cdot g.$$

次に、$\rho_0 \gg \rho'$ の条件で両辺を除すると、

$$\left(1 + \frac{\rho'}{\rho_0}\right)\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = -\frac{1}{\rho_0}\frac{dp'}{dy} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) - \frac{\rho'}{\rho_0}\cdot g.$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{dp'}{dy} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) - \frac{\rho - \rho_0}{\rho_0}\cdot g.$$

と整理される。これに $\rho_0 \cdot T_0 = \rho \cdot T$ の条件を入れると、

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{dp'}{dy} + \nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) + \frac{T - T_0}{T}\cdot g.$$

となる。 今、右辺第1項(圧力項)、第2項(拡散項)にて、$\rho \fallingdotseq \rho_0$、第3項(浮力項)の分母を$T \fallingdotseq T_0$、偏差項$P'$を改めて$P$として整理すると、$x$方向成分、$y$方向成分、$z$方向成分は次の様になる。

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dx}+\nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)\\
&\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dy}+\nu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)+\frac{T-T_0}{T_0}\cdot g\\
&\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{dP}{dz}+\nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)
\end{aligned}\right\}\ 5\text{-}2\text{-}4$$

上式から、連続の式を利用し、圧力項を消去すると渦度輸送方程式が得られる。 次のξ, η, Ωを、x軸, y軸, z軸まわりの渦度にすると、

$$\overset{x}{\xi}=\frac{\partial w}{\partial y}-\frac{\partial v}{\partial z} \qquad \overset{y}{\eta}=\frac{\partial u}{\partial z}-\frac{\partial w}{\partial x} \quad , \overset{z}{\Omega}=\frac{\partial v}{\partial x}-\frac{\partial u}{\partial y} \qquad 5\text{-}2\text{-}5$$

$$\frac{\partial}{\partial x}\cdot\frac{\partial v}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)-\frac{\partial}{\partial y}\cdot\frac{\partial u}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}\left(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=$$

$$-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial}{\partial x}\cdot\frac{dP}{dy}+\nu\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)+\frac{g}{T_0}\cdot\frac{\partial T}{\partial x}+\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial y}\cdot\frac{dP}{dx}-\nu\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)$$

$$\frac{\partial \Omega}{\partial t}+u\frac{\partial \Omega}{\partial x}+v\frac{\partial \Omega}{\partial y}+w\frac{\partial \Omega}{\partial z}-\Omega\cdot\frac{\partial w}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\cdot\frac{\partial v}{\partial z}-\frac{\partial w}{\partial y}\cdot\frac{\partial u}{\partial z}=\nu\left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2}\right)+\frac{g}{T_0}\cdot\frac{\partial T}{\partial x}$$

$$-\frac{\partial w}{\partial x}\cdot\frac{\partial v}{\partial z}-\frac{\partial w}{\partial y}\cdot\frac{\partial u}{\partial z}=\frac{\partial w}{\partial x}\cdot\frac{\partial v}{\partial z}-\frac{\partial w}{\partial x}\cdot\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial x}\cdot\frac{\partial w}{\partial y}-\frac{\partial w}{\partial y}\cdot\frac{\partial u}{\partial z}=-\xi\frac{\partial w}{\partial x}-\eta\frac{\partial w}{\partial y}$$

$$\frac{\partial \Omega}{\partial t}+u\frac{\partial \Omega}{\partial x}+v\frac{\partial \Omega}{\partial y}+w\frac{\partial \Omega}{\partial z}=\xi\frac{\partial w}{\partial x}+\eta\frac{\partial w}{\partial y}+\Omega\frac{\partial w}{\partial z}+\nu\left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \Omega}{\partial z^2}\right)+\frac{g}{T_0}\cdot\frac{\partial T}{\partial x}$$

5-2-6

同様の操作をdP/dz, dP/dxについて行うと次式の様に渦度輸送方程式が得られる。

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} + u\frac{\partial \xi}{\partial x} + v\frac{\partial \xi}{\partial y} + w\frac{\partial \xi}{\partial z} = \xi\cdot\frac{\partial u}{\partial x} + \eta\frac{\partial u}{\partial y} + \Omega\frac{\partial u}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial z^2}\right) \qquad 5\text{-}2\text{-}7$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} + u\frac{\partial \eta}{\partial x} + v\frac{\partial \eta}{\partial y} + w\frac{\partial \eta}{\partial z} = \xi\frac{\partial v}{\partial x} + \eta\frac{\partial v}{\partial y} + \Omega\frac{\partial v}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial z^2}\right) \qquad 5\text{-}2\text{-}8$$

以上の連続の式、渦度輸送方程式、エネルギー式を乱流場に適用するにあたっては、速度、渦度、温度それぞれの諸量が次に示す様に時間平均値（$\overline{\ }$）と変動成分（$'$）の和として表わされるものとする。

$$\left.\begin{aligned} &u = \overline{u} + u' \quad , v = \overline{v} + v' \quad , \quad w = \overline{w} + w' \\ &\xi = \overline{\xi} + \xi' \quad , \eta = \overline{\eta} + \eta' \quad , \quad \Omega = \overline{\Omega} + \Omega' \\ &T = \overline{T} + T' \qquad (\text{圧力項については } p = \overline{p} + p') \end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}9$$

時間平均値、変動分、時間平均値×変動分、（変動分）^{2}については一般的に云って統計的に意味のある時間平均では次の様な性質があるから、

$$\left.\begin{aligned} &\frac{1}{\Delta\tau}\int_{-\frac{1}{2}\Delta\tau}^{\frac{1}{2}\Delta\tau} \overline{u}\cdot dt = \overline{u} \neq 0 \quad , \qquad \frac{1}{\Delta\tau}\int_{-\frac{1}{2}\Delta\tau}^{\frac{1}{2}\Delta\tau} u'\,dt = 0 \\ &\frac{1}{\Delta\tau}\int_{-\frac{1}{2}\Delta\tau}^{\frac{1}{2}\Delta\tau} \overline{u}\cdot u'\,dt = 0 \quad , \qquad \frac{1}{\Delta\tau}\int_{-\frac{1}{2}\Delta\tau}^{\frac{1}{2}\Delta\tau} u'^2\cdot dt = \overline{u\cdot u'} \neq 0 \end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}10$$

代入して、統計的に意味のある時間平均操作を施すと、時間平均値，時間平均値相互の積，変動成分相互の積（変動分の2乗平均値）が．残って整理されることになる。

連続の式の場合

$$\frac{\partial \overline{u}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w}}{\partial z} = 0 \qquad \left(\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0\right) \qquad 5\text{-}2\text{-}11$$

$$u\frac{\partial\Omega}{\partial x}+v\frac{\partial\Omega}{\partial y}+w\frac{\partial\Omega}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}u\Omega+\frac{\partial}{\partial y}v\Omega+\frac{\partial}{\partial z}w\Omega-\Omega\cdot\left\{\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right\}$$ 5-2-12

$$\xi\frac{\partial w}{\partial x}+\eta\frac{\partial w}{\partial y}+\Omega\cdot\frac{\partial w}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\xi w+\frac{\partial}{\partial y}\eta w+\frac{\partial}{\partial z}\Omega\cdot w-w\cdot\left\{\frac{\partial\xi}{\partial x}+\frac{\partial\eta}{\partial y}+\frac{\partial\Omega}{\partial z}\right\}$$

$$\frac{\partial\xi}{\partial x}+\frac{\partial\eta}{\partial y}+\frac{\partial\Omega}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left\{\frac{\partial w}{\partial y}-\frac{\partial v}{\partial z}\right\}+\frac{\partial}{\partial y}\left\{\frac{\partial u}{\partial z}-\frac{\partial w}{\partial x}\right\}+\frac{\partial}{\partial z}\left\{\frac{\partial v}{\partial x}-\frac{\partial u}{\partial y}\right\}=0$$ 5-2-13

渦度輸送方程式の場合、

z $$\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{u\Omega'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{v\Omega'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{w\Omega'}=$$

$$\overline{\xi}\frac{\partial\overline{w}}{\partial x}+\overline{\eta}\frac{\partial\overline{w}}{\partial y}+\overline{\Omega}\frac{\partial\overline{w}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{\xi'w'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{\eta'w'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{\Omega'w'}+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{\Omega}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{\Omega}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{\Omega}}{\partial z^2}\right)+\frac{g}{T_0}\cdot\frac{\partial\overline{T}}{\partial x}$$ 5-2-14

x $$\frac{\partial\overline{\xi}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial\overline{\xi}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial\overline{\xi}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial\overline{\xi}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{u\xi'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{v\xi'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{w\xi'}=$$

$$\overline{\xi}\frac{\partial\overline{u}}{\partial x}+\overline{\eta}\frac{\partial\overline{u}}{\partial y}+\overline{\Omega}\frac{\partial\overline{u}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{\xi'u'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{\eta u'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{\Omega u'}+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{\xi}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{\xi}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{\xi}}{\partial z^2}\right)$$ 5-2-15

y $$\frac{\partial\overline{\eta}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial\overline{\eta}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial\overline{\eta}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial\overline{\eta}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{u\eta'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{v\eta'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{w\eta'}=$$

$$\overline{\xi}\frac{\partial\overline{v}}{\partial x}+\overline{\eta}\frac{\partial\overline{v}}{\partial y}+\overline{\Omega}\frac{\partial\overline{v}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{\xi v'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{\eta v'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{\Omega v'}+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{\eta}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{\eta}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{\eta}}{\partial z^2}\right).$$ 5-2-16

左辺の5項目へ7項目，右辺の1項目へ3項目は、運動方程式の移流成分より生じたものであって、運動方程式での言葉を借用すれば Reynold's stress に相当するものであって、渦度の拡散増分を表わす。

エネルギー式の場合、

$$\frac{\partial\overline{T}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial\overline{T}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial\overline{T}}{\partial y}+\overline{w}\frac{\partial\overline{T}}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\overline{u'T'}+\frac{\partial}{\partial y}\overline{v'T'}+\frac{\partial}{\partial z}\overline{w'T'}=a\left(\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial z^2}\right).$$

5-2-17

先にも触れた様に、流れの主流環面のみに熱損失がある場合を考え擬2次元流れを想定すると、連続の式、温度輸送方程式、エネルギー式は次の様になる。

$$\left.\begin{aligned} &\overline{W}=0\,,\quad \overline{\xi}=0\,,\quad \overline{\eta}=0 \\ &\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial\xi}=0\quad \frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial z^2}=0\,,\quad \frac{\partial\overline{u}}{\partial\xi}=0\,,\quad \frac{\partial\overline{v}}{\partial\xi}=0 \end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}18$$

連続の式：

$$\frac{\partial\overline{u}}{\partial x}+\frac{\partial\overline{v}}{\partial y}=0 \qquad 5\text{-}2\text{-}19$$

温度輸送方程式：

$$\left.\begin{aligned} z\quad & \frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial\overline{\Omega}}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\xi w}-\overline{u\Omega})+\frac{\partial}{\partial y}(\overline{\eta w}-\overline{v\Omega})+\nu\left(\frac{\partial^2\overline{\Omega}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{\Omega}}{\partial y^2}\right)+\frac{g}{T_0}\frac{\partial\overline{T}}{\partial x} \\ x\quad & \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\eta u}-\overline{v\xi})+\frac{\partial}{\partial z}(\overline{\Omega u}-\overline{w\xi})=0 \\ y\quad & \frac{\partial}{\partial z}(\overline{\Omega v}-\overline{w\eta})+\frac{\partial}{\partial x}(\overline{\xi v}-\overline{u\eta})=0. \end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}20$$

エネルギー式：

$$\frac{\partial\overline{T}}{\partial t}+\overline{u}\frac{\partial\overline{T}}{\partial x}+\overline{v}\frac{\partial\overline{T}}{\partial y}=-\frac{\partial}{\partial x}\overline{u'T'}-\frac{\partial}{\partial y}\overline{v'T'}-\frac{\partial}{\partial z}\overline{w'T'}+a\left(\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\overline{T}}{\partial y^2}\right). \qquad 5\text{-}2\text{-}21$$

温度輸送方程式、エネルギー式には、卓越流向面に対する法線方向成分の変動による2乗平均量は残ることになる。乱流場に於いて厳密な意味では、3次元流れで解析しなければならないというのは明らかであるが、ここでは擬2次元流れを考える。それを前提とすれば、x軸、y軸まわりの温度の輸送方程式のz方向の拡散増分量は一定として良い。

$$\overline{\Omega'u'}-\overline{w'\xi'}\neq 0\,,\quad \frac{\partial}{\partial z}(\overline{\Omega'u'}-\overline{w'\xi'})=0$$

$\overline{\Omega' v'} - \overline{w\eta'} \neq 0$,　$\frac{\partial}{\partial z}(\overline{\Omega v'} - \overline{w\eta'}) = 0$

また、x軸まわりの渦度変動とy方向の速度変動の積の時間平均値、y軸まわりの渦度変動とx方向の速度変動の積の時間平均値が等しいと仮定できれば、渦度輸送方程式は、z軸まわりの渦度輸送方程式に整理される。

$$\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial t} + \bar{u}\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x} + \bar{v}\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(\overline{\xi' w'} - \bar{u}\bar{\Omega}') + \frac{\partial}{\partial y}(\overline{\eta' w'} - \bar{v}\bar{\Omega}') + \nu\left(\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x^2} + \frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial y^2}\right) + \frac{g}{T_0}\frac{\partial T}{\partial x} \qquad 5\text{-}2\text{-}22$$

右辺の第1　2項目は乱流による渦度拡散の増分と考えて、

$$\left.\begin{aligned} (\overline{\xi' w'} - \bar{u}\bar{\Omega}') &= K_{Tx}\cdot\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x} \\ (\overline{\eta' w'} - \bar{v}\bar{\Omega}') &= K_{Ty}\cdot\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial y} \end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}23$$

拡散係数 K_{Tx}, K_{Ty} を用いて整理を行うと、次の様になる。

$$\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial t} + \bar{u}\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x} + \bar{v}\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(K_{Tx}+\nu)\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}(K_{Ty}+\nu)\frac{\partial \bar{\Omega}}{\partial y} - \frac{g}{T_0}\frac{\partial T}{\partial x} \qquad 5\text{-}2\text{-}24$$

エネルギー式の場合、$\partial \overline{w'T'}/\partial z$ が残るため直接的な拡散係数を用いての表現は難しい。　渦度を温度にアナロジィし、さらに乱流状態では、層流状態（$Pr = \nu/a = 0.7$）に比べると、分子的性質よりは、渦動拡散の方が卓越するとすると、エネルギー式も次の様に整理される。

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(K_{Tx}+a)\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y}(K_{Ty}+a)\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \qquad 5\text{-}2\text{-}25$$

速度、流れ関数、渦度の間には、次の関係が成立する。

$$\begin{cases} u = -\dfrac{\partial \psi}{\partial y} & 5\text{-}2\text{-}26 \\ v = \dfrac{\partial \psi}{\partial x} & 5\text{-}2\text{-}27 \end{cases}$$

$$\Omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} = \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}\right) \qquad 5\text{-}2\text{-}28$$

実験的にあるいは経験的に K_{Tx}, K_{Ty} を代入し、5-2-24, 25, 28 を解くとするのが 拡散係数代入法の手法である。

この場合、Ψ, Ω, T の3未知量を決定できれば、目的とする室内の熱対流の数値解析は 解かれたことになる。 解式の数は乱流エネルギー法よりは少ないと考えられる。

5.2.2 差分法による近似解法.

熱対流を解析する場合 前節で述べた連立偏微分方程式を連立差分方程式へ変換して処理するのが一般的である。

そして、偏微分方程式の差分近似には 1次・2次 ～ n次次精度の差分近似があるが、数値解析に用うるには、より高次の差分近似が良いとされている。

1次差分. $$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i = (f_i - f_{i-1})/h \quad + O(h)$$

2次差分. $$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i = (f_{i+1} - f_{i-1})/h \quad + O(h^2)$$

4次差分 $$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i = \left\{\frac{2}{3}(f_{i+1} - f_{i-1}) - \frac{1}{12}(f_{i+2} - f_{i-2})\right\}/h \quad + O(h^4)$$

一様空間であれば、ほとんど問題にならないこの「空間領域と差分近似の

関係」は 乱流空間の場合、尋常一様という訳にはゆかない。 先の1次2次、4次精度の場合を例にとれば、分割距離が同じ場合、高次の差分になる程 差分近似空間の分担領域は、拡大するということになる。

この点について先の関数fを、拡散項に適用させて考えてみると、

$$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i = \frac{\partial}{\partial x}\left(K_{Tx}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_i$$

拡散係数は 空間の関数として表わされる。 今、空間の分担領域が 渦の大きさや混合距離によって規定されるとして、同じく場所の関数として、見た場合、$\partial x \sim h$の程度で仮りに許容されるとしたKTxの一様性が、4次精度の分担領域$4h$まで許容されるかどうかという問題が生じてくる。

次節の実験結果によれば、「室の中央域の乱流場に於いて 2点間の乱れの相互相関の希薄になるのは、室規模の1/10を越えた領域であろう」との見通しを得た。 これに従えば、4次精度の分割領域で、数値解析を行う場合、先の要件で規定される空間規模の1/4をもって その分割距離としなければならないとも考えられる。

今、先の仮定のもとで、空間規模の1/4をもって差分式を組み立てる場合、下式の様に$(i+2)\cdot h/4-(i-2)h/4 \fallingdotseq h$として、

$$\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_i = \frac{2}{3}\left\{\left(K_{Tx}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i+1}-\left(K_{Tx}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i-1}\right\}/h/4 - \frac{1}{12}\left\{\left(K_{Tx}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i+2}-\left(K_{Tx}\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{i-2}\right\}/h/4.$$

拡散係数を代入して計算を進めることになるが、相当難儀な作業になるであろう。 従って 当面の熱対流の数値解析に於いて時間差分や層流時の空間差分は 別にしても、乱流状態にある空間の差分は、4次精度まで高次にする必然性は ないと考えて良い様に思われる。

それ故、本章の数値解析に於いては、1次あるいは2次精度の差分を使用している。

次に、偏微分方程式を差分方程式に変換したものを示す。変換の操作に際しては、分割は、異方でも正方でも本質的な差はないので、異方分割の場合について紹介する。

1。 空間の分割

— 格子分割の場合。

図5-2-3に示した格子分割を例にとると、渦度方程式、渦度輸送方程式、温度輸送方程式(エネルギー式)は次の様になる。

渦度方程式:

$$\Omega_{ij}=\frac{\frac{\Psi_{i+1j}-\Psi_{ij}}{\Delta x_i}-\frac{\Psi_{ij}-\Psi_{i-1j}}{\Delta x_{i-1}}}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}+\frac{\frac{\Psi_{ij-1}-\Psi_{ij}}{\Delta y_{j-1}}-\frac{\Psi_{ij}-\Psi_{ij+1}}{\Delta y_j}}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)} \qquad 5-2-29$$

渦度輸送方程式:

$$-\frac{(\Psi_{ij-1}-\Psi_{ij+1})(\Omega_{i+1j}-\Omega_{i-1j})}{(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}+\frac{(\Psi_{i+1j}-\Psi_{i-1j})(\Omega_{ij-1}-\Omega_{ij+1})}{(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)}$$

$$=\frac{\frac{K_{Tx_{ij}}(\Omega_{i+1j}-\Omega_{ij})}{\Delta x_i}-\frac{K_{Tx_{i-1j}}(\Omega_{ij}-\Omega_{i-1j})}{\Delta x_{i-1}}}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}+\frac{\frac{K_{Ty_{ij-1}}(\Omega_{ij-1}-\Omega_{ij})}{\Delta y_{j-1}}-\frac{K_{Ty_{ij}}(\Omega_{ij}-\Omega_{ij+1})}{\Delta y_j}}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)}$$

$$+\left(\frac{g}{T_0}\right)\frac{(T_{i+1j}-T_{i-1j})}{(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})} \qquad 5-2-30$$

温度輸送方程式(エネルギー式)

$$-\frac{(\Psi_{ij-1}-\Psi_{ij+1})(T_{i+1j}-T_{i-1j})}{(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}+\frac{(\Psi_{i+1j}-\Psi_{i-1j})(T_{ij-1}-T_{ij+1})}{(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)}$$

$$=\frac{\frac{K_{Tx_{ij}}(T_{i+1j}-T_{ij})}{\Delta x_i}-\frac{K_{Tx_{i-1j}}(T_{ij}-T_{i-1j})}{\Delta x_{i-1}}}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}+\frac{\frac{K_{Ty_{ij-1}}(T_{ij-1}-T_{ij})}{\Delta y_{j-1}}-\frac{K_{Ty_{ij}}(T_{ij}-T_{ij+1})}{\Delta y_j}}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)} \qquad 5-2-31$$

渦度方程式より 流れ関係Ψ_{ij}，渦度輸送方程式から、渦度Ω_{ij}，温度輸送方程式から、温度T_{ij}を得ることができる様に、5-2-29～31式を整理して 差分方程式(群)を解くと云う手順になる。

正方分割の場合は、5-2-29～31式中の分割距離は 全て等しい

$$\Delta x_i = \Delta x_{i-1} = \Delta y_{j-1} = \Delta y_j \equiv h.$$

として 整理すれば良い。

— 面分割方式の場合 —

空間を格子に組んで分割すると云う点では、面分割の場合も格子分割も差はない。 既に述べた様に格子分割では、流れ関数、渦度 温度ともに 格子点上の値として定義されたが 面分割の場合には、流れ関数だけが 格子点上で、その他は面分割内一様として定義[3]されることになる。

以上の利点は、先の図3-2-6，3-2-17式と図5-2-4とを対比させると一目瞭然となる。 先の非定常温度変動での室の熱平衡にアナロジィして考えると、①換気の項は移流成分に、②躯壁を通しての熱の流出入は拡散成分に、③室内発熱の項は浮力成分に相当するとして良いであろう。 この仮定が成立すれば 図5-2-4の小面分割領域は、図3-2-6に於ける平衡問題と全く同様に考えて解析を進めることができる。

面分割の場合、5-2-24，25，28式は 小面分割領域にわたって空間積分されて 差分方程式化されることになる。

$$-\int_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}^{\frac{1}{2}\Delta x_i}\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}} \Omega \cdot dx \cdot dy = \int_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}^{\frac{1}{2}\Delta x_i}\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}} \left(\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\psi}{\partial y^2}\right) dx \cdot dy.$$

左辺については、解析点(i,j)を構成する4小面分割のそれぞれの積の和の合計が 空間積分渦度になる。

$$\int_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}^{\frac{1}{2}\Delta x_i}\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}}\Omega dx\cdot dy=\frac{1}{4}\Omega_{ij}\cdot\Delta x_i\cdot\Delta y_j+\frac{1}{4}\Omega_{ij-1}\cdot\Delta x_i\cdot\Delta y_{j-1}$$

$$+\frac{1}{4}\Omega_{i-1j-1}\cdot\Delta x_{i-1}\cdot\Delta y_{j-1}+\frac{1}{4}\Omega_{i-1j}\Delta x_{i-1}\cdot\Delta y_j$$

右辺についても同様に空間積分を行うと

$$-\int_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}^{\frac{1}{2}\Delta x_i}\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}}\left(\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial y^2}\right)dx\cdot dy$$

$$\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y_j}\left\{\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{\frac{1}{2}\Delta x_i}-\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}\right\}dy+\int_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}^{\frac{1}{2}\Delta x_i}\left\{\left(\frac{\partial\psi}{\partial y}\right)_{\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}}-\left(\frac{\partial\psi}{\partial y}\right)_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}\right\}dx$$

となるので、次の様な操作をする。 $(\partial\psi/\partial x)_{\frac{1}{2}\Delta x_i}$ について見ると、

$$y=\Delta y_{j-1}\quad\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{\frac{1}{2}\Delta x_i}=\frac{(\psi_{i+1j-1}-\psi_{ij-1})}{\Delta x_i}$$

$$y=0\quad\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{\frac{1}{2}\Delta x_i}=\frac{(\psi_{i+1j}-\psi_{ij})}{\Delta x_i}$$

$$y=-\Delta y_j\quad\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{\frac{1}{2}\Delta x_i}=\frac{(\psi_{i+1j+1}-\psi_{ij+1})}{\Delta x_i}$$

となるので、

$$\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)=\frac{\Delta\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)}{\Delta y}\cdot y+\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{y=0}$$

なる仮定をして $0\leqq y\leqq\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}$, $-\frac{1}{2}\Delta y_j\leqq y\leqq 0$ に分けて積分し、

$$-\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y}\left(\frac{\partial\psi}{\partial x}\right)_{\frac{1}{2}\Delta x_i}\cdot dy=(3\cdot\psi_{i+1j}+\psi_{i+1j-1}-\psi_{ij-1}-3\psi_{ij})\frac{\Delta y_{j-1}}{8\cdot\Delta x_i}$$

$$+(3\psi_{i+1j}+\psi_{i+1j+1}-\psi_{ij+1}-3\psi_{ij})\frac{\Delta y_j}{8\cdot\Delta x_i}$$

この操作を全てについて施すと

$$\int_{-\frac{1}{2}\Delta x_{i-1}}^{\frac{1}{2}\Delta x_i}\int_{-\frac{1}{2}\Delta y_j}^{\frac{1}{2}\Delta y_{j-1}}\left(\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial y^2}\right)dx\cdot dy$$

$$=\left[\frac{\Delta y_{j-1}}{8\cdot\Delta x_i}(3\psi_{i+1j}+\psi_{i+1j-1}-\psi_{ij-1}-3\psi_{ij})+\right.$$

$$\frac{\Delta y_j}{8\Delta x_i}(3\psi_{i+1j}+\psi_{i+1j+1}-\psi_{ij+1}-3\psi_{ij})+$$

$$\frac{\Delta y_{j-1}}{8\cdot\Delta x_{i-1}}(3\psi_{i-1j}+\psi_{i-1j-1}-\psi_{ij-1}-3\psi_{ij})+$$

$$\frac{\Delta y_j}{8\Delta x_{i-1}}(3\psi_{i-1j}+\psi_{i-1j+1}-\psi_{ij+1}-3\psi_{ij})+$$

$$\frac{\Delta x_i}{8\Delta y_{j-1}}(3\psi_{ij-1}+\psi_{i+1,j-1}-\psi_{i+1j}-3\psi_{ij})+$$

$$\frac{\Delta x_{i-1}}{8\Delta y_{j-1}}(3\psi_{ij-1}+\psi_{i-1j-1}-\psi_{i-1j}-3\psi_{ij})+$$

$$\frac{\Delta x_i}{8\cdot\Delta y_j}(3\psi_{ij+1}+\psi_{i+1j+1}-\psi_{i+1j}-3\psi_{ij})+$$

$$\left.\frac{\Delta x_{i-1}}{8\cdot\Delta y_j}(3\psi_{ij+1}+\psi_{i-1j-1}-\psi_{i-1j}-3\psi_{ij})\right]$$

となる。これを、BAND MATRIX化の容易な様に整理を行うと、次の様になる。整式化は、流れ関数ψ_{ij}の係数として行うが、BAND MATRIXの場合、対称性を有する必要があるので、係数中に含まれる分割距離$(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)$あるいは$(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})$で除してはならない。これは緩和法（後述）ではなく、BAND MATRIXを利用して連立解法で解く場合の留意すべき点の1つである。

渡方程式

$$-\Psi_{i+1j}\cdot(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)\left\{\frac{3}{\Delta x_i}-\frac{\Delta x_i}{\Delta y_{j-1}\cdot\Delta y_j}\right\}$$

$$\pm\Psi_{ij-1}\cdot(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})\left\{\frac{3}{\Delta y_{j-1}}-\frac{\Delta y_{j-1}}{\Delta x_i\cdot\Delta x_{i-1}}\right\}$$

$$+\Psi_{i-1j}\cdot(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)\left\{\frac{3}{\Delta x_{i-1}}-\frac{\Delta x_{i-1}}{\Delta y_{j-1}\cdot\Delta y_j}\right\}$$

$$+\Psi_{ij+1}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})\left\{\frac{3}{\Delta y_j}-\frac{\Delta y_j}{\Delta x_i\cdot\Delta x_{i-1}}\right\}$$

$$\pm\Psi_{i+1j+1}\left(\frac{\Delta y_j}{\Delta x_i}+\frac{\Delta x_i}{\Delta y_j}\right)+\Psi_{i+1j-1}\cdot\left(\frac{\Delta y_{j-1}}{\Delta x_i}+\frac{\Delta x_i}{\Delta y_{j-1}}\right)$$

$$+\Psi_{i-1j-1}\cdot\left(\frac{\Delta y_{j-1}}{\Delta x_{i-1}}+\frac{\Delta x_{i-1}}{\Delta y_{j-1}}\right)+\Psi_{i-1j+1}\cdot\left(\frac{\Delta y_j}{\Delta x_{i-1}}+\frac{\Delta x_{i-1}}{\Delta y_j}\right)$$

$$-\Psi_{ij}\cdot 3(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})\left\{\frac{1}{\Delta x_i\cdot\Delta x_{i-1}}+\frac{1}{\Delta y_j\cdot\Delta y_{j-1}}\right\}$$

$$=[\Delta x_i\{\Omega_{ij}\Delta y_j+\Omega_{ij-1}\cdot\Delta y_{j-1}\}+\Delta x_{i-1}\{\Omega_{i+1j-1}\Delta y_{j-1}+\Omega_{i-1j}\cdot\Delta y_j\}] \qquad 5\text{-}2\text{-}32$$

渦度輸送方程式については、移流項を右辺に移行し、渦度方程式と兼に 空間積分を行う。

$$\int_y^{y+\Delta y_j}\int_x^{x+\Delta x_i}\left(\frac{\partial\Omega}{\partial t}\right)dx\,dy=-\int_y^{y+\Delta y_j}\int_x^{x+\Delta x_i}\left(\frac{\partial}{\partial x}u\Omega+\frac{\partial}{\partial y}v\Omega\right)dx\,dy$$

$$+\int_y^{y+\Delta y_j}\int_x^{x+\Delta x_i}\left\{\frac{\partial}{\partial x}\left(K_{Tx}\frac{\partial}{\partial x}\Omega\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(K_{Ty}\cdot\frac{\partial}{\partial y}\Omega\right)\right\}dx\cdot dy$$

$$+\int_y^{y+\Delta y_j}\int_x^{x+\Delta x_i}\left(\frac{g}{T_0}\right)\frac{\partial T}{\partial x}\,dx\cdot dy$$

右辺のオ1項目は.

$$= \int_{y}^{y+\Delta y_j} \int_{x}^{x+\Delta x_i} \left(\frac{\partial}{\partial x} U\Omega + \frac{\partial}{\partial y} V\Omega \right) dx \cdot dy$$

$$= \int_{y}^{y+\Delta y_j} \{ (U\Omega)_x - (U\Omega)_{x+\Delta x_i} \} \cdot dy + \int_{x}^{x+\Delta x_i} \{ (V\Omega)_y - (V\Omega)_{y+\Delta y_j} \} \cdot dx$$

となるが. U_x, $U_{x+\Delta x_i}$, V_y, $V_{y+\Delta y_j}$ の向きに応じて. δu, δv を次の様に定義(δu, δv は. -1, 0, 1 となる流れ方向係数)すると.

U_x , $U_{ij} > 0 \rightarrow \delta u_{ij} = 1$ $\quad$ U_x , $U_{ij} \leqq 0 \rightarrow \delta u_{ij} = 0$

$U_{x+\Delta x_i}$, $U_{i+j} \geqq 0 \rightarrow \delta u_{i+j} = 0$ $\quad$ $U_{x+\Delta x_i}$, $U_{i+j} < 0 \rightarrow \delta u_{i+j} = -1$

V_y , $V_{i,j+1} > 0 \rightarrow \delta v_{ij+1} = 1$ $\quad$ V_y , $V_{ij+1} \leqq 0 \rightarrow \delta v_{ij+1} = 0$

$V_{y+\Delta y_j}$, $V_{ij} \geqq 0 \rightarrow \delta v_{ij} = 0$ $\quad$ $V_{y+\Delta y_j}$, $V_{ij} < 0 \rightarrow \delta v_{ij} = -1$

先にも述べた様に 移流項は. 換気成分としての処理が可能になって

$$-\int_{y}^{y+\Delta y_j} \int_{x}^{x+\Delta x_i} \left(\frac{\partial}{\partial x} U\Omega + \frac{\partial}{\partial y} V\Omega \right) dx \cdot dy =$$

$$\Delta y_j \cdot [U_{ij} \delta u_{ij} (\Omega_{i+j} - \Omega_{ij}) + U_{i+j} \cdot \delta u_{i+j} (\Omega_{i+1,j} - \Omega_{ij})] +$$

$$\Delta x_i [V_{ij+1} \delta v_{ij+1} (\Omega_{ij+1} - \Omega_{ij}) + V_{ij} \cdot \delta v_{ij} (\Omega_{ij-1} - \Omega_{ij})] \qquad 5\text{-}2\text{-}33$$

上式の様に整理される。 形態は. 風上(上流)差分[4]と結果的には. 同じ様になるが. その主旨はあくまで図3-2-6あるいは3-2-17式に準じた室モデルとしての濃度(温度)の平衡にある。

右辺のオ2項目の拡散成分は.

$$\int_y^{y+\Delta y_j}\int_x^{x+\Delta x_i}\left\{\frac{\partial}{\partial x}\left(K_{Tx}\frac{\partial \Omega}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(K_{Ty}\frac{\partial \Omega}{\partial y}\right)\right\}dx\cdot dy$$

$$=\int_y^{y+\Delta y_j}\left\{\left(K_{Tx}\frac{\partial \Omega}{\partial x}\right)_{x+\Delta x_i}-\left(K_{Tx}\frac{\partial \Omega}{\partial x}\right)_x\right\}dy+\int_x^{x+\Delta x_i}\left\{\left(K_{Ty}\frac{\partial \Omega}{\partial y}\right)_{y+\Delta y_j}-\left(K_{Ty}\frac{\partial \Omega}{\partial y}\right)_y\right\}dx$$

$$=\Delta y_j\left[K_{Tx\,ij}\frac{(\Omega_{i+1\,j}-\Omega_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i)}-K_{Tx\,i+1\,j}\frac{(\Omega_{ij}-\Omega_{i-1\,j})}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}+\right.$$

$$\left.\Delta x_i\left[K_{Ty\,ij-1}\frac{(\Omega_{i\,j-1}-\Omega_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)}-K_{Ty\,ij}\frac{(\Omega_{ij}-\Omega_{i\,j+1})}{\frac{1}{2}(\Delta y_j+\Delta y_{j-1})}\right.\right. \qquad 5\text{-}2\text{-}34$$

と整理されるが. これは隔壁の渦度の通過特性が. K_{Tx}, K_{Ty} の場合の解析対象空間 (i,j) への渦度の流出入分と考えれば良い。

残ったオ3項目は. 温度差による渦度増分で. 温度ムラに空間積分

$$\int_y^{y+\Delta y_j}\int_x^{x+\Delta x_i}\left(\frac{g}{T_0}\right)\cdot\frac{\partial T}{\partial x}\cdot dx\cdot dy$$

$$=\int_y^{y+\Delta y_j}\left(\frac{g}{T_0}\right)\cdot\left(T_{x+\Delta x_i}-T_x\right)dy$$

$$=\Delta y_j\left[\left\{\frac{(T_{i+1\,j}-T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i)}\left(\frac{1}{2}\Delta x_i\right)+T_{ij}\right\}-\left\{\frac{(T_{ij}-T_{i-1\,j})}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}\cdot\left(-\frac{1}{2}\Delta x_i\right)+T_{ij}\right\}\right]$$

$$=\Delta y_j\left\{\frac{\Delta x_i\cdot T_{i+1\,j}+\Delta x_{i+1}T_{ij}}{(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i)}-\frac{\Delta x_{i-1}\cdot T_{ij}+\Delta x_i\cdot T_{i-1\,j}}{(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}\right\} \qquad 5\text{-}2\text{-}35$$

を施すと上式の様になる。

以上 右辺について、仮定として解析対象空間 (i,j) 内の渦度を一様として 空間積分を施した5-2-33, 34, 35式を整理すれば. 次の様になる。

$$\Delta y_j [U_{ij} \cdot \delta u_{ij} \cdot (\Omega_{i-1j} - \Omega_{ij}) + U_{i+1j} \cdot \delta u_{i+1j} \cdot (\Omega_{i+1j} - \Omega_{ij})]$$

$$+ \Delta x_i [V_{ij+1} \cdot \delta v_{ij+1} (\Omega_{ij+1} - \Omega_{ij}) + V_{ij} \cdot \delta v_{ij} \cdot (\Omega_{ij+1} - \Omega_{ij})]$$

$$\pm \Delta y_j [K_{Txij} \frac{(\Omega_{i+1j} - \Omega_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1} + \Delta x_i)} - K_{Tx i+1j} \frac{(\Omega_{ij} - \Omega_{i-1j})}{\frac{1}{2}(\Delta x_i + \Delta x_{i-1})}]$$

$$+ \Delta x_i [K_{Tyij-1} \frac{(\Omega_{ij-1} - \Omega_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1} + \Delta y_j)} - K_{Tyij} \frac{(\Omega_{ij} - \Omega_{ij+1})}{\frac{1}{2}(\Delta y_j + \Delta y_{j+1})}]$$

$$+ \Delta y_j \{ \frac{\Delta x_i \cdot T_{i+1j} + \Delta x_{i+1} \cdot T_{ij}}{(\Delta x_{i+1} + \Delta x_i)} - \frac{\Delta x_{i-1} \cdot T_{ij} + \Delta x_i \cdot T_{i-1j}}{(\Delta x_i + \Delta x_{i-1})} \}$$

$$= \Delta x_i \cdot \Delta y_j \frac{\Delta \Omega_{ij}}{\Delta t} \qquad 5\text{-}2\text{-}36$$

温度輸送の差分方程式は、左辺の第5項目を除き、渦度Ωを温度Tに置換すれば得られる。

$$\Delta y_j [U_{ij} \cdot \delta u_{ij} \cdot (T_{i-1j} - T_{ij}) + U_{i+1j} \cdot \delta u_{i+1j} (T_{i+1j} - T_{ij})]$$

$$+ \Delta x_i [V_{ij+1} \cdot \delta v_{ij+1} \cdot (T_{ij+1} - T_{ij}) + V_{ij} \cdot \delta v_{ij} \cdot (T_{ij-1} - T_{ij})]$$

$$+ \Delta y_j [K_{Txij} \frac{(T_{i+1j} - T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1} + \Delta x_i)} - K_{Tx i-1j} \frac{(T_{ij} - T_{i-1j})}{\frac{1}{2}(\Delta x_i + \Delta x_{i-1})}]$$

$$+ \Delta x_i [K_{Tyij-1} \frac{(T_{ij-1} - T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1} + \Delta y_j)} - K_{Tyij} \frac{(T_{ij} - T_{ij-1})}{\frac{1}{2}(\Delta y_j + \Delta y_{j+1})}]$$

$$= \Delta x_i \cdot \Delta y_j \frac{\Delta T_{ij}}{\Delta t} \qquad 5\text{-}2\text{-}37$$

以上が、面分割の場合の差分方程式である。 5-2-36, 37式については、Δx_i, Δy_j で両辺を除して整理してもかまわない。

2。境界条件問題

流れ関数、渦度、温度（又は熱流）の順に、壁面上あるいは開口部に於ける境界条件について述べる。

A). 流れ関数の境界条件について

今、対象とする系が閉じていれば.（換気または暖冷房の為の流出入口がない場合）壁表面で、任意の値を与えても良いが、一般には、零を境界条件とする。

$$\begin{cases} u = -\dfrac{\partial \psi}{\partial y}, & v = \dfrac{\partial \psi}{\partial x} \\ u, v = 0 \end{cases}$$

$$\psi_m = 0 \quad or \quad const \qquad 5\text{-}2\text{-}38$$

もし、同壁面上に換気口があれば、起点 y_j での流れ関数 $\psi(y_j)$ に $-U_j \cdot \Delta y_j$ を順次加えてゆけば良い。

垂直壁で

$$\int_{y=y_j-\Delta y_j}^{y=y_j} u\,dy = -\psi_{y_j} + \psi_{y_j-\Delta y_j} \qquad 5\text{-}2\text{-}39.$$

$$\int_{y=y_j}^{y=y_j+\Delta y_{j-1}} u \cdot dy = -\psi_{y_j+\Delta y_{j-1}} + \psi_{y_j}$$

水平壁で

$$-\int_{x=x_i}^{x+\Delta x_i} v \cdot dx = \psi_{x+\Delta x_i} - \psi_x \qquad 5\text{-}2\text{-}40$$

の操作の繰返しとなるが、一巡して起点での与条件の値 $\psi(y_j)$ に一致しない場合には、その途中での積和操作等に不都合があるので、起点から順次検算の必要がある。

B). 渦度の境界条件

渦度の境界条件の設定は、面分割・格子分割で異なってくるので注意せねばならない。格子分割の場合は、解析点を含む面の上にある法線方向成分（XまたはYのいずれか一方の成分）nを考慮すれば良い。

$$\Omega = \left(\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\psi}{\partial y^2}\right)$$

$$\Omega_0 = \frac{\partial^2\psi}{\partial n^2}$$

壁面上では、流速が零のため（non-slip 条件）、この条件に合わせるためには、n^+の鏡像位置n^-に$\psi(n^+)$と等しい$\psi(n^-)$を仮想することになる。壁面上の流れ関数は、一般に次の様になって（図5-2-5参照）次式から壁面点の渦度を得ることができる。

$$\psi_{no} = 0 \quad or \quad const.$$

$$\psi(n^+) = \psi(n^-)$$

$$\Omega_0 = 2 \cdot \{\psi(n^+) - \psi_{no}\} / \Delta n^2 \qquad 5\text{-}2\text{-}41$$

流出入口では、一般に流速分布が与えられている場合が多いので、そのプロフィルから次の様にして求めることになる。

垂直壁で、$\Omega_0 = -\frac{\partial u}{\partial y}$, $v = 0$ 5-2-42

水平壁で、$\Omega_0 = \frac{\partial v}{\partial x}$, $u = 0$ 5-2-43

面分割の場合は 5-2-42, 5-2-43式から壁面点上の渦度が求まると、次の仮定から面上渦度を得ることができる。

分割面を構成する2格子点の温度が既知の場合．2点間の点上温度が直線的に変化する、とする。 図5-2-5に示す様に．Ψ_1，Ψ_2 から格子点温度 Ω_{01}，Ω_{02} が得られれば．その相加平均が．その2点間の表面温度になる。

$$\bar{\Omega}_0 := (\Omega_{01} + \Omega_{02}) / 2 \qquad 5-2-44.$$

C。温度・熱流の境界条件．

格子点上の境界条件は．面分割に準ずれば良いので省略する。 壁面（格子点）の温度が既知の場合．それを境界条件にすれば良い。 外気温及び室内側の熱伝達率を除いた壁の熱貫流値が既知の場合．次の様にする。 熱平衡条件に輻射が入ってくるとその解除条件によっては．壁面温が 振動現象を起すので．壁体を瞬間定常とするのには．不都合が生じることから 壁内表面に若干の見掛けの熱容量を持たせる一工夫がいる。

壁の熱抵抗と熱貫流率値 $R_W = \frac{1}{\alpha_0} + \sum \frac{l_W}{\lambda_W}$ $K_W = \frac{1}{R_W}$

壁表面での仮想熱容量 ${}_sQ_W$.

$$-{}_sQ_W \frac{dT_s}{dt} = K_W (T_0 - T_s) + H_R + \lambda_a (T_a - T_s) / (\tfrac{1}{2} \Delta n) \qquad 5-2-45$$

$$\downarrow$$

$${}_sQ_W \frac{dT_s}{dt} = H_{sp} + H_R + \lambda_a (T_a - T_s) / (\tfrac{1}{2} \Delta n) \qquad 5-2-46$$

H_{sp} 壁表面熱給量の強さ　　λ_a：空気の熱伝導率．$= \nu \cdot C_a \cdot \rho_a / Pr$

${}_sQ_W$：演算時刻に応じ適宜指定　H_R：その壁面へ入射する輻射の強さ

Δn．壁面最近傍の法線方向分割距離．Δn 内では．層流底層部と考える。 5-2-45，46式右辺第3項目は．対流伝達量を規定するので．Δn の選択には．慎重さが望まれる。

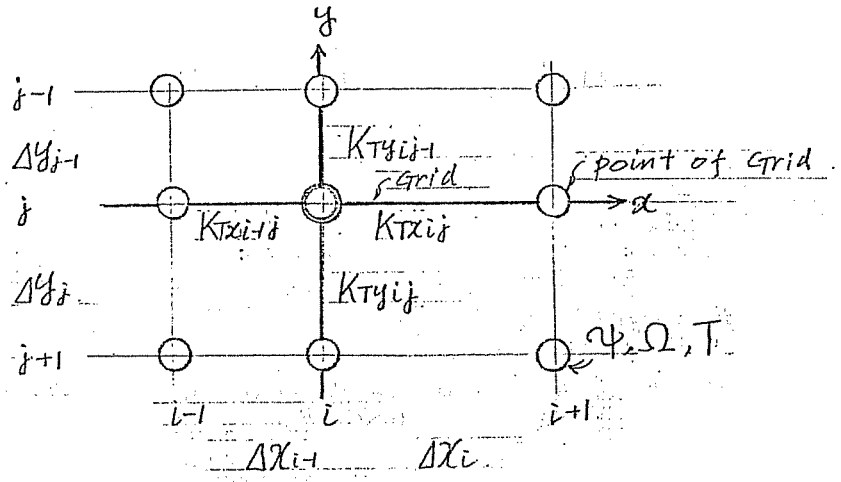


図5-2-3 格子分割の場合.

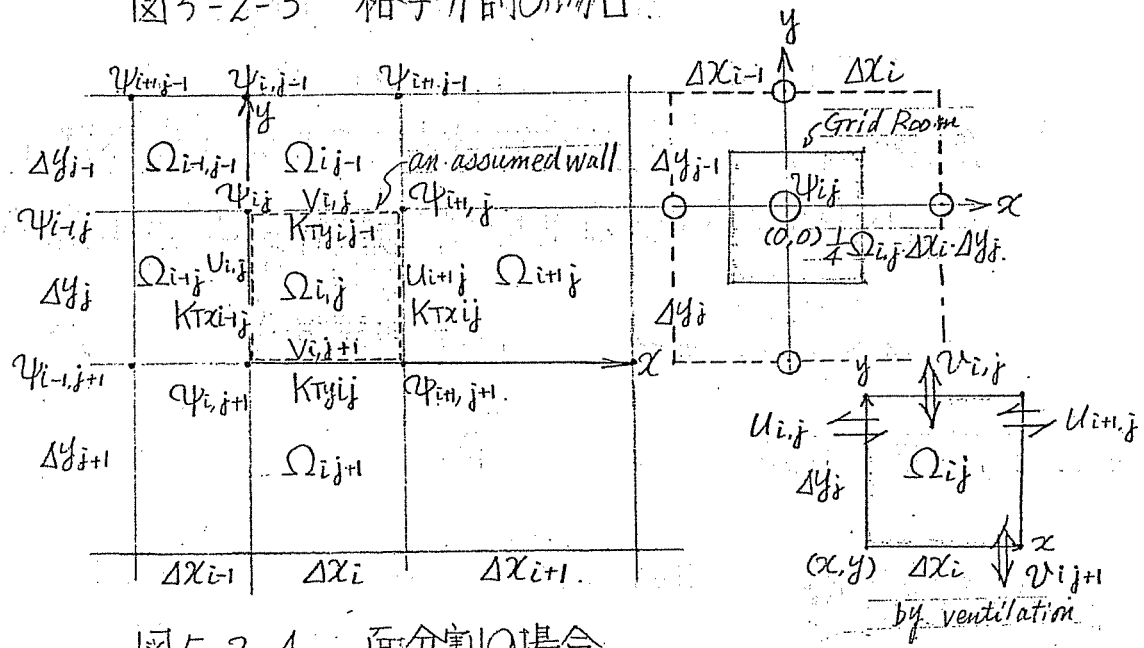


図5-2-4 面分割の場合.

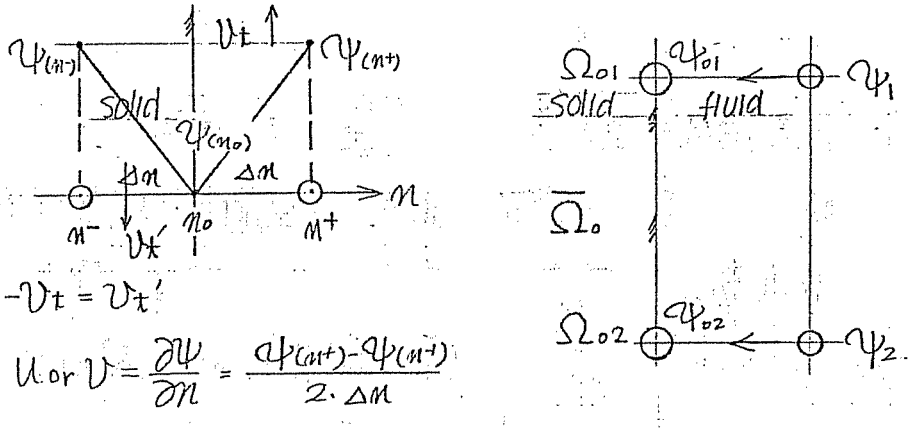


図5-2-5 壁面上の渦度.

3. 収束方法と収束問題

今まで述べてきた連立差分方程式を解く場合、一般に直接的な連立解法は採られた。この収束値を得るための手法としては、Relaxation Method と Time Step Method の2法がある。

前のは、前計算値との残差が最小になる様に計算を進めていく手法で、発散防止のために、Relaxation Parameter を適当に選択して使用する。後者は ①演算のための分割時間 Δt と流速の積が分割格子の間隔を越えない，②拡散係数と先の Δt の積は 分割距離の 1/2 の2乗を越えない，という条件のもとで 非定常の逐次計算を行い収束を得るという手法である。この2者を比較すると、途中の経過を必要としない場合で、収束解の入手に目的がある解析では、演算時間に多小の差がでる程度であろう。しかし、収束の安定度という面では、Time Step Method の方が 勝っている様に思われる。

Relaxation Method では、その Parameter の選択が 解析者の経験数量にまかされているが、そのために時には発散させることもある。

一方、Time Step Method では 収束までの所要時間の大略についての目安の立つことも1つに数えることができる。

A). Relaxation Method (逐次緩和法)[5].

ここでは使用の操作を単純にするために 正方分割格子を用いる。5-2-29, 30, 31式に、$\Delta x_i = \Delta x_{i-1} = \Delta y_j = \Delta y_{j-1} = h$ を代入して整理すると 渦度方程式，渦度輸送方程式，温度輸送方程式はそれぞれ次の様になる。

$$\Psi_{ij} = \frac{1}{4}\{\Psi_{i+1,j} + \Psi_{i,j+1} + \Psi_{i-1,j} + \Psi_{i,j-1} - h^2 \cdot \Omega_{ij}\} \qquad 5\text{-}2\text{-}47$$

同じく、操作を簡略化するために解析対象空間の拡散係数 K_T を一様とすれば、解析点 (i,j) の渦度・温度は次の様に整理される。

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{16K_T}\{(\Psi_{ij-1}-\Psi_{ij+1})(\Omega_{i+1j}-\Omega_{i-1j})-(\Psi_{i+1j}-\Psi_{i-1j})(\Omega_{ij-1}-\Omega_{ij+1})\}$$

$$+\frac{1}{4}(\Omega_{i+1,j}+\Omega_{ij-1}+\Omega_{i-1j}+\Omega_{ij+1})+\frac{g\cdot h}{g\cdot T_0 K_T}(T_{i+1j}-T_{i-1j}) \qquad 5\text{-}2\text{-}48$$

$$T_{ij} = \frac{1}{16K_T}\{(\Psi_{ij-1}-\Psi_{ij-1})(T_{i+1j}-T_{i-1j})-(\Psi_{i+1j}-\Psi_{i+1j})(T_{ij-1}-T_{ij+1})$$

$$+\frac{1}{4}(T_{i+1j}+T_{ij-1}+T_{i-1j}+T_{ij+1}) \qquad 5\text{-}2\text{-}49$$

以上のいずれの式に於いても、収束操作は変らないので、5-2-47式を用いて説明する。今 $(n-1)$回目の操作で、$\Psi_{i+1j(n-1)}$, $\Psi_{ij-1(n-1)}$, $\Psi_{i-1j(n-1)}$, $\Psi_{ij+1(n-1)}$ さらに $\Omega_{ij(n-1)}$ が、既知であれば、

$$\Psi_{ij(n)} = \frac{1}{4}\{\Psi_{i+1j(n-1)}+\Psi_{ij-1(n-1)}+\Psi_{i-1j(n-1)}+\Psi_{ij+1(n-1)}-h^2\Omega_{ij(n-1)}\}$$

として、$\Psi_{ij(n)}$が求まる。これn回目の$\Psi_{ij(n)}$と前回の$\Psi_{ij(n-1)}$の差額は、次の様になって、

$$\Delta\Psi_{ij(n)} = \Psi_{ij(n)} - \Psi_{ij(n-1)}$$

最終的には 上式の $\Delta\Psi_{ij(n)} \fallingdotseq 0$ をもって収束に達したとみなせば良い訳である。この差額にRelaxation Parameter, P_Ψを乗じ、それに前回での値を加えたものを、n回目の $\Psi_{ij(n')}$ とする。

$$\Psi_{ij(n')} = \Psi_{ij(n-1)} + P_\Psi \cdot \Delta\Psi_{ij(n)} \qquad 5\text{-}2\text{-}50$$

この操作によって収束させてゆく手法をRelaxation Methodという。先にも述べた様に、このP_Ψの選択は、対象課題、解式の性質、収束までの期待時間がそれぞれ異なるので、解析者の裁量にまかされている。

同様にして 温度、湿度についても、

$$\Omega_{ij(n')} = \Omega_{ij(n-1)} + P_\Omega \cdot \Delta\Omega_{ij(n)} \qquad 5\text{-}2\text{-}51$$

$$T_{ij(n')} = T_{ij(n-1)} + P_T \cdot \Delta T_{ij(n)} \qquad 5\text{-}2\text{-}52$$

として得ることができる。

実際の演算に際しては、境界条件決定後、空間の内部で、$\Psi_{ij} = \Omega_{ij} = 0$, T_{ij} = 内外温度差 × 1/2 (又は零) から計算が開始される。

1回目　　$T_{ij(1)} \rightarrow \Omega_{ij(1)} \longrightarrow \Psi_{ij(1)}$

と、一巡した後で、5-2-50, 51, 52式の操作を経て、

2回目　　$T_{ij(2)} \rightarrow \Omega_{ij(2)} \longrightarrow \Psi_{ij(2)}$

⋮

n回目　　$T_{ij(n)} \longrightarrow \Omega_{ij(n)} \longrightarrow \Psi_{ij(n)}$

のn回目に於いて、$\Delta\Psi_{ij(n)}$, $\Delta\Omega_{ij(n)}$, $\Delta T_{ij(n)} \fallingdotseq 0$ となれば 繰返し計算を打ち切る。 Relaxation Parameter の採用値と計算回数、収束状況については、図5-2-8で居室規模に於ける平板ダクト流れ(ポアズ流)で検討している。 一般に、1に近い程収束は早いが、発散の危険は、高いと云って良いであろう。

この手法の利点としては、収束した時点で $\Delta\Psi_{ij}$, $\Delta\Omega_{i,j}$ そして $\Delta T_{ij} \fallingdotseq 0$ であれば良く、nからn+1ステップへの過程で $\Psi_{i,j}$ が完全収束である必要はない。 しかし、次に述べる Time Step Method では Δtステップ毎に、それぞれの点で収束していることが前提となる所から時間に支配されていない(瞬間定常成分と考えられる) $\Psi_{i,j}$ は 完全収束になっている必要がある。

B). Time Step Method　　(非定常収束法)[6].

5-2-9, 10, 11式の右辺に時間変化項を残してあるのは、非定常解析を目的としたものではなく、定常解を得るための収束手法の1つとして、次に述べる非定常収束法が考えられるからである。

この手法は、渦度輸送方程式、温度輸送方程式に適用される。温度輸送方程式を用いて、その概要を紹介する。

最も単純な時間差分は、T_{ij} について Taylor 展開し、

$$T_{ij(n)} = T_{ij(n-1)} + \left(\frac{\partial T_{ij}}{\partial t}\right)_{(n-1)} \cdot \Delta t + \left(\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2}\right)_{(n-1)} \frac{\Delta t^2}{2} + \cdots\cdots \qquad 5\text{-}2\text{-}53$$

1次までで整理して、

$$\left(\frac{\partial T_{ij}}{\partial t}\right)_{(n-1)} = \frac{T_{ij(n)} - T_{ij(n-1)}}{\Delta t} \qquad 5\text{-}2\text{-}54$$

という場合であるが、充分に Δt を小さくしないと数値粘性が現われ収束過程、収束値に難があるといわれている[2].

次に、5-2-53式の2次の項まで、考慮するものとすれば、

$$\left(\frac{\partial T_{ij}}{\partial t}\right)_{(n-1)} = T'_{ij(n-1)}$$

$$T_{ij(n)} = T_{ij(n-1)} + T'_{ij(n-1)} \cdot \Delta t + \left(\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2}\right)_{(n-1)} \frac{\Delta t^2}{2} \qquad 5\text{-}2\text{-}55$$

となる。右辺第3項目に後退差分を施すと、

$$\frac{T_{ij(n)} - T_{ij(n-1)}}{\Delta t} = T'_{ij(n-1)} + \frac{T'_{ij(n-1)} - T'_{ij(n-2)}}{\Delta t} \cdot \left(\frac{\Delta t}{2}\right)$$

$$= \frac{3}{2} T'_{ij(n-1)} - \frac{1}{2} T'_{ij(n-2)} \qquad 5\text{-}2\text{-}56$$

として整理される。これを Adams－Bashforth 型の差分という。

同じく、5-2-55式の右3項目に、前進差分を施すと、

$$\frac{T_{ij(n)}-T_{ij(n-1)}}{\Delta t} = \frac{1}{2}T_{ij(n-1)} + \frac{1}{2}T_{ij(n)} \qquad 5\text{-}2\text{-}57$$

となる。これをCrank-Nicolson型の差分と云うが、両辺に(n)時の項が入っているため、implicit的構造となっている。従って、解法は連立解法によらざるを得ない。

ここに紹介した2法の様に2次微分の項まで採用すると、単純な前進差分5-2-54式よりは、安定すると云われている。

次に、分割時間巾が $2\Delta t$ で Δt 毎に演算が進行する(leap flog型)2次精度の中心差分について検討する。T_{ij} について、前進と後退のTaylor展開を行なって、

$$T_{ij(n+1)} = T_{ij(n)} + \left(\frac{\partial T_{ij}}{\partial t}\right)_{(n)}\cdot\Delta t + \left(\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2}\right)_{(n)}\cdot\frac{\Delta t^2}{2} + \cdots$$

$$T_{ij(n-1)} = T_{ij(n)} - \left(\frac{\partial T_{ij}}{\partial t}\right)_{(n)}\cdot\Delta t + \left(\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial t^2}\right)_{(n)}\cdot\frac{\Delta t^2}{2} + \cdots$$

上式の辺々の差をとって 2次以上の高次を省略すると、

$$\frac{T_{ij(n+1)}-T_{ij(n-1)}}{2\cdot\Delta t} = \left(\frac{\partial T_{ij}}{\partial t}\right)_{(n)} + O(\Delta t^2) \qquad 5\text{-}2\text{-}58$$

が、得られる。5-2-37式の両辺を面分割 $\Delta x_i\cdot\Delta y_j$ で除し、上式を適用すれば、次の様に整理される。

$$\frac{T_{ij(n+1)}-T_{ij(n-1)}}{2\cdot\Delta t} = \frac{1}{\Delta x_i}\left[U_{ij}\,\delta u_{ij(n)}\left(T_{i-1j(n)}-T_{ij(n)}\right)\right.$$

$$\left. + U_{i+1j}\cdot\delta u_{i+1j(n)}\left(T_{i+1j(n)}-T_{ij(n)}\right)\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta y_j}\left[v_{ij+1}\,\delta v_{ij+1(n)}\cdot\left(T_{ij+1(n)}-T_{ij(n)}\right)\right.$$

$$\left.+\,v_{ij}\cdot\delta v_{ij(n)}\cdot\left(T_{ij-1(n)}-T_{ij(n)}\right)\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta x_i}\left[K_{Tx\,ij(n)}\frac{T_{i+1j(n)}-T_{ij(n)}}{\frac{1}{2}\left(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i\right)}\right.$$

$$\left.-\,K_{Tx\,i-1j(n)}\frac{T_{ij(n)}-T_{i-1,j(n)}}{\frac{1}{2}\left(\Delta x_i+\Delta x_{i-1}\right)}\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta y_j}\left[K_{Ty\,ij-1(n)}\frac{T_{ij-1(n)}-T_{ij(n)}}{\frac{1}{2}\left(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j\right)}\right.$$

$$\left.-\,K_{Ty\,ij(n)}\frac{T_{ij(n)}-T_{ij+1(n)}}{\frac{1}{2}\left(\Delta y_j+\Delta y_{j+1}\right)}\right] \qquad 5\text{-}2\text{-}59$$

上式について、右辺の第3項、第4項目の拡散項に対し、$T_{ij(n)}$ を

$$T_{ij(n)}=\frac{T_{ij(n+1)}+T_{ij(n-1)}}{2} \qquad 5\text{-}2\text{-}60$$

なるものとして 整理を行うと Dufort-Frankel 型の中心差分となる。[2)]

筆者は、発散防止技術の1つとして 第1, 第2項目の移流項に対しても5-2-60式の適用を試みた。 それを $(n+1)$ について 整理すると、移流成分 T_{mflx1}, 拡散成分 T_{mdif1} 及び $T_{ij(n)}$ の係数としての移流成分 T_{mflx2}, 拡散成分 T_{mdif2} の4項に、取りまとめることができて、次の5-2-61, 62, 63, 64式の様になる。

渦度の場合は、5-2-59式の T の部分を Ω に置換し、これに浮力項を加えれば良い。 すると、次の5-2-61～64式と全く同様に、移流・拡散の4項に整理することができる。

$$Tmflx1(n) = \frac{1}{\Delta x_i}\left[U_{ij}\,\delta u_{ij}(n)\,T_{i-1\,j}(n) + U_{i+1\,j}\,\delta u_{i+1\,j}(n)\,T_{i+1\,j}(n)\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta y_j}\left[V_{ij+1}\,\delta v_{ij+1}(n)\,T_{i\,j+1}(n) + V_{ij}\,\delta v_{ij}(n)\,T_{i\,j-1}(n)\right] \qquad 5\text{-}2\text{-}61$$

$$Tmflx2(n) = \frac{1}{\Delta x_i}\left[U_{ij}\,\delta u_{ij}(n) + U_{i+1\,j}\,\delta u_{i+1\,j}(n)\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta y_j}\left[V_{i\,j+1}\,\delta v_{ij+1}(n) + V_{ij}\,\delta v_{ij}(n)\right] \qquad 5\text{-}2\text{-}62$$

$$Tmdif1(n) = \frac{1}{\Delta x_i}\left[\frac{K_{Txij}(n)\,T_{i+1\,j}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i)} + \frac{K_{Txi+1\,j}(n)\,T_{i-1\,j}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta x_i + \Delta x_{i-1})}\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta y_j}\left[\frac{K_{Tyij+1}(n)\,T_{ij+1}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j+1}+\Delta y_j)} + \frac{K_{Tyij}(n)\,T_{i\,j+1}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta y_j + \Delta y_{j+1})}\right] \qquad 5\text{-}2\text{-}63$$

$$Tmdif2(n) = \frac{1}{\Delta x_i}\left[\frac{K_{Tyij}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i)} + \frac{K_{Txi-1\,j}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}\right]$$

$$+\frac{1}{\Delta y_j}\left[\frac{K_{Tyij-1}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)} + \frac{K_{Tyij}(n)}{\frac{1}{2}(\Delta y_j+\Delta y_{j+1})}\right. \qquad 5\text{-}2\text{-}64$$

5-2-59式に 上記4式を代入すると

$$\frac{T_{ij}(n+1)-T_{ij}(n-1)}{2\cdot\Delta t} = Tmflx1(n) - Tmflx2(n)\cdot T_{ij}(n)$$

$$+ Tmdif1(n) - Tmdif2(n)\cdot T_{ij}(n)$$

上記の右辺2項目、4項目の$T_{ij}(n)$について 5-2-60式を代入して整理する。

$$= Tmflx1(n) + Tmdif(n).$$

$$-\{Tmflxz(n) + Tmdifz(n)\}\frac{Tij(n+1) + Tij(n-1)}{2}.$$

$$Tij(n+1) = \frac{(Tmflx1(n) + Tmdif1(n)) \cdot 2 \cdot \Delta t + \{1 - \Delta t \cdot (Tmflxz(n) + Tmdifz(n))\} Tij(n-1)}{1 + \Delta t \cdot (Tmflxz(n) + Tmdifz(n))} \quad 5\text{-}2\text{-}65$$

として整理される。 温度輸送方程式には、右辺分子の第1項目の内に浮力項が加わった状態で、Ωについて整理すれば、$\Omega ij(n+1)$が得られる。

上式で注意したいのは、右辺分子2項目の係数値である。 一般に差分方程式を非定常的に解く場合、解析点(i, j)の係数値が負になることは 発散を意味するので 絶対に避ける必要がある。

$$1 - \Delta t \cdot (-Tmflxz(n) + Tmdifz(n)) > 0$$

$$\Delta t < 1 / \{Tmflxz(n) + Tmdifz(n)\} \quad 5\text{-}2\text{-}66$$

対象空間内部の全ての解析点(i, j)で、負にならないΔtが 演算時の分割時間となる。 5-2-66式の分母は、時間、空間の関数ゆえ、計算ステップ毎にΔtを検討する必要がある。

分割時間は、流速が早くなればなる程、細分割されることになる。一般にそういう場合は 吹出し、吸込み口、壁近傍に相当し、速度勾配が著しい。 その為に、そこでは分割距離を細かくして近似の向上を図ろうとする。 その結果、演算{=格子点数×収束時間/分割時間}は 格子間隔の細分による点数増だけでなく、繰り返しの回数増によっても増大する。 また、拡散係数値は 室の中央域程、流速が早い程、増大するという結果[16](後述)になっているため 等分割の場合には室の中央程、分割時間を小さくしなければならないだろうと思われる。

それ故、室中央に向けて分割距離を大きくとると云うことは、単に一様性の規模の増大に追随させると云うだけではなく 収束までの演算時間の低減にとっても大きな意味を有している。

この Time Step Method にも 先の Relaxation Method (又は連立方程式)による部分がある。 5-2-29, 32式(積分法)がそれに相当する。 図5-2-6, 7は 5-2-29, 32式の収束状況を示したものである。 空間の大きさは、2.6×2.1" で2.6m 方向の平板ダクト流れ(総流量 2.6×2.1×4 m³/h, 流速2次曲線ポアエイズ流を仮想)で、渦度既知として計算した。 流量ΔΨは 室中央(Δy=0.3m)で整理したものである。

これより Relaxation Parameter, Rψ が1に近い程収束の早いことが分かる。 また、解式によっては Parameter を小さくしなければ発散する場合のあることも分かる。 Time Step Method の場合、移流の算定に用いる速度成分を得るためには、逐次計算(n)毎に 流れ関数値が原則として完全収束である必要がある。 これが Relaxation Method と Time Step Method に於ける渦度方程式に対する根本的な差と云って良いであろう。

表5-2-2に示す様に5-2-32式を BAND MATRIX 化した連立解法の場合には BAND MATRIX の逆 MATRIX を記憶することにもなるので(巻末サブルーティン参照) その時のCPUの短縮率は毎回あたりに換算すると 1/10にはとどまらず 1/100程度とみなして良い。 一般に連立解法に要する時間は、緩和法よりも長いと信じられているが、26×26格子点数程度では連立解法の方が有利である。

以上の検討から Time Step Method の場合、その主旨の面ばかりでなく 実際面でも BAND MATRIX (消去法)の方が有利のため 5.4節では それを用いている。

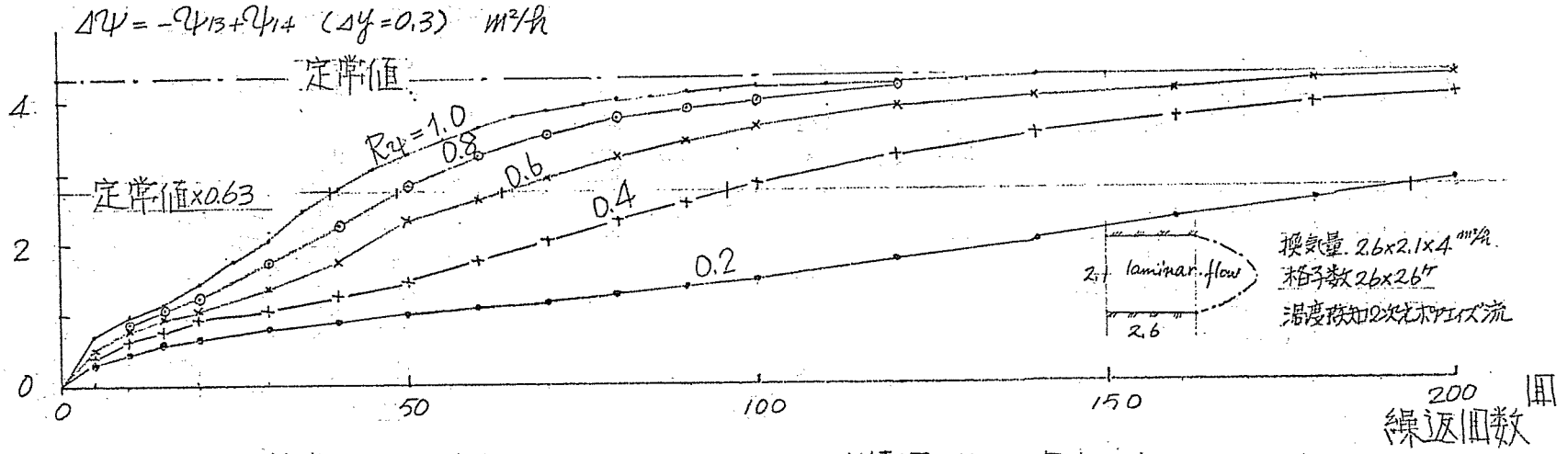


図5-2-6 簡易法の収束状況 (5-2-29式使用., Rψ Relaxation parameter).

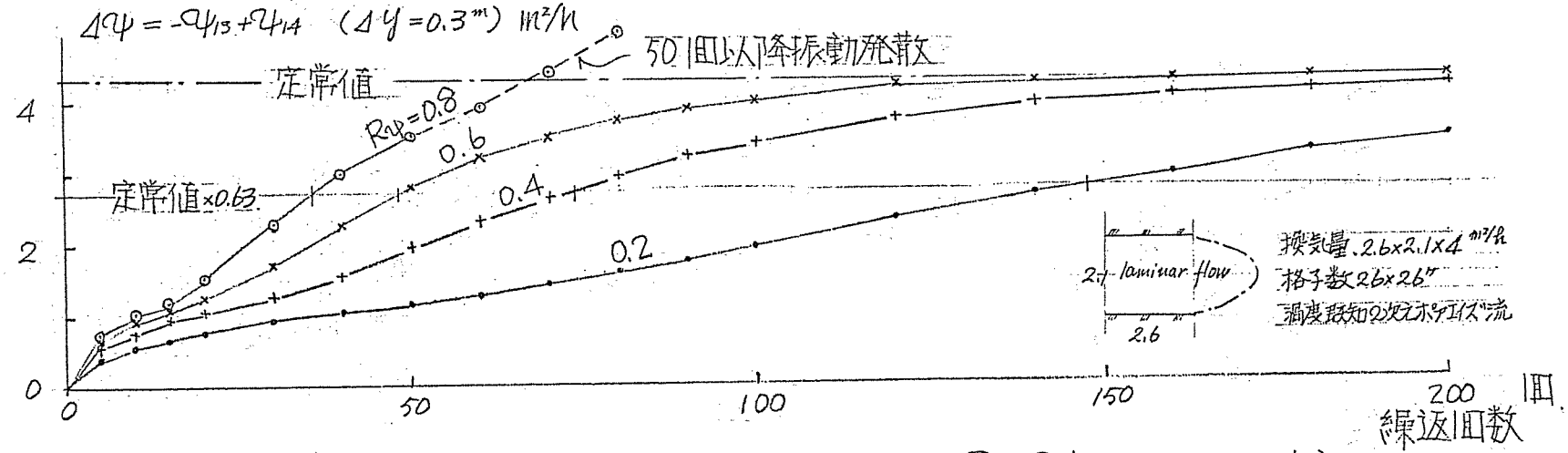


図5-2-7 積分法の収束状況. (5-2-32式使用., Rψ Relaxation parameter)

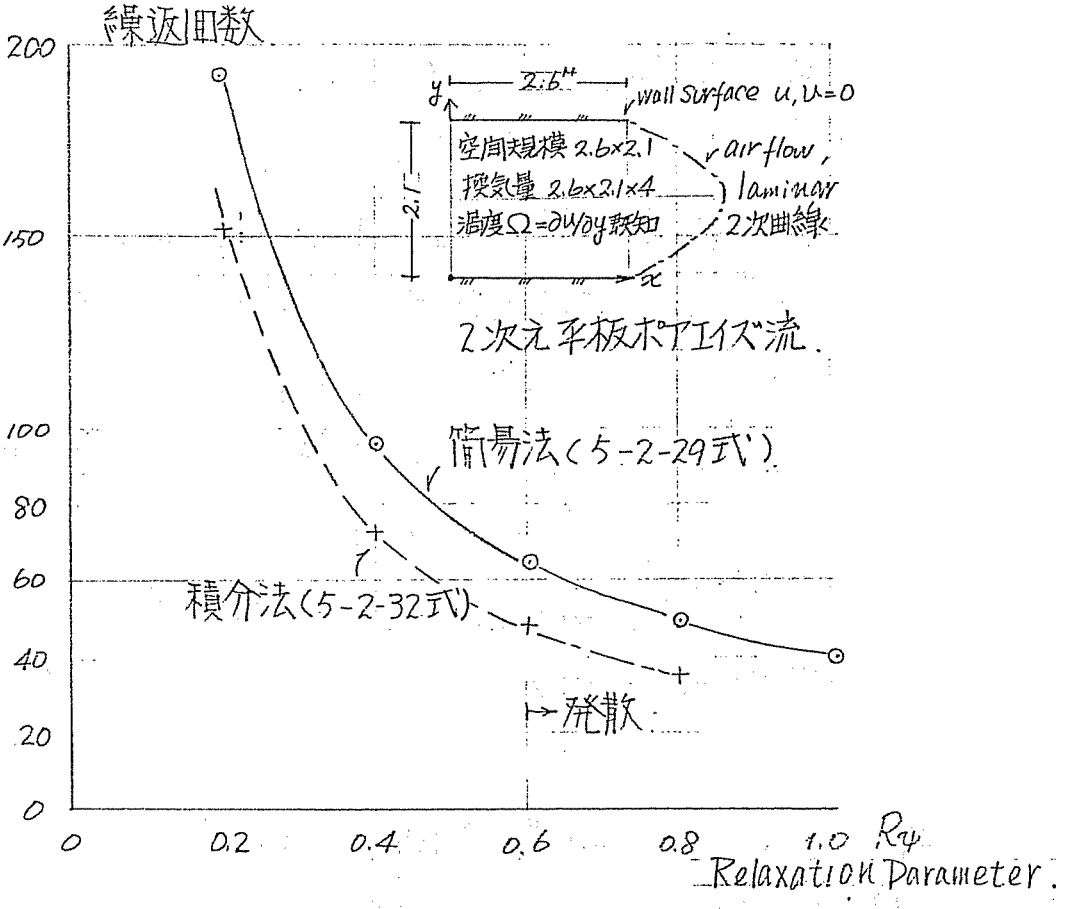


図5-2-8 収束値(定常値)×0.63に達するまでの計算回数.

表5-2-2 収束値に達するまでのCPU-Time (FACOM-230-75).

図5-2-8の条件で、格子点数26×26でのψijの収束について	簡易法 (5-2-29式)	積分法 (5-2-32式)
A) 渦度既知で計算回数を200回まで延長した場合の比較	7.6s.	10.9s (1回当り0.0545)
B) 渦度既知でBAND MATRIXによる消去法を用いた場合の比較.	1.2s.	1.3s.

注) A)で比較すると、積分法の方が不利に見えるが、これは計算回数が同じ場合である。しかし積分法の方が20~30回程、早目に収束するので、簡易法、積分法の差は、あまりないと考えても良いであろう。B)で比較すると未知数ψijの数そのものには差が現われないのでCPU-Timeの差はほとんどないと云って良い。

5。3　室内の熱対流の実測.

本節では、前章で用いた小型模型、実大模型の実験から　数値計算に用うるための基礎的な諸数値を得ている。

小型模型では、拡散係数（渦動粘性係数）と模型縮尺の関係、さらに壁近傍最大流速とその層厚の関係、について検討している。　拡散係数と模型縮尺の関係を見るために使用した模型箱は、オ4章の図4-2-1に示すアクリル板で製作した模型箱で、模型種別S1.（1200x900^{L}x800^{H}）、S½（600x450^{L}x400^{H}）、S¼（300x225^{L}x200^{H}）の3種である。　拡散係数と模型縮尺の関係は　①白煙をトレサーとして使用した加熱面近傍の平均流速、②室中央域での上下温度差で整理している。　次いで、壁近傍最大流速とその層厚の関係の測定に用いた模型箱には　白煙による流れ方向平均流速の測定、天井付近の温度プロフィルの測定の難易を勘案し、模型種別S½（600x450^{L}x400^{H}）を使用している。

実大模型は、同じくオ4章の図4-3-1に示した両側に緩衝室のある6帖相当室で、中央部分（2600^{L}x2400^{H}）を測定の対象としている。　対象空間の時間・空間平均流速は、タンポポ冠毛片による視観測を試みて得ているが、①熱対流の様な緩速気流場に於いて　先の様な浮遊体を用いる手法の有用なることを確めている。

また、上述の様な緩速気流場では、気流変動そのものを定温度型熱線プローブで直接計測するには技術面にも困難があるので、本節に於いては　②気流の温度変動の空間相関の方から乱れ規模を推定し、乱れの性状を把握する工夫をしている。　その空間相関値の距離積分を最大有効渦の直径（渦寸法）として、数値解析に於ける分割距離の目安としている。
さらに、室中央域で床面に平行な流域を対象にして　エネルギー式の方から拡散係数を得ている。

5 3 1　拡散係数と模型縮尺の関係.

相似則の重要性は、単に実大空間を想定した模型実験を意味のあるものにすることばかりでなくて、もし拡散係数（渦動粘性係数とも云う。前節でのKTx, KTyに相当）と模型縮尺の間に比例する関係があれば、次の様な利点が生ずる。　例えば、数値解析手法を用いて、熱対流問題を検討しようとする場合、壁の極く近傍を除き　空間規模に応じて分割距離を大きくしてやれば良いことになる。

分割距離を大きく採ることができれば、対象空間の分割格子総数は空間規模に応じて増減させる必要がないなど、その利点は大きいと云えよう。

1。相似則と近似相似則

建築空間を対象にした無換気で自然対流時の相似は、空間相互の幾何学的寸法が、相似にあるとき、グラスホフス数（Gr），プラントドル数（Pr），レイノルズ数を等しくなる様にとれば、成立すると云われている。

ここでは、一般的な相似則条件での縮尺率とその時の諸量の倍率，前回の近似相似則条件での縮尺率とその時の諸量の倍率、相似条件の緩和について触れる。

$$\left.\begin{aligned} Gr &= \frac{g\cdot\beta\cdot\Delta\theta\cdot l^3}{\nu^2} \\ Pr &= \frac{\nu}{a} \\ Re &= \frac{u\cdot l}{\nu} \end{aligned}\right\} \qquad 5\text{-}3\text{-}1$$

但し、β：膨張率　1/°K,　　l：基準寸法、m.

従って、1方の空間の無次元量を、Gr, Pr, Reとし、他方の無次元

量を、Gr', Pr', Re'として、次式が成立すれば、また温度差$\Delta\theta$の縮尺率を$n_{\Delta\theta}=\Delta\theta/\Delta\theta'$, 長さ$l$に対して$n_l=l/l'$, 速度$u$に対して$n_u=u/u'$, 温度伝導率に対して$n_a=a/a'$, 動粘性係数に対して$n_\nu=\nu/\nu'$が成立すれば、両者の相似は保たれる。

$$\left.\begin{aligned}\frac{Gr}{Gr'}&=\frac{n_{\Delta\theta}\cdot n_l}{n_\nu^2}=1\\ \frac{Pr}{Pr'}&=\frac{n_\nu}{n_a}=1\\ \frac{Re}{Re'}&=\frac{n_u\cdot n_l}{n_\nu}=1\end{aligned}\right\}\quad 5\text{-}3\text{-}2$$

今、ここで温度変動や速度変動に対してν, a, λが一定とすれば

$$n_\nu=n_a=n_\lambda=1. \qquad 5\text{-}3\text{-}3$$

となるので、次式が成立すれば、乱流空間であっても相似は成立する。

$$\left.\begin{aligned}\frac{Gr}{Gr'}&=n_{\Delta\theta}\cdot n_l^3=1\\ \frac{Re}{Re'}&=n_u\ n_l=1\end{aligned}\right\}\quad 5\text{-}3\text{-}4$$

しかし、この場合、実大空間を想定した模型実験の条件は厳しいものとなる。 因に 縮尺率を1/3にとったとすれば、$Gr/Gr'=1$にならしめるためには、温度差の方で27倍にして測定せねばならないことになる。このことは、実大空間の基準温度差を3 degに想定すれば、実験室温が常温の場合、模型箱室温は100°Cになんなんとする温度条件が要求されることを意味する。

次に述べる近似相似則は上記条件の緩和のために提案されたものである。 先のν, a, λの乱流時の相当量をK_T, a_T, λ_Tとして それ

らか 室の寸法 l と気流速いに関係するとして、次式を仮定する。

$$K_T = l^P \cdot U^g \qquad 5-3-5$$

$$n_{KT} = n_l^P \cdot n_u^g$$

$$\frac{Re}{Re'} = \frac{n_u \cdot n_l}{n_{KT}} = 1 \longrightarrow n_u = \frac{n_{KT}}{n_l}$$

$$n_{KT} = n_l^P \cdot \left(\frac{n_{KT}}{n_l}\right)^g = n_l^{\frac{P-g}{1-g}} \qquad 5-3-6$$

$$\Delta = \frac{P-g}{1-g} \qquad n_{KT}(= n_{aT} = n_{\lambda T}) = n_l^{\Delta} \qquad 5-3-7$$

となって 上式が拡散係数と縮尺寸法との関係である。 先の指数Sを用いて、速度、温度差、熱供給量の関係を整理すれば

$$\left.\begin{aligned} n_u &= \frac{n_{KT}}{n_l} = \frac{n_l^{\Delta}}{n_l} = n_l^{(\Delta-1)} \\ n_{s\theta} &= \frac{n_{KT}^2}{n_l^3} = \frac{n_l^{2\Delta}}{n_l^3} = n_l^{(2\Delta-3)} \\ n_w &= n_l^2 \cdot n_{\lambda T} \cdot \left(\frac{n_{s\theta}}{n_l}\right) = n_l^{(3\Delta-2)} \end{aligned}\right\} \qquad 5-3-8$$

となる。 そして $\Delta = 1$ が良く一致すると云うのが前田博士の提案した近似相似則[7]である。 先の相似則とこの近似相似則を比較すると、縮尺率を同じく1/3に採った場合、温度差が3degのとき、$\Delta = 1$ で丁度3倍の9degで良いことになる。 相似の条件としては、前田の近似相似則の方が約1/10に緩和され、相似則の利用と云う面でも大幅に改善されると云って良いであろう。

次に、5-3-7式の指数 Δ の成立がどの様なものか、大中小の3種の模型箱を用いて検討する。

2。 近似相似則成立の検証 — 拡散係数と模型縮尺の関係 —

検証に際し、図4-2-1に示した大S1（1200x900ℓx800H），中S1/2（600x450ℓx400H），小S1/4（300x225ℓx200H）の模型箱を用い また 実験を容易ならしめるために、側壁の面加熱方式をとった。 検証は 平均流速、推定温度差の双方から検討したが、平均流速は、白煙をゆっくりと箱内に放出し、その移動に要した時間から平均流速として求めた。 なお、放出後の白煙は、拡散作用によって、室内側壁面近傍の最大速度をトレースすることになる。 縮尺 $n_l = 1/2$ の場合について、指数 $\lambda = 3/4, 5/6, 1, 6/5, 4/3$ の5通りの内、どれが良く近似相似則に適合するか検討したが、表5-3-1にその相似の縮尺関係を示す。

（A）平均流速と供給熱量による検討[8]。

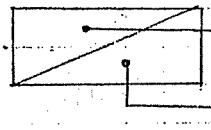
表5-3-2は 模型箱 S1 S1/2 , S1/4 の熱供給量とそのときの加熱面近傍の平均流速である。 この測定値に表5-3-1の近似相似の倍率をかけて整理したものが、図5-3-1a, 1bである。

図中には、大きい方の模型箱の実測値を一応の真値とし、それに対し、その1/2規模での測定値に先の倍率を $\lambda = 3/4 \sim 4/3$ の範囲で比較している。 その結果を見れば、$\lambda < 1$ となるとき、熱供給量の増加に対する流速の増加がいずれも実測値よりも小で、早目に速さが下ってしまい、また、$\lambda > 1$ なる場合は、それとは反対に増加割合が低下せず、実測値になかなか近づかない様子にあることが分かる。

以上の検討から、実測値に最も近づく近似相似則の指数は $S = 1$ の場合と云うことができる。 先の検討は $n_l = 1/2$ について行なったものであるが、S1 対 S1/2 , S1/2 対 S1/4 について成立した関係は S1対S1/4についても当然成立すると思われるので、ここでは 1～1/4縮尺まで近似相似が、指数 $\lambda = 1$ なる条件で、成立すると考えるのが、妥当と云える。

表5-3-1　近似相似成立のための倍率

$n_\ell=1$ / $n_\ell=2$	$n_{KT}=n_\ell^{\Delta}$	$n_u=n_\ell^{(\Delta-1)}$	$n_{\Delta\theta}=n_\ell^{(2\Delta-3)}$	$n_w=n_\ell^{(3\Delta-2)}$
指数	1.0	1.0	1.0	1.0
S = 3/4	1.68	0.84	0.35	1.19
5/6	1.0	1.0	1.0	1.0
	1.78	0.88	0.40	1.41
1	1.0	1.0	1.0	1.0
	2.0	1.0	0.50	2.0
6/5	1.0	1.0	1.0	1.0
	2.28	1.15	0.66	3.0
4/3	1.0	1.0	1.0	1.0
	2.52	1.26	0.79	4.0



$n_\ell=1.0$ のときの $n_{KT}, n_u, n_{\Delta\theta}, n_w$ の倍率

$n_\ell=2.0$

表5-3-2　熱供給量と加熱面での近傍平均流速

模型種別	実験番号 / 項目	1	2	3	4	5
S1	熱供給量 Kcal/h	124.96	110.65	92.82	63.00	41.82
	平均流速 cm/s	27.0	25.0	21.1	16.0	10.8
S1/2	熱供給量 Kcal/h	66.45	49.46	45.24	31.06	17.91
	平均流速 cm/s	26.7	25.0	22.0	16.7	12.9
S1/4	熱供給量 Kcal/h	23.96	14.74	10.93	7.45	—
	平均流速 cm/s	20.0	14.3	11.8	6.5	—

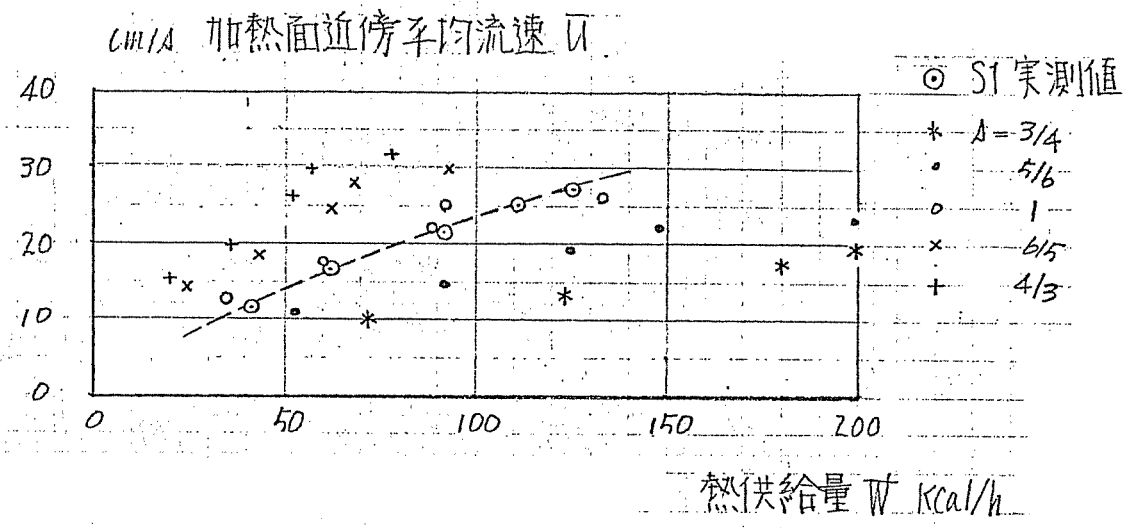


図5-3-1a 模型S1に対するS½の推定値

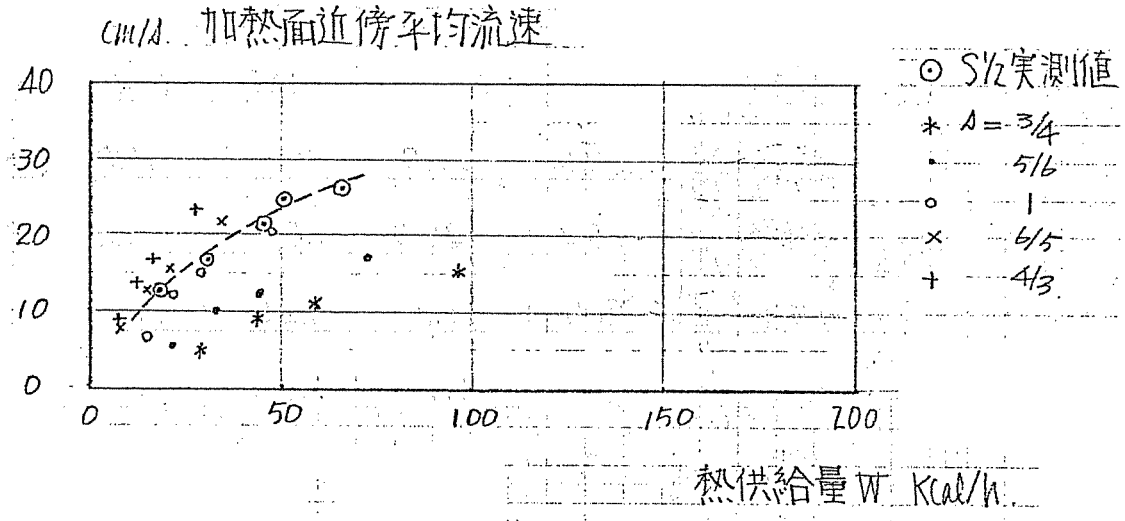


図5-3-1b 模型S½に対するS¼の推定値

（B）温度差と熱供給量からの検討.

ここでは、先の平均流速の検討の所で見い出されたS＝1という近似相似が温度差でも成立するか　という面から検討を加えた。図5-3-2は、側面加熱時の室内外温度差と熱供給量の関係を見たものである。熱供給量と温度差の関係は、表5-3-1より次の様になる。

$$Nu_w = Ne^{(3\Delta-2)} \quad , \quad Nu_{\Delta\theta} = Ne^{(2\Delta-3)}$$

$$\frac{Nu_w}{Nu_{\Delta\theta}} = Ne^{(\Delta+1)} \qquad 5\text{-}3\text{-}9$$

従って　S＝1となる場合、熱供給量と温度差の関係は、次式の様に

$$\frac{Nu_w}{Nu_{\Delta\theta}} = Ne^{2} \qquad Nu_w = Nu_{\Delta\theta} \cdot Ne^2 \qquad 5\text{-}3\text{-}10$$

となる。　次に、内外温度差を同じにとって、実測した熱供給量の方から推定したNu_wを、表5-3-3に示す。

S1/4とS1/2, S1/2とS1のNe^2と、Nu_wとを比較すると　15～30%程度の差異が生じていることが分かる。　このことから　小型模型に対してNe^2となる熱供給をしても、実際には幾分低目に内外温度差が形成されていることが分かるので、例えば、上下温度差を模型実験する場合には、補正作業が　ケース・バイ　ケースで必要になる。　この原因には、模型の大小と壁近傍流れの規模の問題、面加熱方式と壁構成材（アクリル板）の問題が考えられる。　それ故、近似相似が成立するといっても極端に模型を小さくすることには、問題がありそうである。

図5-3-3は、幾何学的に相似な測点で、温度プロフィルを見たものである。　壁の極く近傍で、乱流ではない流れがあると仮定した場合、模型が小さくなる程、その影響が相対的に大きくなるものと考えられる。　そ

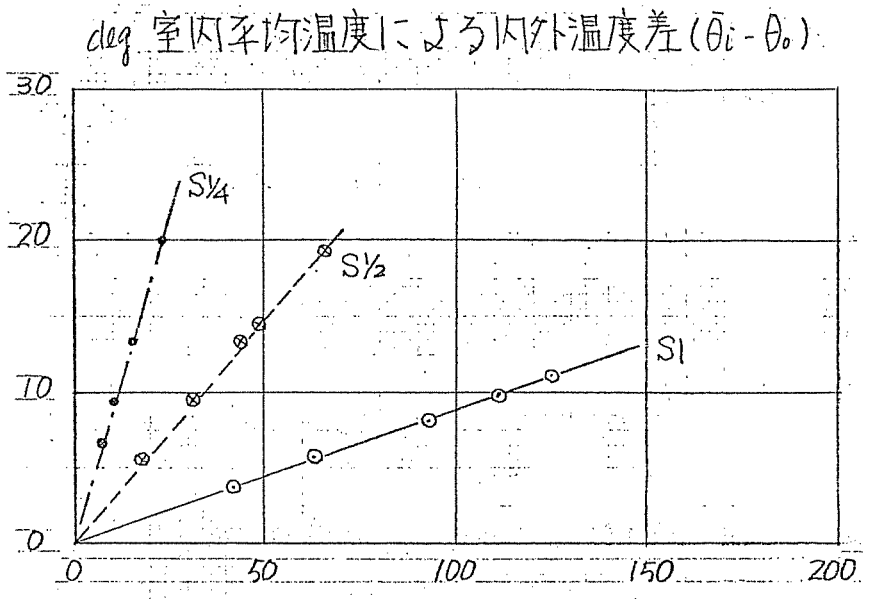


図5-3-2 熱供給量と内外温度差の関係

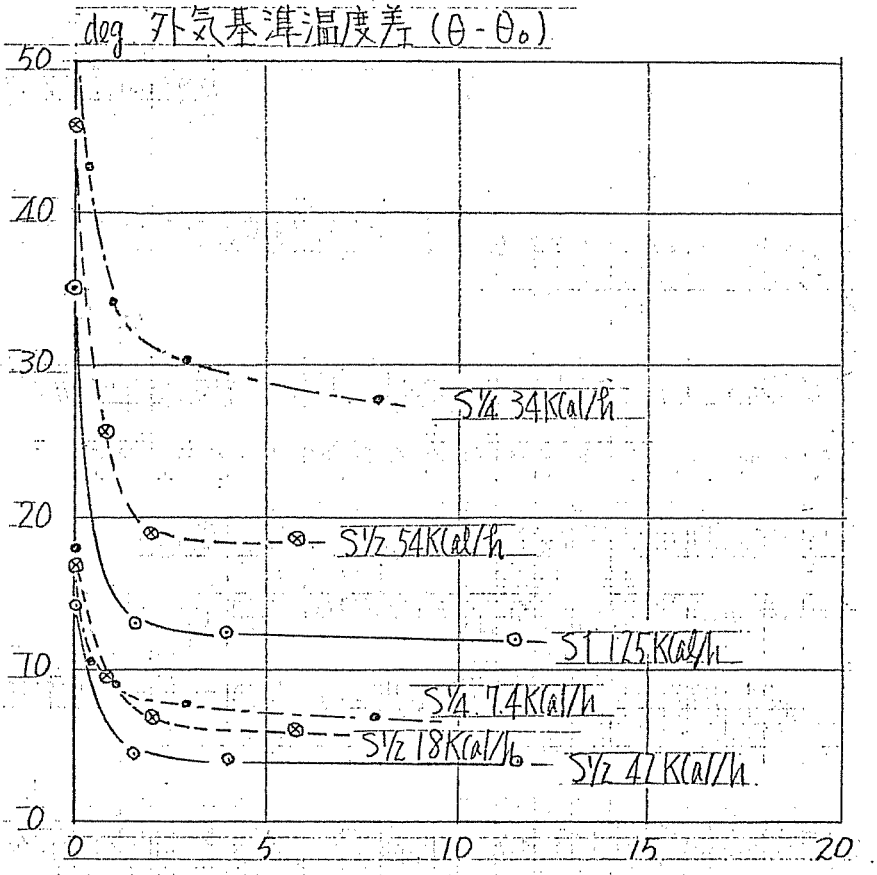


図5-3-3 加熱面近傍の温度分布（室高の½まで）

表5-3-3　模型箱相互の熱供給量の比[注)]

図3-2-9 より推定した模型箱相互の熱供給量の比 ＼ 図3-2-9での読み取り温度差	(Kcal/h)/(Kcal/h) W(S1/4)/W(S1/2)	W(S1/2)/W(S1)
読み取り室内外温度差が 5deg の場合	0.313	0.285
〃 6 〃	0.307	0.291
〃 7 〃	0.326	0.291
〃 8 〃	0.326	0.285
〃 10 〃	0.333	0.289
〃 12deg 〃	0.325	0.289
以上6ケを平均した熱供給量の比 η_W	0.325	0.289
$(\eta_e)^2$	0.250	0.250
熱供給量の増分 $(\eta_W)/(\eta_e)^2$	1.300	1.156

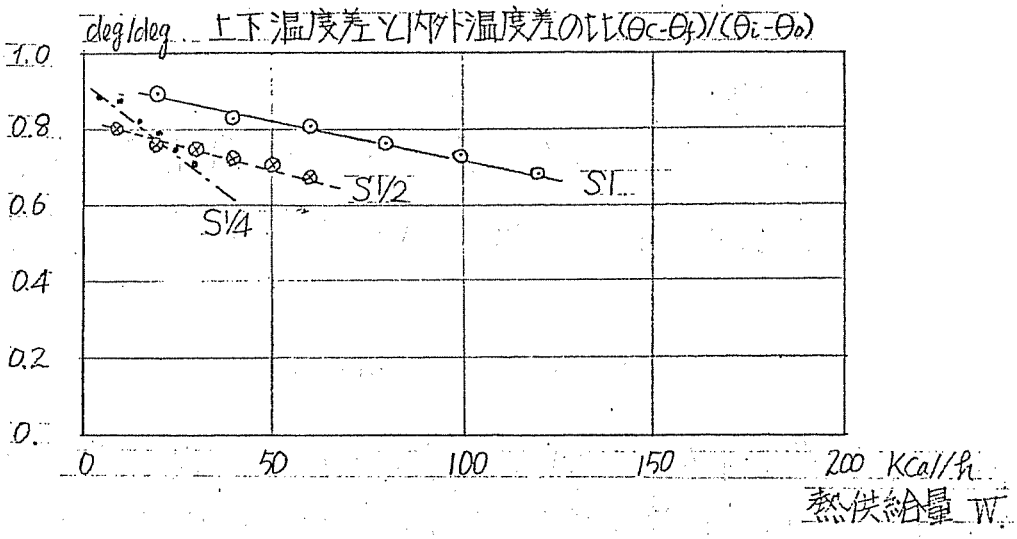


図5-3-4　内外温度差に対する上下温度差の割合

注). η_W の検討を熱損失係数の比で求めなかったのは、図5-3-2の関係が厳密な意味で直線でないことによる。乱流域の温度傾度を延長して求めた図5-3-4を見ても一群、一定にはなってはいない。それ故、熱供給毎に得られた実測結果を補正して検討するのが妥当と思われる。

の結果．箱内全部を乱流として実験すると近似相似則に低触する場合も生じよう。　図を見ると小型模型では．測点が温度境界層内に入っている様に見受けられたので、次の様にして上下温度差を推定した。

まず、室の内部（乱流域とおぼしき部分）の垂直温度分布を直線とおき、それを延長した天井位置での推定温度．床面位置での推定温度を用いて上下温度差とした。　これによって．模型の大小に関係なく　温度境界層に関係なく、近似相似則上の$N_{\Delta\theta}$の比較ができよう。

図5-3-5は．表5-3-3に示した補正を施し、表5-3-1の数値を用い．実測値と比較したものである。　この図は．既に内外温度差の所で「$\lambda=1$とすれば」と云う仮定や、補正作業が加わっているので、指数範囲を$3/4 \leqq \lambda \leqq 4/3$とした場合、どの指数が近似相似として成立するかと云う見方はできない。　むしろ、$\lambda=1$とした場合に不都合が生じているか、いないかを判断すべきであろう。

S1に対するS1/2の推定に於いても．S1/2に対するS1/4の推定に於いても　積極的に否定すべき差異を見い出すことはできない。　更．細かに見て行くと　S1に対するS1/2の推定では、早目に低減する、S1/2に対するS1/4の推定では、推測値の方が大きい、と云う差異はあるが、その差は軽微と云って良い。

以上の検討から、温度差に対して近似相似則を適用するにあたって、相当に微妙な誤差分の入り易いことが分った。　また　同じ縮尺率であっても、S1対S1/2の比較の方が、S1/2対S1/4の比較よりも補正割合が少ないことからも、適用にあたっては充分な注意と工夫が必要であろう。

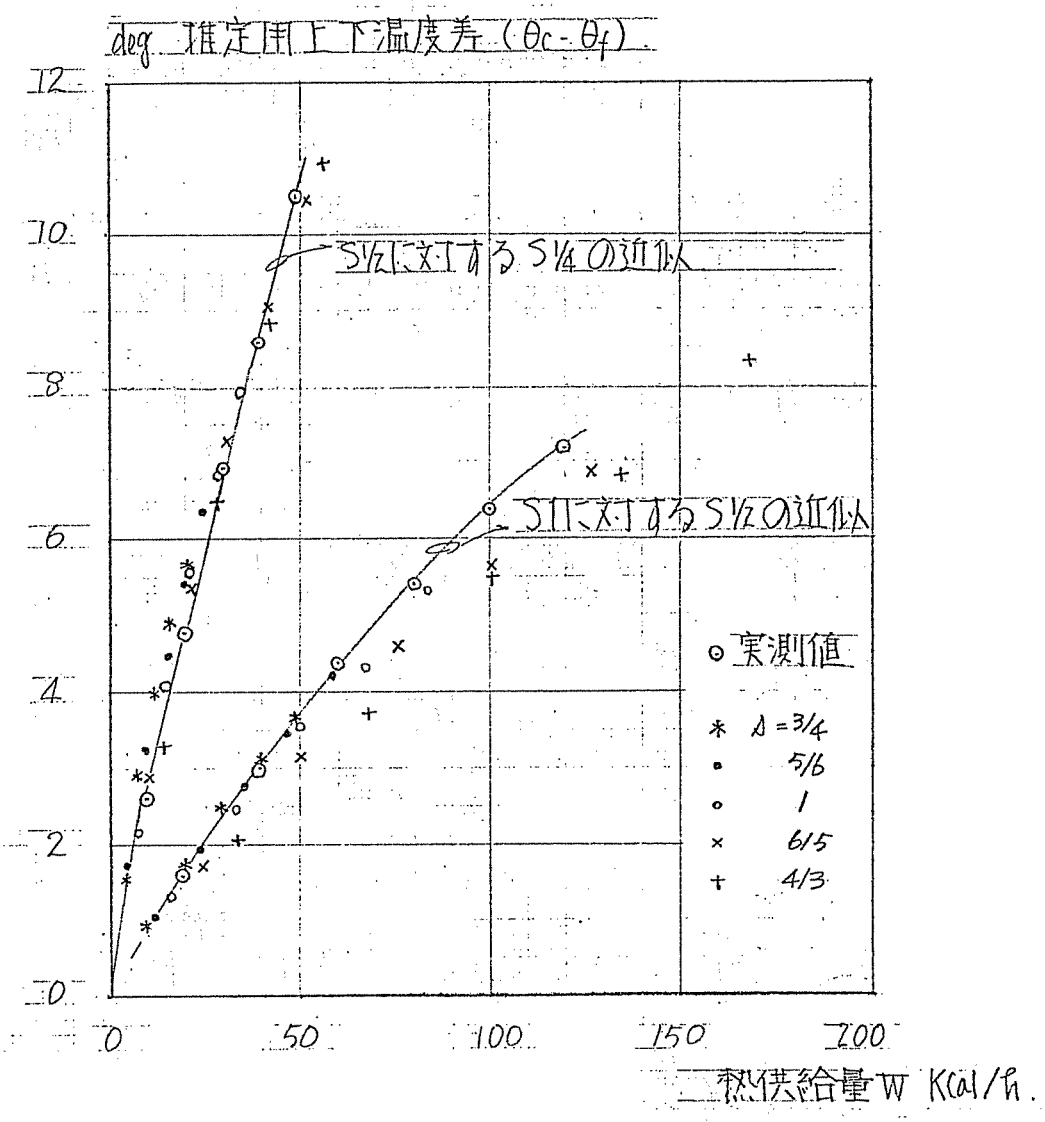


図5-3-5. 上下温度差に対する近似相似の程度.

流速、さらに上下温度差の双方から近似相似則の妥当性を検討したが、指数 α 値が 1 即ち「拡散係数値は模型寸法に比例する」という仮定で、近似相似則は成立すると考えて良い。

ここでの検討は 模型実験の方から温熱環境要因とその改善の方策を探る手段として、前回の近似相似則の単なる確認にあった訳ではない。例えば、距離に関しては 天井高 L を基準にとって、温度に関しては放熱器と外気温との差 $(T_H - T_0)$ を基準に、流れ関数は、放熱器吹き出し速度と天井高の積 $V_0 L$ を基準にとって 温度輸送方程式に代入すれば、

$$X = \frac{x}{L} \quad , \quad Y = \frac{y}{L} \quad , \quad \Theta = \frac{T - T_0}{T_H - T_0} \quad , \quad \Psi = \frac{\psi}{V_0 \cdot L} \quad , \quad W = \left(\frac{L}{V_0}\right)\Omega$$

$$u\frac{\partial \Omega}{\partial x} + v\frac{\partial \Omega}{\partial y} = K_T \cdot \left(\frac{\partial^2 \Omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Omega}{\partial y^2}\right) + \frac{g}{T_0} \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} \cdot \frac{\partial W}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \cdot \frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{K_T}{V_0 \cdot L} \cdot \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2}\right) + \frac{g \cdot L (T_H - T_0)}{V_0^2 \cdot T_0} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial X}$$

となる。右辺第1項の係数を、次の様に整理すると、レイノルズ数、グ

$$\frac{1}{R} = \frac{K_T}{V_0 L} \qquad \frac{g \cdot L (T_H - T_0)}{V_0^2 \cdot T_0} = \frac{1}{R^2} \cdot \frac{g \cdot L^3 (T_H - T_0)}{K_T^2 \cdot T_0} = \frac{G_r}{R^2} \qquad 5\text{-}3\text{-}11$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y}\frac{\partial W}{\partial X} - \frac{\partial \Psi}{\partial X} \cdot \frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{1}{R}\left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2}\right) + \frac{G_r}{R^2} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial X} \qquad 5\text{-}3\text{-}12$$

ラスホフス数に類似した無次元係数が得られる。特に係数Rは、拡散係数値が空間規模に比例する場合、数値解析時吹き出し速度が同じであれば空間規模に関係なく一定として処理することができるという利便さが生ずる。空間規模、分割規模、拡散係数の関係については、温寸法の所で再度取り上げて検討することにする。

5 3 2　壁近傍の流れ.

先の近似相似則の検討は. 拡散係数値と空間規模と云う観点でとらえて　数値解析を行う際の基礎資料とした。　壁近傍流れの検討も同じく壁近傍での境界条件を簡易にするために行なったものである。

側壁に暖房器が設置されている. あるいは室中央に設置されているを問わず. 一般に暖気流は天井へいったん立ち上がり. 側壁で冷却されて下降すると云う流れ方をとる。　そして. 図5-3-6に示す様に壁近傍に流速の極大値を持ち. かつ壁表面では速度が零になっていると云う様に. 壁近傍では. その法線方向の速度分布の変化が激しい。

そのため. 数値解析では. その部分の分割数を増す. 速度の極大値の所を「スリップ条件」[9]にする. ウオールジェット流の実験結果を利用する等々の対処がとられている。　ここでは. 速度の極大値の所を「スリップ条件」にして. 極大位置までの層厚に流れる流量を一定と仮定とした場合の境界条件について検討している。

1。境界層外縁速度と境界層厚について

熱対流空間では. 熱線微風計による計測が難しいので. 白煙をトレサーにしたが. 白煙観察によれば. 流れ方向の速度極大値に注目することができると云う有利さが生ずる。　その一方で. 白煙トレサーでは. 速度境界層を直接知ることができないので. 温度境界層の方から間接的に推定することになる。

壁近傍流れで. 速度の極大値の所をスリップ条件にして. 極大位置までの層厚に流れる流量を一定と仮定すると. 次の様な有利さが生ずる。例えば. 極大位置で. 流れ関数値を設定できる. 壁近傍で分割距離を細分し. 分割数を増す必要がない. と云う利便さが生ずる。

速度境界層外縁速度 U_{max} , 境界層厚 δ は. 流れ方向に沿って指数則が成立し. それらの積が一定と仮定できれば　次の様になる。

$$u_{max} = C_1 \cdot x^n , \qquad \delta = C_2 \cdot x^m .$$

$$u_{max} \cdot \delta = C_1 \cdot C_2 \cdot x^{n+m} = C_0 . \qquad n+m=0 \text{ と仮定.}$$

} 5-3-13

速度境界層外縁で速度は滑らかに接続し，境界層内の速度分布（3次曲線）は 流れ方向に沿って変らないと仮定できれば、流れ方向に沿っ

$$y=0 \to u=0 , \quad y=\delta \to u=u_{max} , \frac{\partial u}{\partial y}=0 , \Omega=0 \text{ (スリップ条件)}$$

$$\xi = \frac{y}{\delta} , \quad u(y) = u_{max} \cdot f(\xi) = u_{max}\{1-(1-\xi)^3\} \qquad 5-3-14$$

$$\int_0^\delta u \cdot dy = \int_0^\delta -\frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot dy = -\psi_{y=\delta}$$

$$= \int_0^1 u_{max}\{1-(1-\xi)^3\} \cdot \delta \cdot d\xi = \frac{3}{4} C_0 \qquad 5-3-15$$

た流れ関数値は一定となる。

平板に沿って流れる水平方向の境界層方程式は 運動方程式から圧力項と流れ方向の拡散成分を省略できるとして 次式を仮定した。

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = \nu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \qquad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \qquad 5-3-16$$

先の境界条件のもとで、上式を $y=0 \sim \delta$ まで積分し、連続条件を入れる。

$$\int_0^\delta \frac{du^2}{dx} dy = u_{max} \int_0^\delta \frac{du}{dx} \cdot dy = -\nu \cdot \left(\frac{du}{dy}\right)_{y=\delta}$$

$$\frac{d}{dx}\int_0^1 u_{max}^2 \cdot \delta\{1-(1-\xi)^3\} d\xi - u_{max}\frac{d}{dx}\int_0^1 u_{max}\delta\{1-(1-\xi)^3\} d\xi = -\frac{3 \cdot u_{max} \cdot \nu}{\delta} .$$

$$\frac{9}{14}\frac{d}{dx}u_{max}^2 \cdot \delta - \frac{3}{4}u_{max} \cdot \frac{d}{dx}u_{max} \cdot \delta = -\frac{3 \cdot u_{max} \cdot \nu}{\delta} .$$

$$\frac{3}{14}\frac{C_0^2}{\nu}\frac{d}{dx}U_{max} = -U_{max}^2 \qquad 5-3-17$$

として整理される。 $x=0$ に於ける U_{max} を $U_{max}(0)$ とすれば、

$$U_{max} = \frac{U_{max}(0)}{\frac{14\cdot\nu}{3\cdot C_0^2}\cdot U_{max}(0)\cdot x + 1} \qquad 5-3-18$$

$$\delta = \frac{14\nu\cdot x}{3C_0} + \frac{C_0}{U_{max}(0)} \qquad 5-3-19$$

となる。

2。速度の極大値とその層厚の積の推定

速度の極大値およびその層厚は自煙トレサーを用いた場合、直接的な推定は難しいので、流れ方向に沿った平均値を用いることにした。 模型箱は、自煙トレサーの観察の難易を勘案して S1/2 (600x450^{W}x400^H) を用い、天井面の流れ方向平均流速を求めた。 天井面を採用したのは、①温度境界層厚の推定が容易であること ②流れが成層していて、極端な自煙の乱れ(例えば、蛇行、揺ぎ、剥離現象の様なもの)がなく、安定した流れであることによる。 天井面での平均流速、平均層厚は、その流れ方向距離を L_c とすれば、次の様になる。

$$\overline{U_{max}} = \frac{1}{L_c}\int_0^{L_c} U_{max}\cdot dx = \frac{3C_0^2}{14L_c\cdot\nu}\log\left(\frac{14U_{max}(0)\cdot L_c\cdot\nu}{3\cdot C_0}+1\right)$$

$$\overline{\delta} = \frac{1}{L_c}\int_0^{L_c}\delta\cdot dx = \frac{7\cdot L_c\cdot\nu}{3C_0} + \frac{C_0}{U_{max}(0)}$$

$$U_{max}(0) = \frac{3\cdot C_0^2}{3\cdot\overline{\delta}\cdot C_0 - 7\cdot L_c\cdot\nu}$$

$$\overline{U_{max}} = \frac{3\cdot C_0^2}{14\cdot L_c\cdot\nu}\log\left(\frac{3\cdot\overline{\delta}C_0+7L_c\cdot\nu}{3\overline{\delta}\cdot C_0-7L_c\cdot\nu}\right),\ C_0 > \frac{7\cdot L_c\cdot\nu}{3\cdot\overline{\delta}} \qquad 5-3-20$$

壁近傍の速度極大値の平均、同層厚の平均の積C_0は、下式から得ることができる。

$$\frac{\overline{U_{max②}}}{\overline{U_{max①}}} = \frac{\log\left(\frac{3\bar{\delta}_{②}C_0 + 7\cdot Lc\cdot\nu}{3\bar{\delta}_{②}C_0 - 7\cdot Lc\cdot\nu}\right)}{\log\left(\frac{3\bar{\delta}_{①}C_0 + 7Lc\cdot\nu}{3\bar{\delta}_{①}C_0 - 7Lc\cdot\nu}\right)} \qquad 5\text{-}3\text{-}21$$

①,②は測定番号。

実測から求めた$\overline{U_{max}}$, $\bar{\delta}$を代入して Newton法（又は図式解法）によってC_0を決定すれば良い。境界層の平均層厚$\bar{\delta}$は、図5-3-7に示す様に、測定位置での天井表面温を基準にした温度分布を画き、妥当と思われる厚さを求める。図を見ても明らかな様に、ほぼ直線的に層厚は増加しているので、$\bar{\delta}$は、それを直線で近似した台形面積から得ることができる。それを図5-3-8に示す。図5-3-9に、白煙トレースによる$\overline{U_{max}}$を示す。図から熱供給量が増すにつれて平均流速は増大し、一方平均層厚はその傾向と反対に減少傾向にあることが分かる。

図5-3-8, 9の諸数値を用いて、$C_0 = U_{max}\cdot\delta$を求めると、概ね8～11 m²/hの範囲で得られ、次の仮定は成立しているとして良い。

$$\left.\begin{aligned} &U_{max}\cdot\delta = C_1 x^n \cdot C_2 \cdot x^m = C_1 C_2 \cdot x^{n+m} = C_0 = \text{const.} \\ &8 < C_0 < 11\ \text{m}^2/\text{h} \qquad n+m = 0 \end{aligned}\right\} \quad 5\text{-}3\text{-}22$$

この推定作業では ①対象空間が小さいこと、②$Pr \fallingdotseq 1$の仮定を行ない、温度境界層厚の方から平均層厚を求めたこと、③境界層内速度分布の仮定の妥当性、さらに速度極大位置まで動粘性係数を用いたこと ④流れの安定性の正要因として浮力の影響を考えたが、解析上はそれを無視したこと、⑤流れ方向の圧力勾配は境界層外縁で与えられ、零あるいは既知のxの関数と云われるが、解式上の都合でそれを零としたこと、等々問題点も多いが、簡便な境界条件に組み入れるための基礎検討とした。

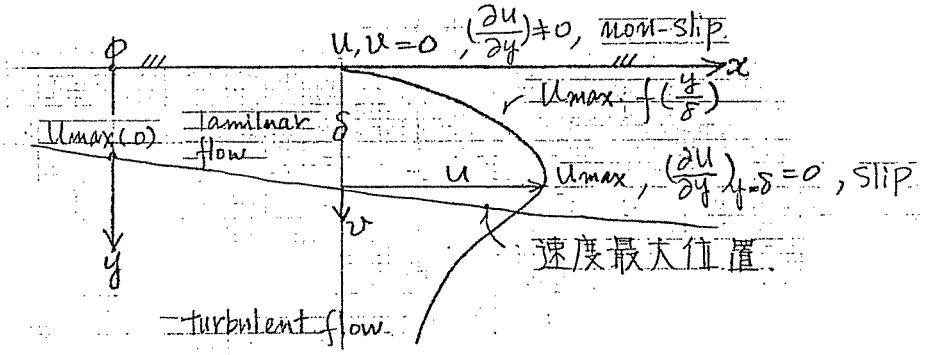


図5-3-6 壁近傍流れの速度プロフィル.

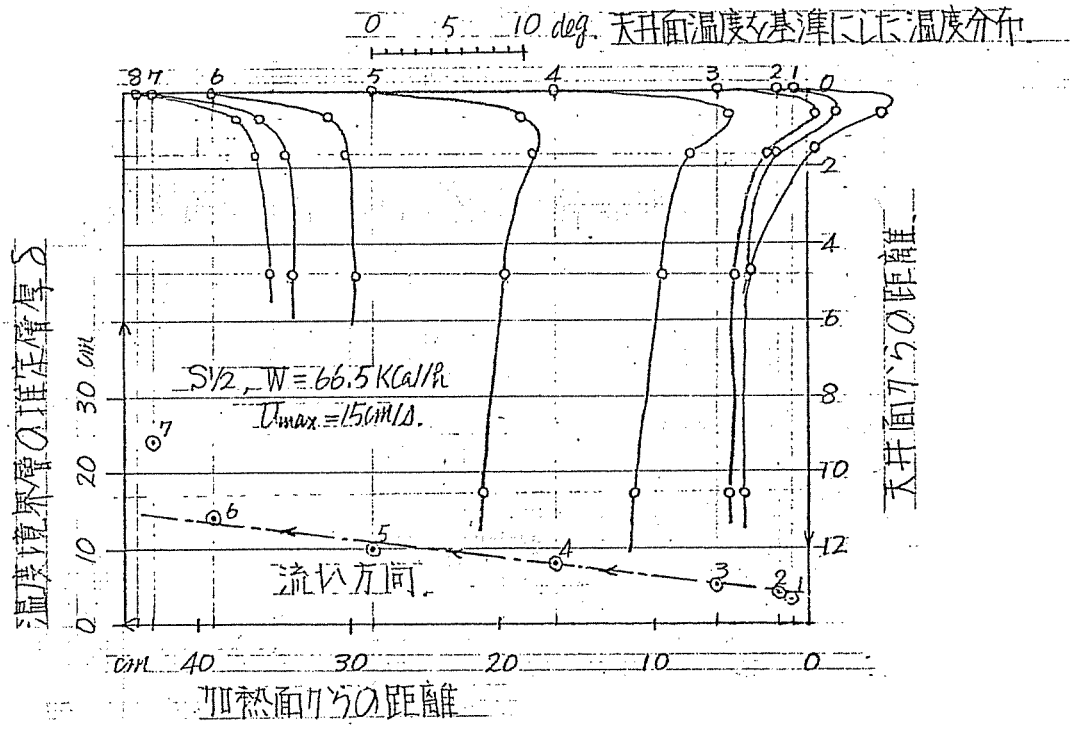


図5-3-7 温度分布と境界層の推定厚

注) 速度境界層は温度境界層よりも薄いと云われるが、ここでの検討では Pr=1.0 として作業を進めている。

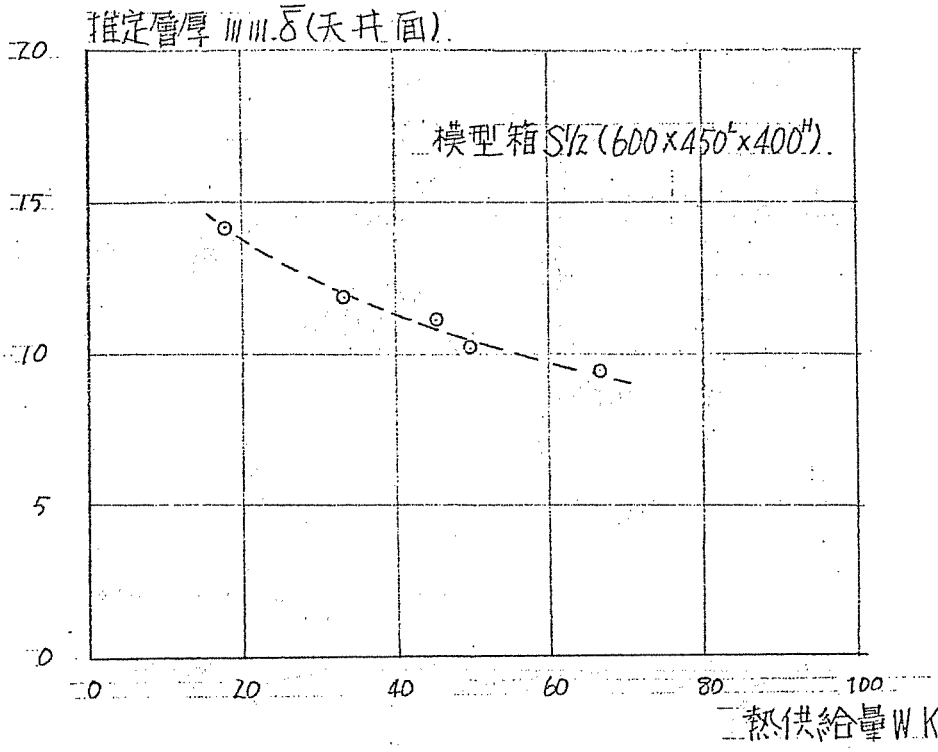


図 5-3-8. 温度境界層にもとづいた流れ方向の推定層厚

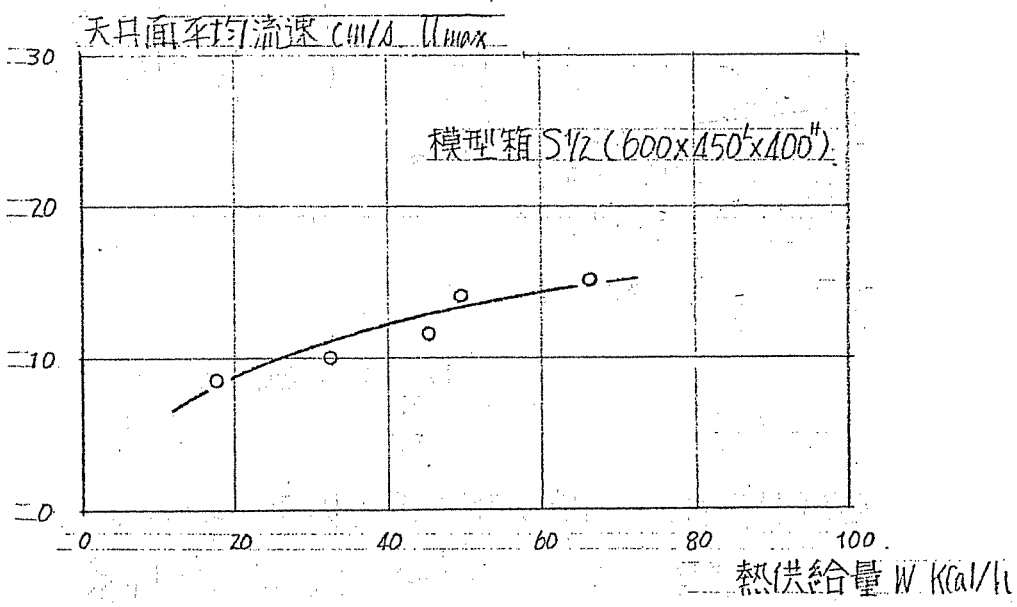


図 5-3-9. 流れ方向平均流速

5.3.3 温度分布・気流分布と乱れの性状

室内の熱対流問題を手掛ける際、気流の分布、乱れの分布を手に入れるのには非常な困難さを伴う。これが、温度分布はともかくとして室内熱対流の研究の隘路となっていたと云えよう。自然対流時の居住域の気流速は、放熱器の上部・暖気・冷気流の卓越域に於けるそれとは異なり特殊な場合を除けば、熱線型では測定では、測定の困難な0.1 m/s以下となっている場合が多いからである。

ここでは、空気流動を可視化して流れ方向と流速を決定する方法、さらに、温度変動から乱れの性状について論じ、次節に於ける温度分布気流分布の数値記録のための基礎資料とする。

1。浮遊体について（Tracer Particle 以後略してTP）

空気流動を可視化して、流路、流向を決定する方法に様々の制限のあることは論をまたない。例えば、すでに観察空間が限定されると云うことである。3次元流れが一般的な実空間に於いては、概略的な流路はともかくとして、ある程度の正確さをもった流速測定は不可能と云って良いからである。それ故、スケッチ程度ではなく、流路、流速を測定するためにはどうしても3次元的流れが対象になるが、可視化法が、緩速気流に相当程度威力のあることを考慮すれば、卓越流向面に限定されると云うことをもって測定法それ自体を否定されるべきものとは思われない。すでに、空気流動を追跡し、可視化するにはTPの選択が重要な鍵になってくる。さらに、測定に際し、可視が前提となるために、光源、光量とその反射量、測定対象空間規模・対象流速、TPの終速度、流速決定方法、TPの放出方法によって、TPの選択が当然異なってくると云うことである。

TPとしては、白煙、空中の塵、液膜泡、種子冠毛、メタルデハイド等が用いられているが、その長短などを表5-3-4に示す。

種子冠毛には タンポポ，ポプラ，ナゲシなどがあるが 形態からくる終速度の影響を 絶無にできない場合を考慮すると，形状に統一性のあるタンポポ冠毛（写真5-3-1 参照）が 最も取り扱いの容易なTPと云うことができよう。 本検討では，この形状の統一性の他に，春秋2回の採集が可能と云う入手の容易さ，円柱状であることからくる放出方法の簡便さ，反射光量，毒性を勘案し，タンポポ冠毛片を採用した。

終速度に大きな影響を与えるものとしては，個々の冠毛の形状，寸法（太さ）もあるが，むしろ TP相互が付着し，塊状となって落下することの方が大きいことが分った。 それ故 自由対流場に於ける気流観測のためには，放出方法の工夫が大切になってくる。 本検討に用いた放出器を写真5-3-2に示すが，これは，タンポポ冠毛片を静電気的に付着せしめるものである。 静電気を利用したのは次の理由による。 ①個々の離脱を可能ならしめるため。 ②放出後の便を考え，器は放熱器直上や卓越流域に設置されるが，冠毛片を器の上に付置しておいたのでは，気流にエントレンドされて 測定時期まで停留していないため，である。

電源は 半波整流倍電圧回路とし，その1端（－）を接地し，他端を放出器と接続させる。 放出時には，器接続端も接地させ 放電時間を十二分に確保した後に，放出器に軽度の振動を与え，循環気流中へゆっくりと放出せしめる。 この方法によれば，放出冠毛片数までの制御はできないが，数個の放出が可能である。

一般に，TPを使用した気流観測に於いて，技術的に難しいのが放出と放出時の形態偏差を防止することであるが，このタンポポ冠毛片の静電放出方式は，観測場への影響を相当に減らすことが可能であり，熱対流ばかりでなく 強制換気時の緩速循環流域（居住域）に於ける気流観測にも応用できると考えても良いであろう。

表5-3-4 浮遊体の一般的性質および長所と短所について

TPの種別 ＼ 検討項目	① 入手の難易、放出方法、放出器機の有無、放出粒径の制御	② 対象空間での浮遊性能、希釈・消失の有無	③ 終速度 v_t の問題	④ 可視化のための反射光量、対象空間規模	⑤ 事後処理の難易、毒性
白煙	入手は容易。火然源の伴うものは TP の浮力が問題。器機がなくとも放出は易。	一般に拡散効性が良く、希釈後は、後続煙での継続測定は困難。	ほぼ問題なし。	希釈前であれば概ね良好。マクロ観察向き。流路、流向は捉えるが、流速は難しい。	ほぼ問題なし。
空気中の塵	空気中に既に浮遊している粒子であれば、入手の難、放出の難はない。粒径にも問題はない。	希釈・消失なく、性能は極めて良好。	$v_t \propto \frac{D^2 \cdot \rho_D}{\mu}$ Stocks ($\Phi < 0.1$) $v_t \propto \frac{D \cdot \rho_D^{2/3}}{(\mu \cdot \rho_a)^{1/3}}$ Aleun ($0.1 < \Phi < 1$)	反射光量少のため、強力な光源が必要。ミクロ的観察に向く。	事後処理の必要はない。
液膜泡	特別の液と放出ノズルが必要。放出速度が問題になれば外乱になる。放出泡寸法の制御は困難。	一般に、持続性は長くない。1ヶ月と云う結果もある(Carpenter)。	$v_t \propto \sqrt{\frac{4gD(\rho_D - \rho_f)}{3\rho_f C_D}}$	通過性の膜のため、反射光量は少ない。マクロ観察向き。自然対流の様に温度ムラがあれば不適。	壁面に吸着消失。事後処理の必要なし。毒性はない模様。
種子冠毛	季節要因はあっても入手は容易。放出には一工夫が必要。塊状になり易い欠点がある。	概ね良好。形状・形態による性能の差が現れやすい。	$v_t \propto \sqrt{\frac{D \cdot \rho_D}{\rho_a}}$ Newton ($\Phi > 1$)	反射光量は比較的良好。マクロ観察向き。自然対流観察も可能。	掃除が必要か。毒性なし。
昇華金属	昇華のため熱源が必要。それが外乱になる場合もある。一般に粒径の制御は困難。	一般に昇華後の持続時間は長いと云われている。	度、冠毛片に準ずる。$D \leq 5$ の場合、静止空気中で15分、浮遊の実績がある(D_{aw})。	一種の金属片のため反射は極めて良好。ミクロ、マクロ的観察の双方に使用できる。	毒性(highly toxic)ありと云われている。それ故事後処理は必要。対象空間測定法も限定される。

注) D：TP粒径 mm　ρ_D：TP密度 $(kg \cdot m/h^2)/m^3$　μ：粘性係数 (h^2/h)：$(kg\,m/h^2)/m^3$　γ_D：TP比重量
ρ_a：空気密度　γ_a：空気比重量
C_D：定数 $C_D = f(Re)$, $Re = D \cdot v_t / \nu$, $\nu = \mu / \rho_a$

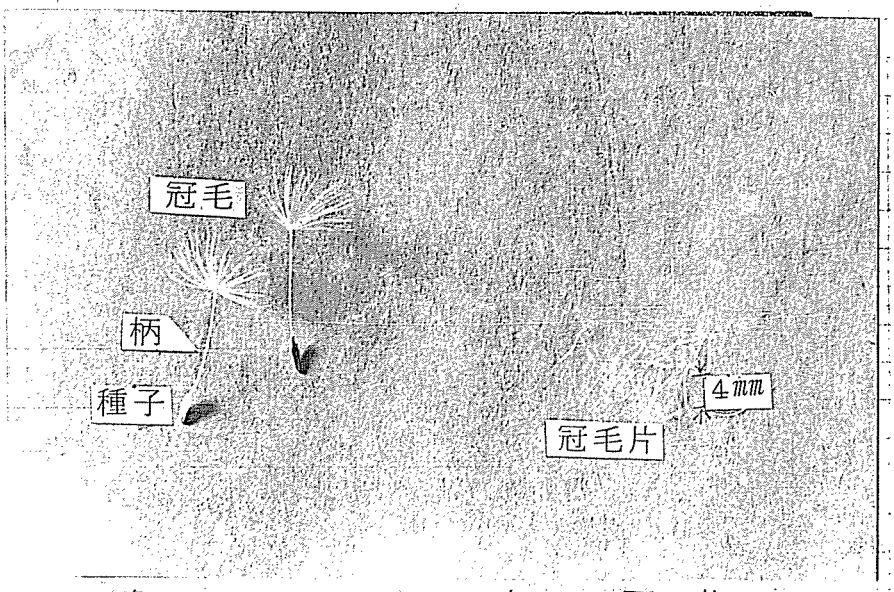


写真 5-3-1　タンポポ冠毛と冠毛片

注) 左側、冠毛、右側、鉄で採集した冠毛片（片長約4mm）
1測定に冠毛1ケ、冠毛片で2000～3000本使用。

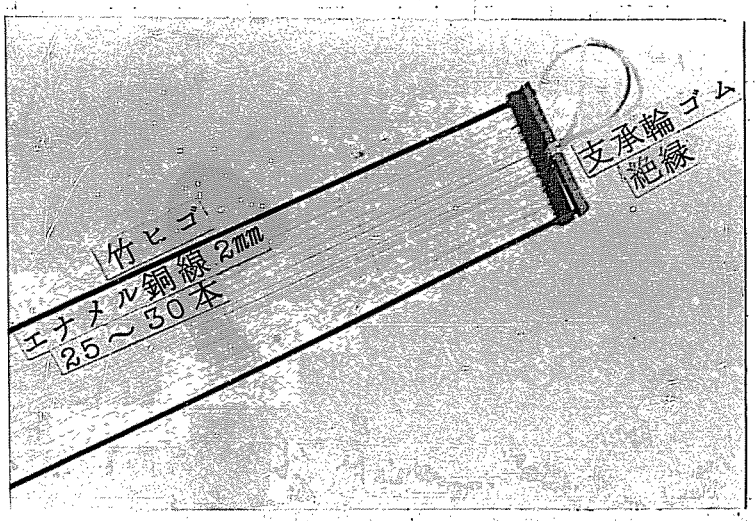


写真 5-3-2　タンポポ冠毛片放出器

注) フレームは竹ヒゴ。停留線は0.1Φエナメル銅線
寸法 40×350L, 使用電圧1000V, 電流（短絡）0.001A
電圧調整にはスライダック使用, 支承は輪ゴムを利用して、リークの防止に心掛ける。

タンポポ冠毛片の個々の重量を推定するために 粒量を試みたものが、図5-3-10である。 測定の有意さを考え ある範囲として表わしてあるが ほぼ、原点を通る直線近似が可能の様である。

タンポポ冠毛片の拡大状況を写真5-3-3に示すが、冠毛は単純な円柱ではなく 所々に突起状のものが認められる。 先に植物性のTPには 1塊になり易い性質がある、と述べたが、この様な突起が集塊の遠因であろうと思われる。

形状を円柱として密度を求めてみると 224 kg/m³となった。 これは干度木材の密度と同程度となって 組成、含水率、空隙にそれ程の差がなければ、概ね妥当の様に思われる。

次に、タンポポ冠毛片の追随性と終速度について検討する。 静止流体(管径50中, 管長1000のガラス管で再現、助走区間450, 測定区間長150~350を採用)中での測定結果を図5-3-12に示す。 冠毛片あるいは冠毛から種子とそれを支承する柄の部分を除去したものは 離散の少ないのが分かる。 従って、終速度を大きく左右するのは形状であると考えて良いであろう。

平均に意味があるものとすれば、冠毛片(1本毎)が最も遅くて 3cm/s前後、冠毛頭部で10cm/s未満である。 この測定から冠毛片でも直棒状のものが早く 1部が曲っていたりして 回転しながら螺旋状に落下する様なものについては、遅くなることが分った。 また 2本、3本数本と云う様に、相互に付着して塊状になって落下するもの程、終速度は増加する傾向にあると云うことが分った。

実測に於いては、この様な塊状になることを防止することが困難であるため、トレースの際には、反射光量の特に大きいもの、落下速度の著しいものを除外して記録すると云う 1つの消極策を採って、解決を図ると云う測定法をとることにした。

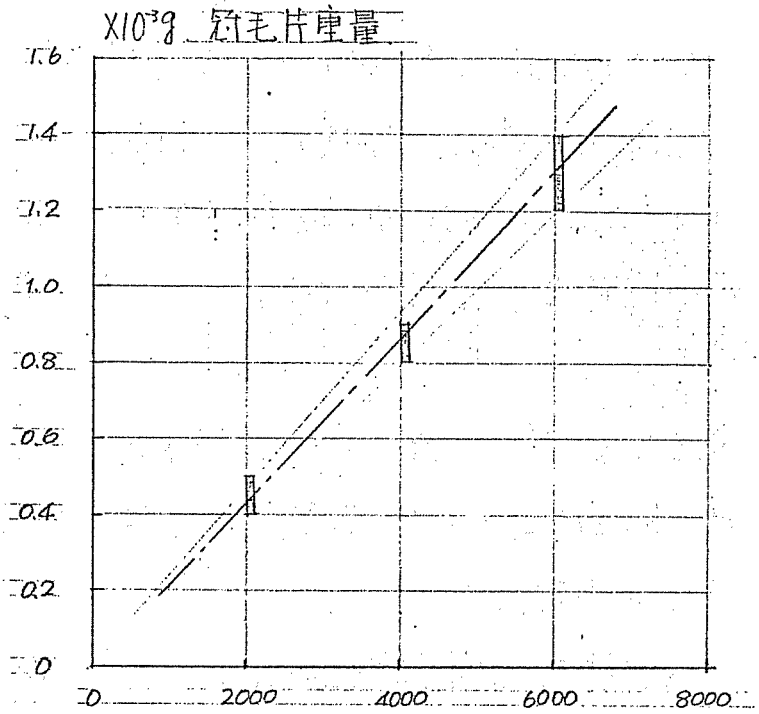


図5-3-10 タンポポ冠毛片の重量(片長約4㎜).

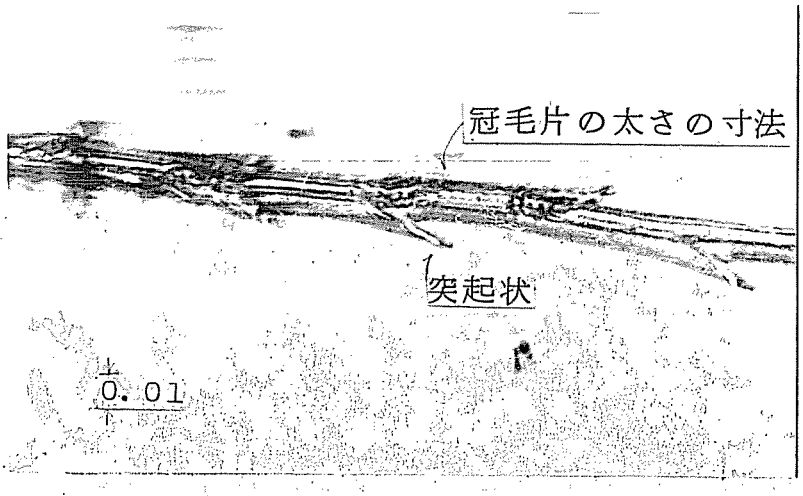


写真5-3-3. 冠毛片の拡大写真(1目盛0.01に相当).

注). 冠毛片密度 径0.018、片長4mm, $\rho_D \fallingdotseq 224\ kg/m^3$

参考値

伝熱工学資料便覧

木綿	81 kg/m³
人絹	170
羊毛	110
木材	250~350

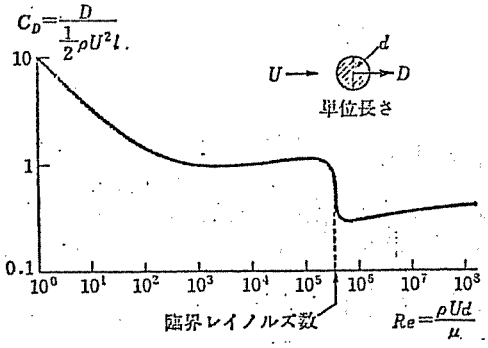


図5-3-11 円柱の抵抗係数 流体力学I (高野)

表5-3-5 諸形状体の抵抗係数 流体力学I

2次元物体 物体の形と流れの模様	抵抗係数C_D	3次元物体 物体の形と流れの模様	抵抗係数C_D
円柱 → $Re<Re_c$	1.20	球 → $Re<Re_c$	0.47
円柱 → $Re>Re_c$ $Re_c\simeq 3\times10^5$	0.34	球 → $Re>Re_c$ $Re_c\simeq 4\times10^5$	0.10
半円 →	1.20	半球 →	0.42
半円 →	2.30	半球 →	1.17
平板 →	1.98	半球面 →	0.38
平板 壁 →	1.25	半球面 →	1.42
正四角柱 →	2.05	円板 →	1.17
正四角柱 →	1.20	立方体 →	1.05
正四角柱 →	1.55	立方体 →	0.80
三角柱(くさび) → 60°	1.70	円錐 → 60°	0.55

冠毛片形状のCDの推定の為に採録.

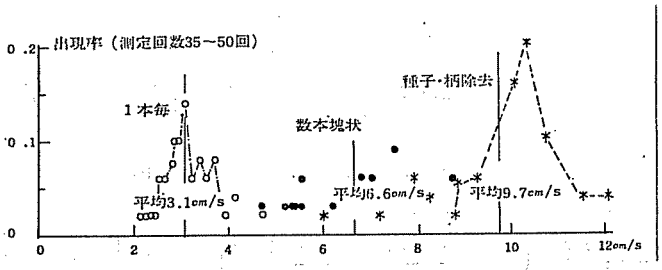


図5-3-12 冠毛形状別の落下速度とその出現率の関係

乱流空間に於いて可視化法を採るということは、時々刻々の流路や移動変位そのものに意味を見い出すのではなく、それの時間的・空間的平均値を得る所に主眼がある。その意味では、1本～数本間での絶速度値の違いも、平滑化されたある値として得られ下向きの速度は、絶速度を加味した平均値としての見掛け値として得られるので絶速度の補正処理が可能になる場合もあるだろう。

次に、暖房空間へ実際にタンポポの冠毛片を放出し気流速の測定整理を行なった1例を示すが、その目的は①タンポポ冠毛片による視観察法の妥当性の検討②記録整理作業の難易の検討③再現性の検討にある。ここでは、その検討を時間、空間平均気流速と循環流量の面から行なっている。その結果からは後述する様に妥当性についてはともかくとして再現性と有意性については認めることができた。しかしながら植物性の冠毛片などでは、絶速度問題を避けて通れないことから、できれば重力の加速度成分方向の影響を無視し得る測定に用いるのが望ましい。

多くの研究者がTPの開発に力を注いでいるのも視観察法の是非は先の絶速度問題に帰結すると考えているからでもあろう。しかしこれもまた、対象空間、気流循環の性状がからんだ問題であり、スケッチ程度の検討で充分である、さらにまた水平方向成分の検討だけで充分である、との立場をとるならば、タンポポによる視観察気流測定法も決して無意味のものではない。

実験住宅の居住室(副暖房室を有する3次元流れの空間)に於ける卓越流向面を対象とした時間、空間平均気流測定について視観察法を適用したが、その場合でも、図4-4-4に示す様に、概略的にではあるが、卓越流向面に於ける水平速度を得ることが、可能であることを確かめている。

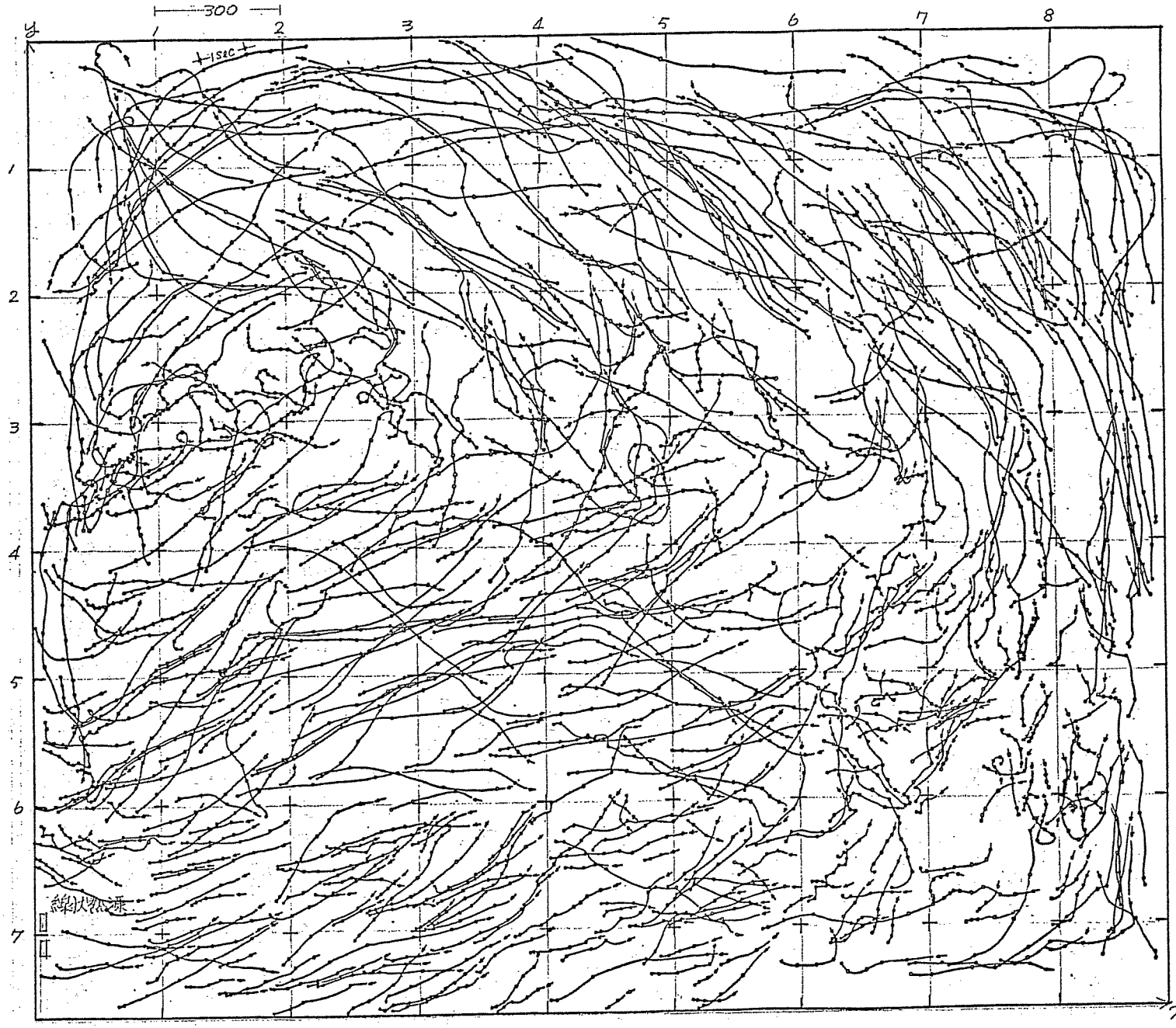
2。 TPを使用した暖房室内気流観測の1例[7](手画処理)

図4-3-1に示した被測定室(線状熱源)で、タンポポ冠毛片を放出し、その飛跡を透明フィルム(被測定断面 2.6×2.3mの1/16の面積)上に視点視枠固定によって追跡記録し、合成したものが図5-3-13である。図中の/印は追跡開始位置,○印~○印の間は1秒間に移動した距離である。従って その区間距離の変化が、各秒毎の速度の変化を示すことになる。この飛跡記録は擬2次元流とみなして整理しているが、一応、光束幅15cmに、流速の速い所で約5秒浮遊して(60~90cm距離移動)いる所から概ね、先の条件を満しているものと考える。

この記録は、手画きによるため、いわゆる正確さという面では不満もあるが、写真撮映の類(湿式)に比較すると、整理の煩雑さ、情報の過多 過少に陥いるということはない。また、必要な情報がある時刻の瞬間的な流速ではなくて、むしろ時間的・空間的平均流速であるから、TPの性格上、浮遊個数の限度、記録対象該当面積に入る確率の点から云って、待機の可能な手画の手法(乾式)の方が有利の場合もある。

この手法の再現性、信頼度という面で検討したものが図5-3-14である。整理は、①図5-3-13に示す空間を15×15cm²に細分し、その区画内に入った飛跡群をそれぞれX,Y方向成分に分解し、個々の平均値をとって その区画の時間的・空間的平均値とする。②終速度の影響の入っていないと思われるX方向成分速度「零」の界面を決定する。③その面から床面までの間の該当水平平均流速と区間長の積和を求め、それをその空間の擬2次元流下での相当循環流量とする,の手順をとった。

3回にわたって行なった測定結果からは 循環流量値そのものと、放熱器設置壁からの距離で表現した場合の傾向は ほぼ一致していると云って良いであろう。



断熱仕様：放熱器対面壁を除き発泡スチロール25mm、冷却面：ベニヤ板。熱供給量：187Kcal/min、在室者：3名、内外温度差10.1deg上下温度差2.3deg、対象面記録室より1.5mで、光源はビーム・ライト(250W)。観察記録は佐久木・横山の2氏。記録は肉眼手画、視点・視枠固定にて行う。冠毛片放出操作：会内。

図5-3-13 タンポポ冠毛片の飛跡記録結果の1例

終速度の算定は ①鉛直方向(y)の真の流速は 室全域にわたって終速度を一定と仮定し、測定流速と終速度との差とする，②x方向速度零の界面上に室循環流の中心(y方向の真の流速零の線との交点)Pがある，③中心Pに隣接する点P1，P2の放熱器設置壁の対向壁の近傍流速は等しい(情報量がゲないためこの様に仮定する)と仮定し、終速度ひt，近傍流速を未知数とする室循環流量の連立方程式からひtを推定する，と云う手順に従って求まるとした。

上記手順で．x方向成分速度零の界面上を走査しつつ求めたものが図5-3-15である。 1～3回目の測定に於いて離なく求まるのは．上述の室循環流の中心Pが．放熱器設置壁から約1m室内側のところであってそれ以外の所では 大きい変動を示した。

乱流空間に於ける測定で．終速度を一定とする仮定には相当の抵抗を感じるが その終速度は図5-3-15に示す様に概ね妥当な所であり TPによる測定にひtを持ち込み得たと云うことで．今後の簡略測定法として 発展も考えられよう。 TPの追随性と云う面も．流れ方向とその流速に急激な変動を 一般的にはそれ程示さない熱対流現象であり また．細かい「乱れ」の記述にまで応用しようとしない場合を考えれば．それ程大きい問題にはならないであろう。 再現性．信頼性と云う面でも．以上の検討の如く相当に期待できると云えよう。

図5-3-16は．上述の終速度を差し引いたy方向成分の速度を用い、速度ベクトルで表現したものである。 図を見ると幾分大き目に終速度を見積ったきらいもあるが．飛跡記録像図である図5-3-13に比べて 容易に流路、概ねの流速、定在渦の位置が分かる。

ここで 注目したいのは．室の循環中心のPを中心とする同心円的流れの様相を示していない．と云うことである。

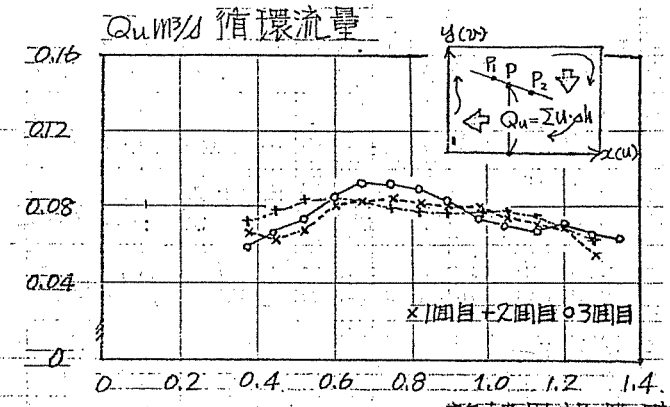


図5-3-14 x方向速度零界面からの相当循環量

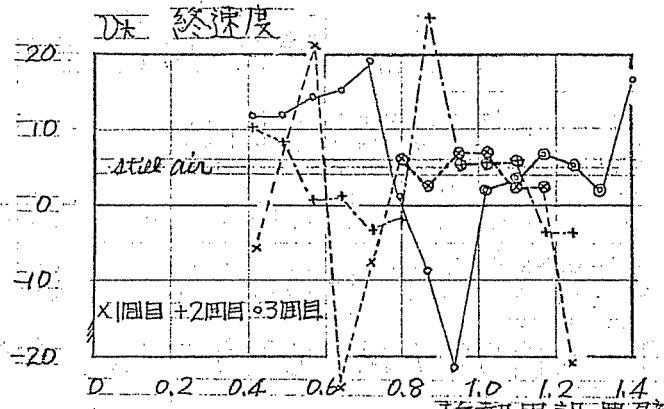


図5-3-15 相当循環流量をもとにした終速度
still air は図3-3-16参照

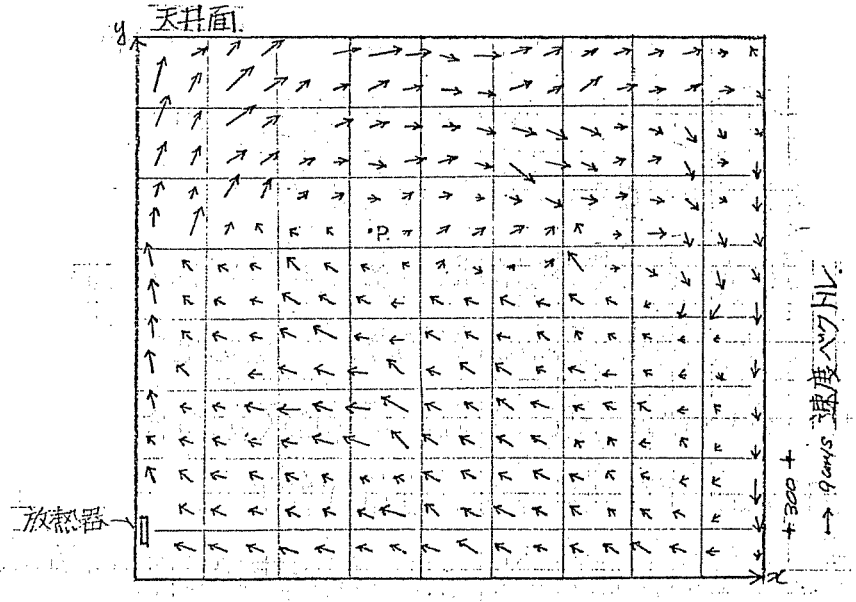


図5-3-16 終速度(5cm/s)考慮後の循環状態(1回目)
(W=187KCal/hr, V=5cm/s
測定時記録在室者3名)

乱流空間で時間空間平均流速を視観法にて得ようとする場合、繰返しになるが、終速度を全く無視し得るTPでない限りに於いて、この問題を避けて通ることはできず 何らかの補正あるいは修正行為が伴なってくる。 また 植物性のTPでは、個々の形状の不統一は避けられず、それに伴なった終速度のバラツキを防ぐことは不可能である。

従って 先にも述べた様に、飛跡記録時の反射光量の大小、沈降速度の大小から特異なものを除外して整理するという消極策が前提となる。それ故、整理以前に個々人の全体把握に対する状況判断が加わってきて、主観の入り込む余地もあるが（乾式の場合）、逆に 湿式を採れば 写真5-3-4に示す様な数秒間の記録では無理で、十数回の撮映記録から特異なものを除外するという操作が 必要となろう。

後述する平均流の検討では、先の検討例の主旨を生す意味で、テレビカメラ、モニターブラウン管の映像の方から記録する方式を採っているが これは 検討断面（2650×2280^{H}, 図4-3-1参照）の1部600×450^{H}を被撮映面（被写界深度1200）として、モニターブラウン管上に透明フィルムを貼付け、1秒毎の信号音を聞き、同時に気泡片の移動を記入するという ものである。 それ故 1作業1飛跡の記録にとどまる。 フィルム上の記録数は、前記録が不明確にならない程度まで、全面に採録された時点をもって終了とする。 この作業には、10～15分程度の時間を要する。

図5-3-17は、乾式の飛跡記録の例であるが、時間、空間的には上述時間で20~30ケ程の情報を入手できる。 一方 写真5-3-4は湿式の例であるが カメラのバルブ開放時間は、約10秒程度になっている。 湿式にて 時間 空間平均流速を得るためには、ある程度の時間々隔をおきつつ10～15枚の情報が必要になるであろう。

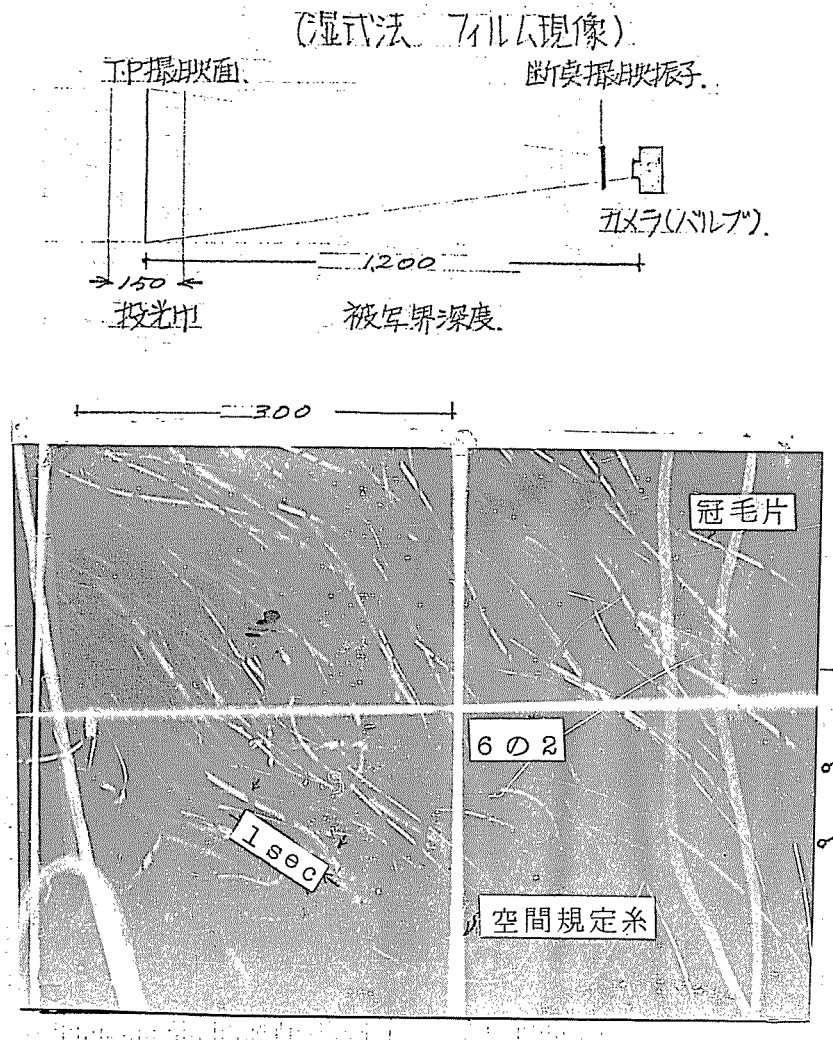


写真5-3-4 振子を利用した低跡記録例(湿式)

602, 在室者2名、カメラ・バルブで約10秒
振子周期1秒、断哀から断哀まで0.5秒.

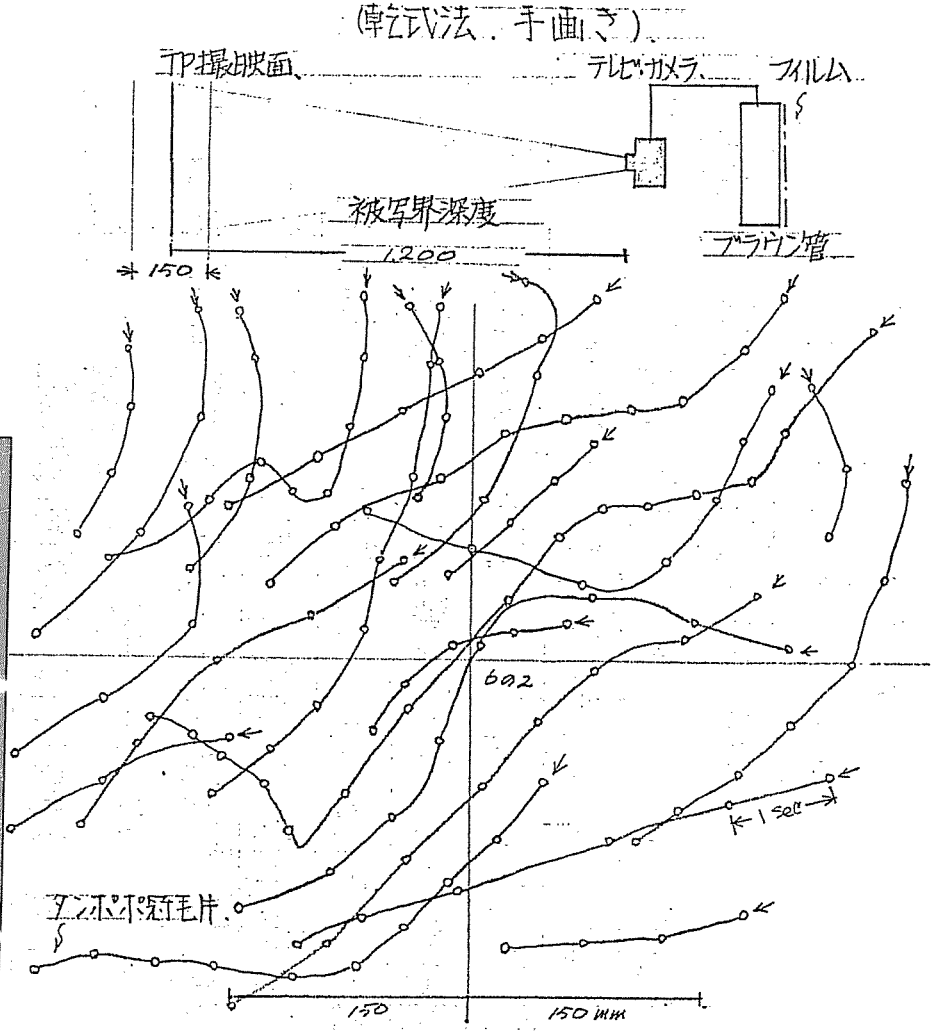


図5-3-17 モニターブラウン管上の低跡記録例(乾式)

602, 無人連隔操作, 上下温度差0.7, 内外温度差6deg.

3。乱れ性状把握のための基礎検討

ここでは 熱対流現象が 温度ムラ(非等温)によって生ずることに注目し、熱線型微気速計では測定の難しい平均流速が 10 cm/s以下の気流の温度変動を用いて乱れ性状の把握を試みようとしている。

前節で触れた様に、拡散係数ベス法にて数値解析を行う場合、乱れの規模に裏付けされた分割距離や拡散係数が必要になる。そして 数値解析に用うる立場からすれば その点と解析対象空間の幾何学的位置関係あるいはその点での平均流速(又は、平均速度差、温度)を用いて それらの諸数値を表現できる ようすることができれば、大変都合が良い。

A) 乱れの規模。

Taylorに依れば、卓越平均流 $\bar{U}$ に直交する速度変動 v' を用いて、流体塊が $t=0$ からある時刻 t_0 までに移動した距離 Y を考え、

$$Y = \int_0^{t_0} v'(t+\tau)\,d\tau \qquad 5-3-23$$

$$\overline{v'^2} = \frac{1}{\Delta T}\int_{-\frac{1}{2}\Delta T}^{\frac{1}{2}\Delta T} v'\cdot v'\,d\tau \qquad 5-3-24$$

$$R(\tau) = \frac{1}{\overline{v'^2}\cdot\Delta T}\int_{-\frac{1}{2}\Delta T}^{\frac{1}{2}\Delta T} v'(t)v'(t-\tau)\,d\tau = \frac{\overline{v'(t)\cdot v'(t-\tau)}}{\overline{v'^2}} \qquad 5-3-25$$

$$\overline{Y\cdot v'} = \overline{Y\frac{dY}{dt}} = \frac{1}{2}\frac{\overline{dY^2}}{dt} = \overline{v'(t)\cdot v'(t-\tau)} = \overline{v'^2}\int_0^{\infty} R(\tau)\,d\tau \qquad 5-3-26$$

$$K_T = \overline{Yv'} = l_1\sqrt{\overline{v'^2}} = \overline{v'^2}\int_0^{\infty} R(\tau)\,d\tau \qquad 5-3-27.$$

として l_1 を混合距離、K_T を拡散係数とした。[15]

また Prandtl は Uが 流れの直交方向で変化する場合、流れ方向の速度変動 u' を混合の始めと終りの l 点間 L の平均速度の差と考えて

$$-\overline{u'} = L \cdot \frac{d\overline{U}}{dy} \qquad 5\text{-}3\text{-}28$$

流れに直交する速度変動は、流体塊の離合によって起こるとして

$$v' \propto u'$$

u', v' の間の相関を考慮に入れて 次の l を考えた。

$$K_T = \overline{L \cdot v'} = l^2 \cdot \left|\frac{d\overline{U}}{dy}\right| \qquad 5\text{-}3\text{-}29$$

Taylor の l は 自己相関関数 R と速度変動による $\sqrt{v^2}$ から得られ、Prandtl の l は 剪断力 τ や $\partial\overline{U}/\partial y$ の測定の方から得られるという。

$$\tau = \rho l^2 \cdot \left|\frac{d\overline{U}}{dy}\right| \cdot \frac{d\overline{U}}{dy} \qquad 5\text{-}3\text{-}30$$

熱対流の場合、卓越する平均流速はともかくとして 速度変動成分 u', v', 圧力の変化を得ることは存外に難しい。これは、繰返し述べている様に、空間の大部分が 緩速流によって占められているためである。

それ故 気流速変動の方から Lagrange 的立場（流れの中の1つの流体要素に注目，相関式では、渦の寿命時間を表わす，相関値の測定は厳密にいって困難）に立って[13] 混合距離、拡散係数値を求める訳にはゆかない。

1つの便法として、気流の温度変動が 空間的に積層していると仮定できる状態にある場合のみ 卓越流向に直交する速度変動成分 u_p が 気流の温度の時間変動 (dT_p/dt) と卓越流向に直交する空間の温度傾度 $(\partial T/\partial \xi)_p$ から推定できるが[16] これとて、次に述べる様に、①熱的に次

$$u_p = \left(\frac{\Delta T_p}{\Delta t}\right) / \left(\frac{\Delta T}{\Delta s}\right)_p$$ 5-3-31

え熱対流が満されていること，②室内の温度分布は Δs 区間直線であること ③流れは 床面等に平行な積層流であることが前提となる。 従って気流の温度変動による速度変動の推定法は 大変動中に小変動が加わっている様な場合．即ち 充分に発達した乱流に於いては．その適用は無理と判断される。

今まで 述べてきた様に 熱対流の場合．気流速変動を直接的に計測するにも．温度変動の方から間接的に変換して推定するのにも 種々難しい面があるので．次に．温度変動の空間相関の方から「乱れの規模」を推定できないかを考えた。

Euler相関とは 乱流中の2点間の気流変動の相関を表わすもので、時間相関と空間相関がある。 Taylor の仮説（frozen turbulence）が成立し 2点が流れに平行な線上にあれば 両者は変換できるが この場合を Taylor-Kármán 相関と云っている。 Eulerの時間相関の積分量はその点を渦が通過に要する時間を表わしていると云われている。

Euler相関で取り扱う変動情報は 速度で定義されているので温度変動を用いては「乱れの空間的尺度」そのものについて推定することはできない。 しかし．温度変動を速度変動にアナロジーして、温度変動波型相互の空間相関を考えた場合．速度変動による相関と同様に 空間距離が接近している程 相互相関が高く．遠ざかる程低目になることが予想される。 その意味では．温度変動の場合でも．その空間相関値の空間距離の積分値は「乱れの規模」に近いものを表現しているものと考えても良いであろう。 本節では．この考えに従って温度変動の場合でも Euler 的空間相関の適用が可能と仮定して整理を進めている。

温度変動を速度変動にアナロジィした場合のEulerの空間相関は次の様になる。 今、測点0の温度変動をT_0', 卓越平均流向に直交し、Δl離れた測点yの温度変動をT_y'としたときの相互相関を考えると.

$$R_{y\cdot\Delta l} = \frac{\overline{T_0' \cdot T_y'}}{\sqrt{\overline{T_0'^2}}\ \sqrt{\overline{T_y'^2}}} \qquad 5\text{-}3\text{-}32$$

$$= \frac{\frac{1}{N}\left(\sum_{n=1}^{N} T_0'(n\Delta t)\cdot T_y'(n\Delta t)\right)}{\sqrt{\left(\frac{1}{N}\left(\sum_{n=1}^{N} T_0'(n\Delta t)\cdot T_0'(n\Delta t)\right)\right)\cdot\left(\frac{1}{N}\left(\sum_{n=1}^{N} T_y'(n\Delta t)\cdot T_y'(n\Delta t)\right)\right)}} \qquad 5\text{-}3\text{-}33$$

から2点間の温度変動の空間相関が得られる。

速度変動の空間相関を用いて 乱れの空間的な拡がりを示す指標として 乱れの尺度(integral scale of turbulence)を定義することができると云われている[20]。 ここでは、次式の様に、温度変動の空間相関もまた乱れの尺度を表わせるものとして仮定する。

$$L_y = \int_0^{\infty} R_{y\cdot\Delta l}\, dy \qquad 5\text{-}3\text{-}34$$

同様に 測点0と卓越平均流向に沿って測点をとった場合の空間相関も考えられる(速度変動相関で云えばTaylor-Kármán 相関に相当するものである)。 測点0とΔl下流の測点xの温度変動をそれぞれT_0', T_x'とすれば、空間相関は、次の様になる。

$$R_{x\cdot\Delta l} = \frac{\overline{T_0' \cdot T_x'}}{\sqrt{\overline{T_0'^2}}\ \sqrt{\overline{T_x'^2}}} \qquad 5\text{-}3\text{-}35$$

乱れの尺度は 方向によって異なると云われている。

$$\Lambda_x = \int_0^\infty R_{x\cdot\Delta\ell}\, d\chi \qquad 5-3-36$$

温度変動に関しても その乱れが平均流によって流されるものとすれば その特徴的な変動波形は、平均流 $\overline{U}$ に経過時間 τ の積 $\Delta\ell$ ($=\overline{U}\cdot\tau$) 下流で、$\tau=0$ の時の波形と類似して現われることが考えられる。

測点0と卓越流向に沿って $\Delta\ell$ 下流の測点 χ の温度変動 T_0', T_x' とすれば、

$$R_{x\cdot\Delta\ell}(\tau) = \frac{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} T_0'(n\Delta t)\cdot T_x'(n\Delta t+\tau)}{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} T_0'(n\Delta t)\cdot T_0'(n\Delta t)} \qquad 5-3-37$$

として、測点0での温度変動を基準にして 時刻 τ での時間相関を得ることができる。 この時間経過に沿って走査し、相関値の最大値を与える時間は 時間遅延 ($\tau_{R=max}$) と呼称され、平均流速の間には、次の関係が成立すると云われている。

$$\Delta\ell = \overline{U}_x\cdot\tau_{R=max}. \qquad 5-3-38$$

この平均流速 $\overline{U}_x$ が、卓越流向に沿った2測点の温度変動より得ることができれば、Λ_x は 温度変動 T_0' の自己相関係数 $R_0(\tau)$ より間接的に推定できよう (Taylorのいう frozen turbulence の考え方が成立した場合をさす)[20]。

$$\Lambda_x = \int_0^\infty R_{x\cdot\Delta\ell}\, d\chi = \overline{U}_x\cdot\int_0^\infty R_0(\tau)\cdot d\tau \qquad 5-3-38$$

$R_{y\cdot\Delta l}$, $R_{x\cdot\Delta l}$の間では．一般に次の関係が成立する。

$$R_{y\cdot\Delta l}(\Delta l) = R_{y\cdot\Delta l}(-\Delta l) \qquad 5-3-40$$

$$R_{x\cdot\Delta l}(\Delta l) = R_{x\cdot\Delta l}(-\Delta l) \qquad 5-3-41$$

$$\Delta l = 0 \rightarrow R_{x\cdot\Delta l}(0) = R_{y\cdot\Delta l}(0) = 1. \qquad 5-3-42$$

先のΛ_x Λ_yは 最大有効渦の直径とも考えられる。[20] 以後これを渦寸法と云う。

乱流を周波数分析して得られた周波数fと平均流速$\overline{U}$から波数Kを定義できる。

$$K = \frac{2\cdot\pi\cdot f}{\overline{U}}$$

この波数の逆数を波長Lと云うが、これもまた空間の乱れの規模を表わす指標と云える。

$$L = \frac{1}{K} = \frac{\overline{U}}{2\pi\cdot f} \qquad 5-3-43$$

この波長と渦寸法の間に対応があるとすれば．渦寸法の方から．最大有効波長として考えた場合の相当周波数を推定することができる。

$$f_\Lambda = \frac{\overline{U}}{2\pi\cdot\Lambda} \qquad 5-3-44$$

乱流は．大きな撹乱から、流れに沿って小さな乱れ成分が派生し、それらがさらに小さな乱れになることによって．最終的には分子粘性の段階へと移行し、その乱れのもつ乱流エネルギーは．摩擦熱へと変換され、流体中へと拡散されていると云われている。

最大有効渦（渦寸法）よりも小さい渦、即ち、高周波数域の変動については、粘性によって熱逸散されるべき乱流エネルギーを橋渡しする変動域、あるいは渦伸による逸散の大きい変動領域と考え　渦寸法よりも大きい渦、低周波数の領域は、平均流のエネルギーへ転換し　粘性逸散の少ない領域と考えることができるものとすれば、渦寸法は、次に述べる拡散係数、あるいは分離距離の推定の目安になる。

B）　空間的尺度と拡散量

数値解析に於いて　その対象とする空間内のある点を中心とした領域に擬層流的解析法を用うる場合、1つの前提として、妥当と見なし得る空間的尺度とその尺度に応じた拡散係数を検討する必要があるだろう。

例えば、数値解析に於いては　分割格子点間の物理的ポテンシャル量の分布が　直線に近いことが大切である。　それ故、解が安定するからと云って　分割距離を大きくとるのは　先の条件にそぐわないし、一般に傾度の大きい所では、その対応として細分化することの方が多い。

しかし、乱流場の数値解析では　その細分化が必ずしも最適と云う訳ではない。　その理由は、非定常数値解法によって記述できる渦度・温度の変動周波数域と分割距離や分割時間との間にある種の制約が働いているはずであって　無関係にあるとは思えないからである。

ここでは　擬層流2次元流れを考え、次の仮定を行う。

①対象空間が、3次元乱流の影響下にあっても、主循環面（流れの卓越流向面で、熱損失のある構成壁によって構成されている空間）での2次元化された状態で、時間・空間的に平均した移流と拡散を考える。

②拡散係数が　空間規模に比例すると云う所から　分割格子規模は、空間相関によって定義された渦寸法や混合距離などに規定されるものと考える。

③乱流域のプラントル数は1.0で、渦度と温度との拡散係数値には差がないものと考える。

5-2-3式に5-2-9式を代入して時間平均をとり

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}=a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad \cdots 5\text{-}3\text{-}45$$

$u=\bar{u}+u'$, $v=\bar{v}+v'$, $w=\bar{w}+w'$, $T=\bar{T}+T'$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}=-\frac{\partial}{\partial x}\overline{u'T'}-\frac{\partial}{\partial y}\overline{v'T'}-\frac{\partial}{\partial z}\overline{w'T'}+a\left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2}\right) \quad 5\text{-}3\text{-}46$$

擬2次元流れを考えると、卓越流向に対して法線方向の距離微分成分は零と見なして良いので、次の様に整理される。

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}\left(a\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}-\overline{u'T'}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(a\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}-\overline{v'T'}\right)$$

$$-\overline{u'T'}=K_{Tx}\cdot\frac{\partial \bar{T}}{\partial x},\quad -\overline{v'T'}=K_{Ty}\cdot\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial x}(a+K_{Tx})\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial y}(a+K_{Ty})\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad 5\text{-}3\text{-}47$$

上式を差分化して数値解析する場合、分割距離dx, dyと分割時間Δtと流速の間に次式の関係が満足される必要がある。

$$\frac{1}{2}|u|\cdot\Delta t_u \leqq dx \quad 5\text{-}3\text{-}48$$

それ故、分割距離dxのとき、分割時間Δt_uで表わしうる温度変動の周波数域は、次の様になって、

$$f \leqq \frac{1}{2\cdot\Delta t_u} \quad 5\text{-}3\text{-}49$$

これを越える高周波数域は、無視されることになり、その記述できない高周波数域の変動による拡散増分をK_{Tx}, K_{Ty}で表現することになる。その意味では、拡散係数は、採用分割距離と流速とによって従属的に決まる

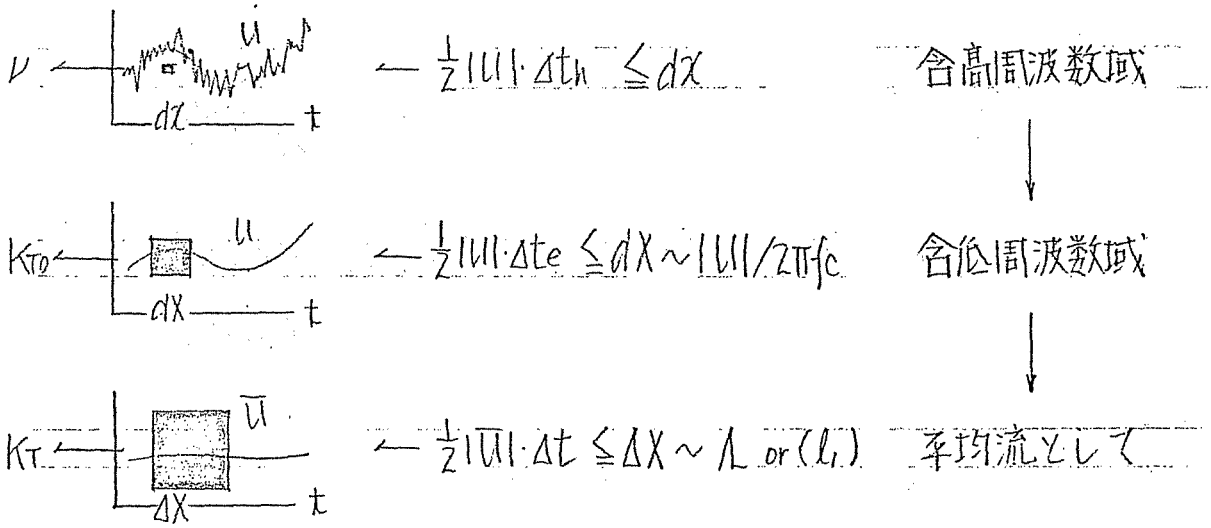
ものであって、対象空間だけで一義的に決まるものではない。

そして その時の変動を解析対象とするためには、分割距離の間で次の関係が満足されねばならない。

$$dX < L = \frac{\overline{U}}{2\pi \cdot f_c} \qquad 5\text{-}3\text{-}50$$

従って、小分割面 $dx \times dy$ には採用変動周波数 f_c よりも高い周波数の領域をカットする作用（low pass filter 効果）のあることが分かる。

拡散係数、分割距離、含有周波数の関係を模式図的に画けば、次の様になろう。



ここでは、Taylor の混合距離にアナロジイして、流体塊が個性を失うまでの距離 l_t や渦寸法 Λ を分割距離の選定の準拠としている。

勿論、擬層流流れの場合でも、非定常解析の場合には格子規模を越える変動が現われると思われるが、それは極低周波数域に於ける変動であり、それを非定常変動として充分記述できると考えて良い。

5-3-47式に於いて、$K_{Tx}+\alpha \fallingdotseq K_{Tx}$, $K_{Ty}+\alpha \fallingdotseq K_{Ty}$ とおき、それに風上差分を適用すると、換気による温度上昇分としての表現が可能になって 次の様になる.(5-2-37式, 図5-2-4参照).

$$-\Delta y_j\left[U_{i+1,j}\delta_{u\,i+1,j}(T_{i+1,j}-T_{ij})+U_{ij}\delta_{u\,ij}(T_{i-1,j}-T_{ij})\right]$$

$$-\Delta x_i\left[V_{ij}\cdot\delta_{v\,ij}(T_{ij-1}-T_{ij})+V_{i,j+1}\cdot\delta_{v\,i,j+1}(T_{i,j+1}-T_{ij})\right]$$

$$=\Delta y_j\cdot\left[K_{Tx\,ij}\frac{(T_{i+1,j}-T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta x_{i+1}+\Delta x_i)}+K_{Tx\,i+1,j}\frac{(T_{i+1,j}-T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta x_i+\Delta x_{i-1})}\right]$$

$$+\Delta x_i\cdot\left[K_{Ty\,i,j-1}\frac{(T_{i,j-1}-T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta y_{j-1}+\Delta y_j)}+K_{Ty\,i,j}\frac{(T_{i,j-1}-T_{ij})}{\frac{1}{2}(\Delta y_j+\Delta y_{j+1})}\right] \quad 5\text{-}3\text{-}51$$

一方、分割距離と乱れスケールの関係を次の様にし、その領域内に於ける拡散係数を一様とすると

$$\Delta x_i,\ \Delta x_{i+1},\ \Delta y_j,\ \Delta y_{j+1}=\frac{1}{2}\Lambda_{ij}$$

$$K_{Tx\,ij},\ K_{Tx\,i+1,j},\ K_{Ty\,i,j-1},\ K_{Ty\,ij}=K_{T\,ij}$$

拡散係数は 次式から推定することができる.

$$K_{Tij}=\frac{-\frac{1}{2}\Lambda_{ij}\left\{U_{i+1,j}\delta_{u\,i+1,j}(T_{i+1,j}-T_{ij})+U_{ij}\delta_{u\,ij}(T_{i-1,j}-T_{ij})+V_{ij}\delta_{v\,ij}(T_{ij+1}-T_{ij})+V_{i,j+1}\delta_{v\,i,j+1}(T_{i,j+1}-T_{ij})\right\}}{T_{i+1,j}+T_{i-1,j}+T_{i,j-1}+T_{i,j+1}-4\cdot T_{ij}} \quad 5\text{-}3\text{-}52$$

そして 濃度拡散についても 次の様に仮定する。

$$\overline{\xi'w'}-\overline{u'\Omega'_{ij}}=K_{Tij}\frac{\partial\Omega}{\partial x},\quad \overline{\eta'w'}-\overline{v\Omega'_{ij}}=K_{Tij}\frac{\partial\Omega}{\partial y}. \quad 5\text{-}3\text{-}53$$

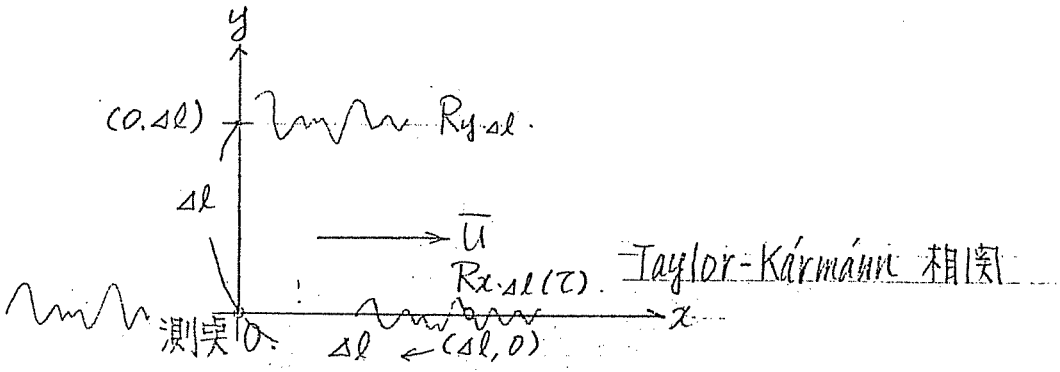


図5-3-18. Eulerの空間相関

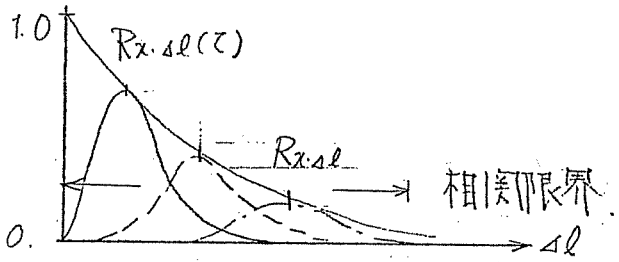


図5-3-19 相関限界について

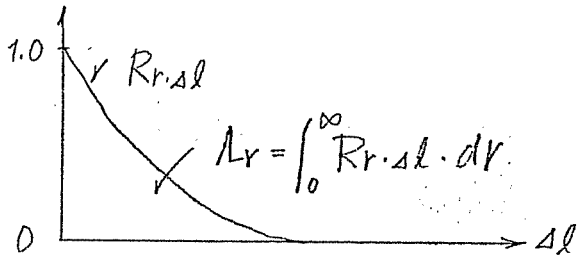


図5-3-20. 最大有効渦の径

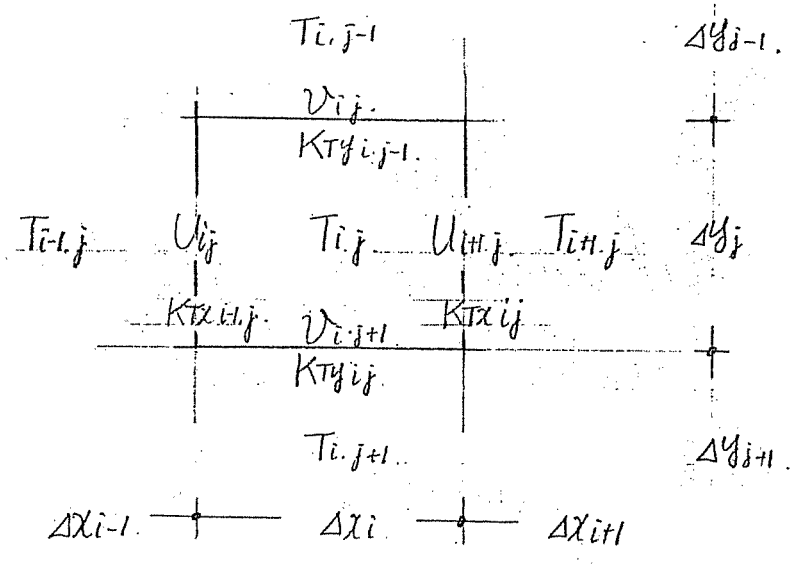


図5-3-21. 分割距離と流れ方向

C). 検出端の時定数 . TC

細かい温度変動まで計測するためには、熱電対の感応部の時定数は小さいことが望しい。 時定数を小さくするためには、検出端の熱容量Qを小さくするか、伝熱表面積Sを増大させるか、その表面の熱伝達率αを大きくする必要がある。 ここでは、感応部の時定数と周波数応答の関係について検討するとともに、試作検出端の時定数を測定した。

感応部の温度応答θ_rは、単位温度のステップ入力の場合、次の様に

$$\theta_r = (1 - e^{-\alpha t}) \qquad 5\text{-}3\text{-}54$$

なる。 感応部への入力温度波形をθ_sとすれば、その出力㊍は、

$$\theta_s = a \cdot \sin \omega t . \qquad 5\text{-}3\text{-}55$$

$$㊍ = \int_0^t \theta_s'(\tau) \cdot \theta_r(t-\tau) \cdot d\tau = a \cdot \sin \omega t - \frac{a \cdot \omega}{\alpha^2 + \omega^2} (\alpha \cos \omega t + \omega \sin \omega t - \alpha e^{-\alpha t}).$$

となって、時間が充分に経過した後では、

$$\omega = \sqrt{\alpha^2 + \omega^2} \cos \gamma \ , \ \alpha = \sqrt{\alpha^2 + \omega^2} \sin \gamma \qquad 5\text{-}3\text{-}56$$

$$㊍ = -\frac{a \cdot \alpha}{\sqrt{\alpha^2 + \omega^2}} \cos(\omega t + \gamma) \qquad 5\text{-}3\text{-}57$$

となる。 従って 感応部の熱容量による振幅の減衰は次の様になって

$$1 \longrightarrow \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha^2 + \omega^2}}$$

$$\alpha = \frac{1}{TC} \ , \ TC \propto \frac{Q}{\alpha \cdot S} \qquad 5\text{-}3\text{-}58$$

図5-3-22に示す様に 時定数の増大につれて振幅の減衰は大きくなる。

温度変動の検出用感応部の時定数について測定したものが、図5-3-23である。 自然対流時の気流速度は 10cm/s程度と予想されるため、

$$\theta_r = (1 - e^{-\alpha t}) \quad , \quad \theta_s = a \cdot \sin wt$$

$$\textcircled{\text{H}} = \int_0^t a \cdot w \cdot \cos wt \cdot (1 - e^{-\alpha(t-\tau)}) \cdot d\tau$$

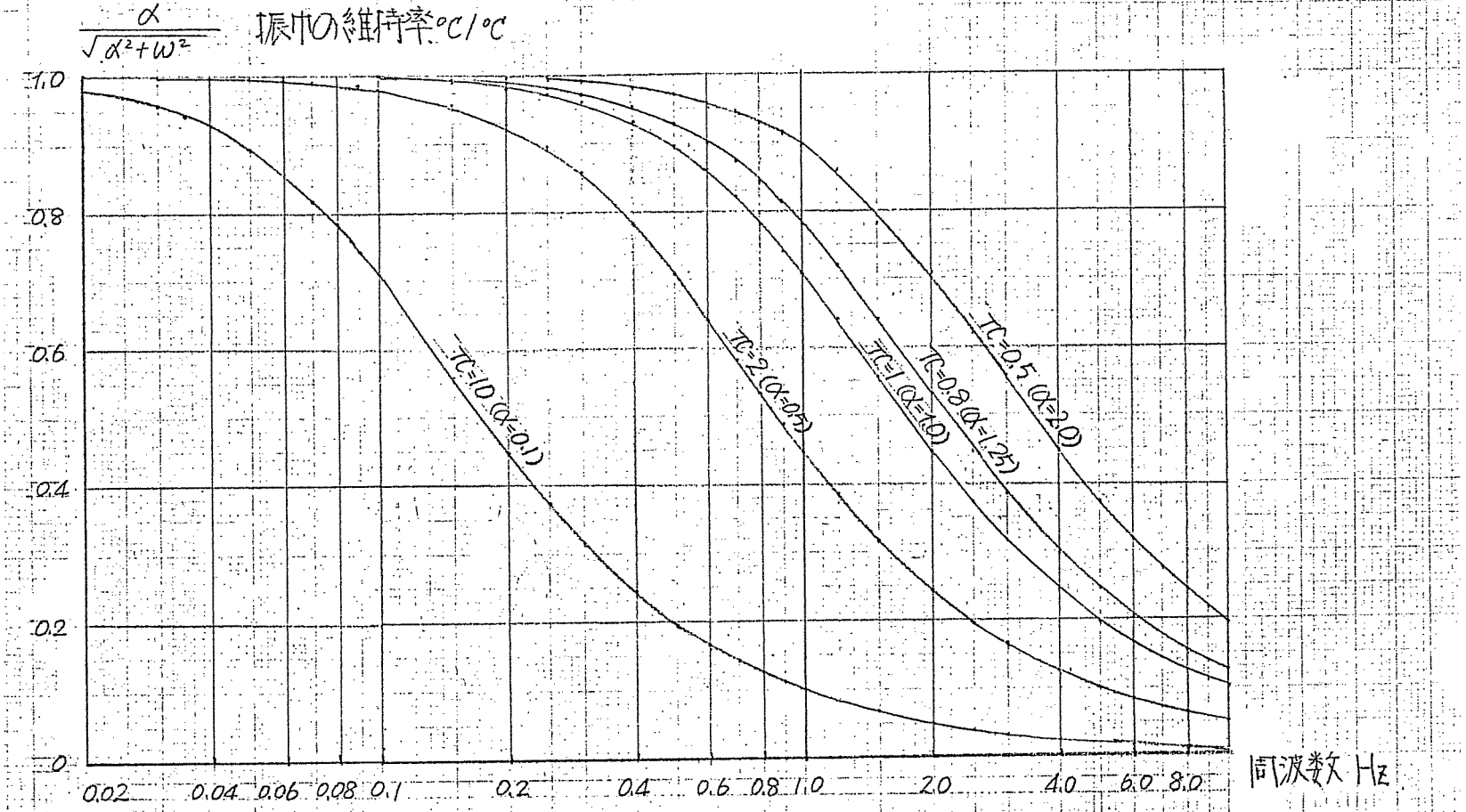


図5-3-22 検出端の熱容量による振巾低減の様子.

時定数は 0.8以上としなければいけない。

それ故、変動周波数が、数Hzまであるとし、それをも変動対象とするには、検出端をさらに極細にするとか 振巾低減に対する補正が必要となるであろう。

図5-3-23は、図5-3-24に示すブロック線図に従って検出端の時定数を求めたものである。 流体温で単位応答を得るのは、難しいので、検出端に単断熱を与え、冷却曲線から時定数を推定した。

測定室内に空気流動もあるため送風ダクト気流速が遅い程、時定数の離散は大きくなるが、大勢として増大傾向を示し、気流速の増大につれて時定数が減少するという関係は、良く捉えていよう。

測定対象空間の温度乱れが 1Hz以下と予想されたこと変動周波数が高くなるのは、乱れ成分が微細になるというよりも、気流速の増大によるので、周波数の増大と時定数の減少が見合いになるものと考えられたことから 同性能の検出端を実大模型室の温度乱れの測定に用いている。

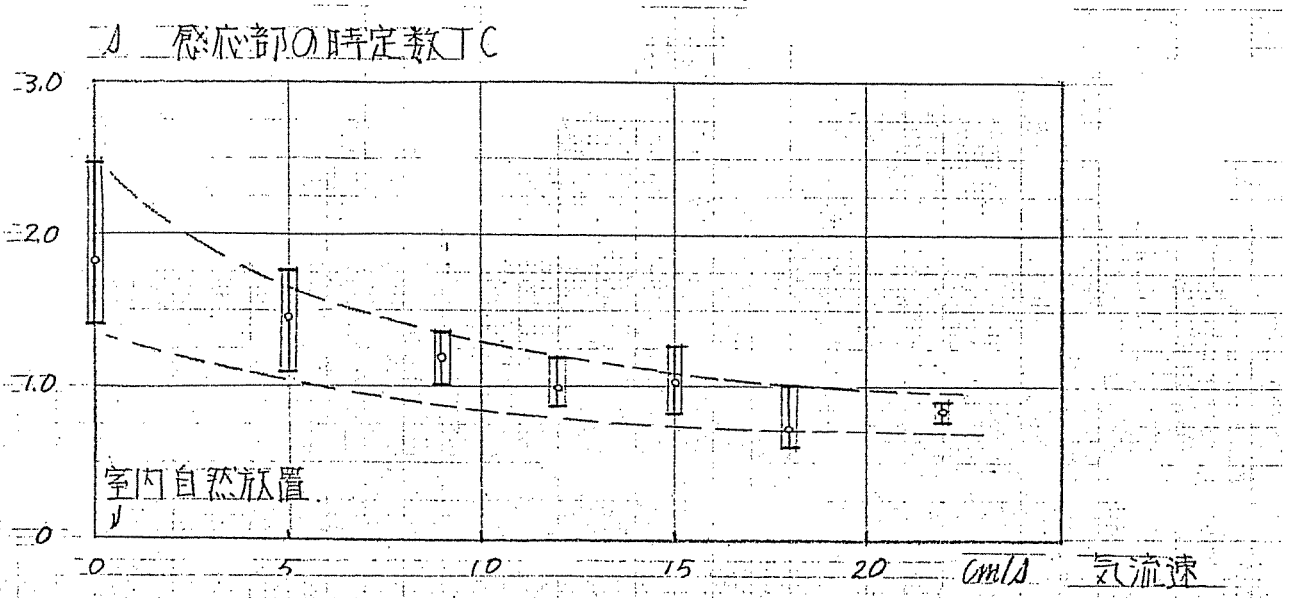


図5-3-23 気流速度と感応部の時定数(0.04φ CC 熱電対)



写真5-3-5 温度変動測定用の検出端

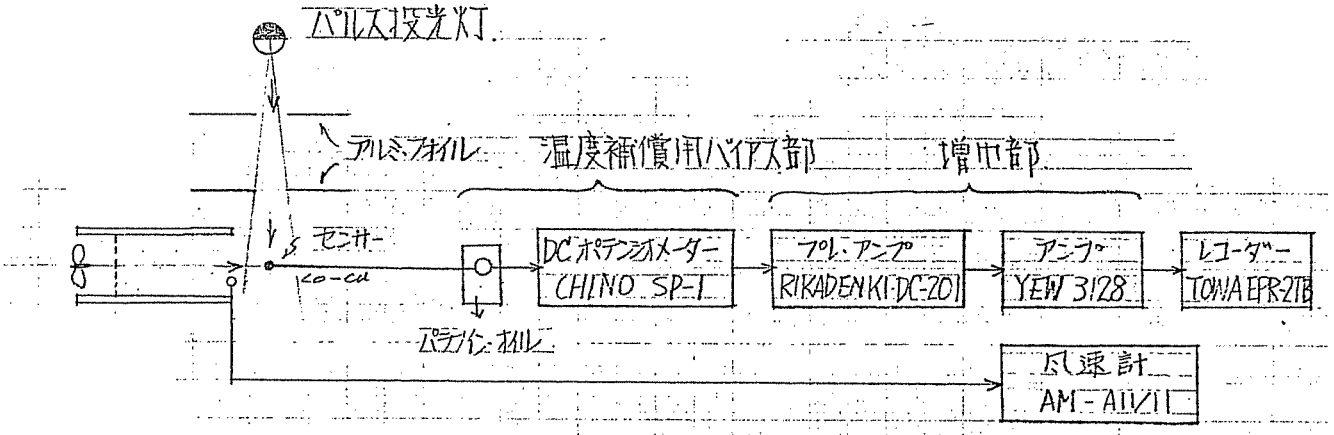


図5-3-24 温度変動測定(時定数測定)時のブロック線図

4。　実大模型室の温度分布・飛跡記録について

対象空間は　図4-3-1に示す様な両端をガードルームとした中央の6帖相当の室である。　図5-3-25は、検討断面の温度分布を示したものである。　同図左端下部（図4-3-1では東壁）にパネル型の線状熱源を設置している。　右壁は無断熱、その他天井、床、左壁には発泡スチロール25mmの断熱材を施してある。

ガードルームとの間の間仕切壁は、同材50mmを施工のうえ　カーテンを吊げ、さらに　ガードルームで温度補償を行なって　対象空間を熱的な2次元空間にするべく留意している。

温度分布を見ると、放熱器から暖気が立ち上がり、次いで天井面に沿って流れ、その一方で、冷壁からは冷気流が床面に積層する様子をうかがい知ることができる。　内外温度差は　約6deg　上下温度差は室中央で1.2deg程度となっている。

図5-3-27は　タンポポ冠毛片の飛跡記録である。　冠毛片放出器は　放熱器直上の「006」の位置、天井面の「400」の位置に設置して放出した（註、「NOM」は　Nが縦列、Mが横行を意味し、番号は図5-3-27に準じる）。

図は8×6ケ所の測定（図5-3-17の方法による）を合成したものであるが　流れの概略は掴むことができよう。　例えば、室高の2/3の位置に強い帰還流が存在すること、冷気側に飛跡の乱れの著しい領域、放熱器側に近い床上では、静穏な領域の存在するのが分かるであろう。

タンポポ冠毛片の飛跡記録には、TPの終速度と云う避け難い問題があったとしても　①水平方向速度の成分だけかもしれぬが、時間・空間平均流速に近い情報の入手が可能であること、②視観測法を併用することは　速度変動あるいは温度変動による把握とは異なった乱流の性状の情報

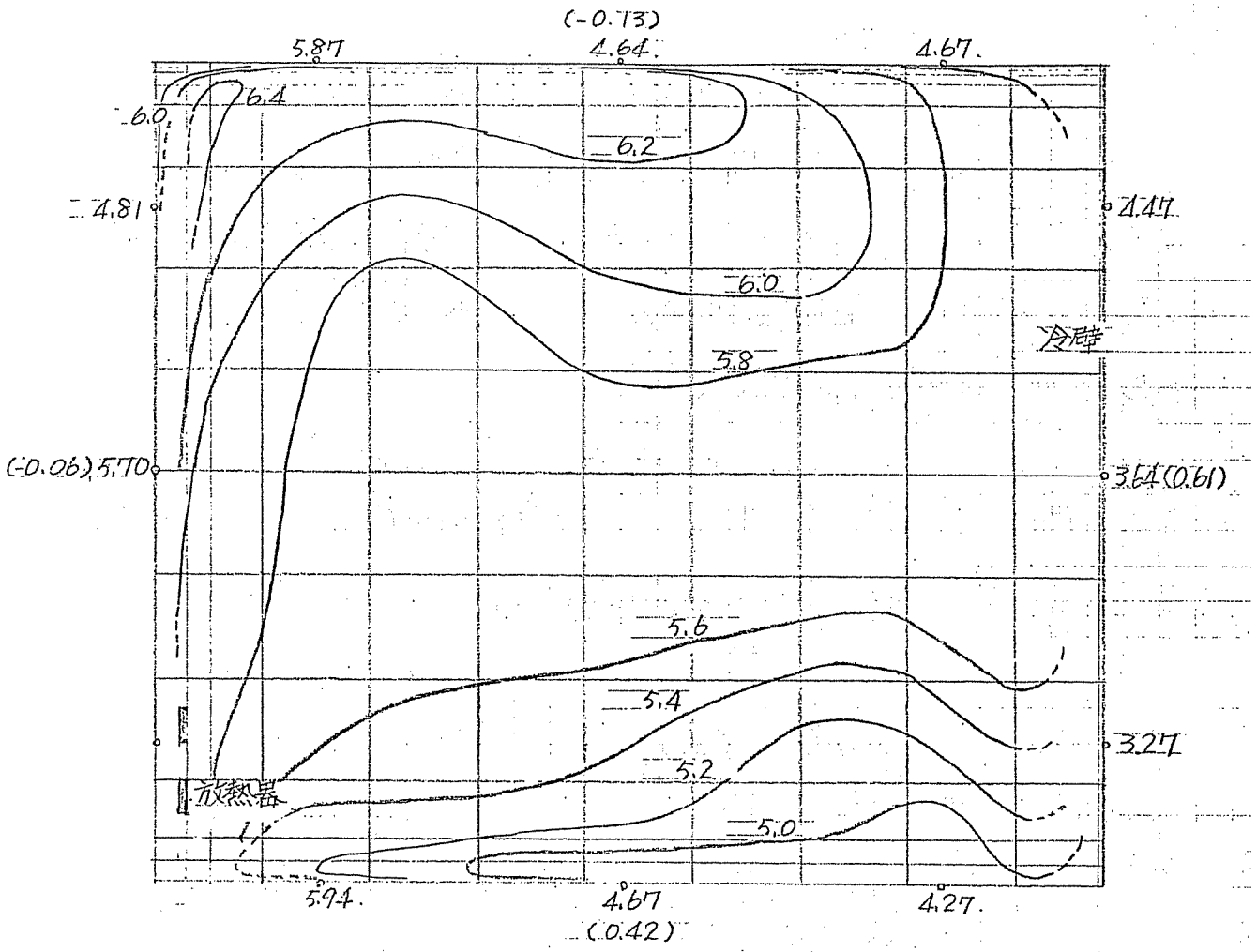


図5-3-25. 速度測定対象実大模型の温度分布.

注). ( )内は実験室温. ○印は内壁表面温

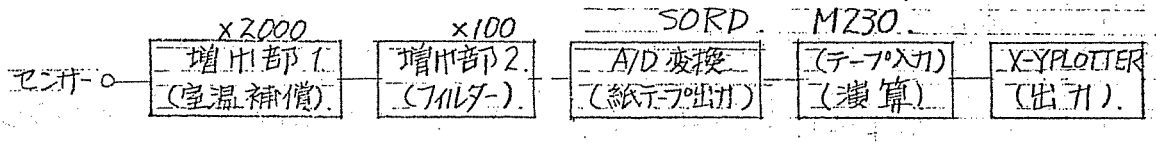


図5-3-26. 温度変動のオンラインによるA/D変換.

注). 図5-3-24 を合わせて参照.

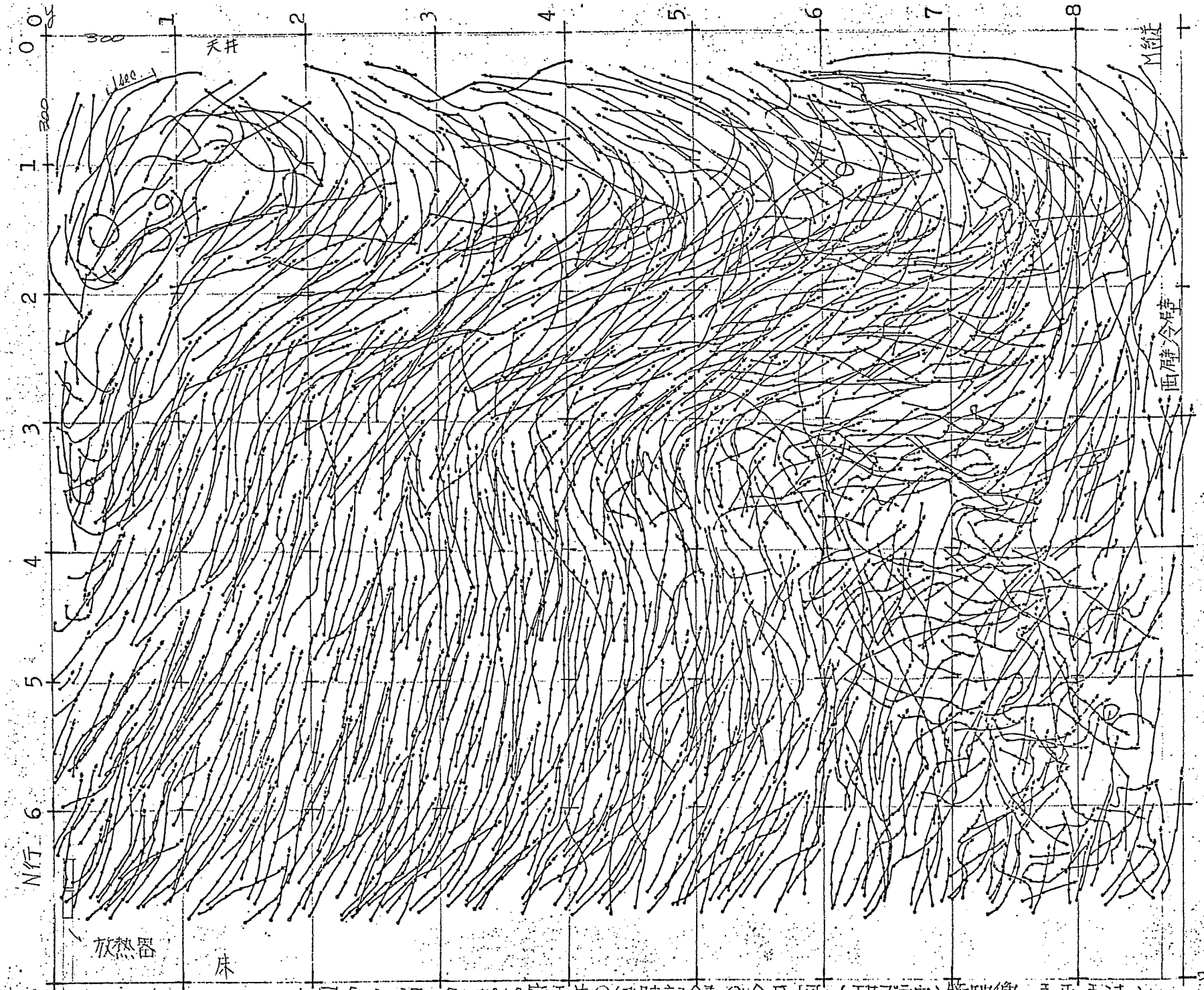


図5-3-27 タンポポ綿毛片の軌跡記録の合成図（TVブラウン管映像。手画手法）

を得ることができ、室内の熱対流の如き空間時間値によって　流れ方が大中に異なる場合にその効力を発揮すること、を考えるとき　傾跡が直接的に乱流の強度を表わすものではないが、乱れ程度の把握の傍証となり得ることを示唆し、傾跡記録も有用な把握手段の1つであると思われる。

温度変動の測定は、図5-3-26に示した線図に沿って整理した。温度変動そのものを対象とするため、①直流成分を取り除くための測定点毎の温度補償用のバイアス電源　②温度変動成分の起電力変動の信号が微少のため、2000倍程度の増巾器、さらにデータレコーダーに収録したり、オンラインで、A/D変換する場合、それに100倍程度の増巾器を付加する必要がある。

A/D変換作業が-10V～0～10V（16バイト　0～2048～4095）にて行う場合、先の対象空間室中央部での温度変動は、0.0407 mV/deg、2000×100倍の増巾で11V程度の入力となる。

以後の測定に於いて、①時間遅延 $\tau_{R=max}$ の算定の場合、測定時間間隔0.2秒、処理数1200個、測定時間4分、②相互相関（自己相関を含む）の場合、測定時間間隔1秒、処理数600個、測定時間10分になっている。

この理由は、図5-3-28に示した変動波形（周波数）を考慮したと云うよりも、処理に用いたSORD-M-230の記憶容量の方から決定しなければならなかったからであって、先の条件が最善と云う訳ではない。

室温変動の測定対象室温は　外気条件（直接的には実験室室温）の影響を受けるため、測定期間中、上昇、あるいは下降の中途にあることが多く、一定状態にあることは少ない。

本測定に於いては、先に述べた様に、変動成分のみを解析の対象とするべく 直流成分の除去に心掛けているが キャンセル・アダプトの操作だけで充分と云う訳ではない。

以上の諸点を勘案して A/D変換後、最小二乗法を用い 室温上昇下降の補正（測定時間10分間の間、その変化を直線的であると仮定）や、直流成分の除去を数値解析的に行なっている。

5。 温度変動の様子.

測定対象室の煙跡観察から 卓越流が床面、天井面に平行な部分は5列目と判断した。 対象室中央で5列目の温度変動を図5-3-28a～dに示す。 天井面から床面に向けて、概ね10cm間隔で測定している。

検出端の出力は、0.0407mV/degで、増巾は2000×100倍になっている。 測定時間は4分である。

温度変動波型は、先の煙跡記録の図5-3-27, あるいは図5-3-29, 図5-3-30を参照すると、その性格の一端が分かる。

天井面に近く 流速の速い部分に相当するCL-100は、放熱器設置壁、天井面など冷却面との間で接触があるためか、変動振巾は大きく 変動周期は細かい。 CL-200, 300と天井面から遠ざかるにつれて、変動周期は、細かいままに、振巾は小さくなるのが分かる。

ほぼ、CL-500前後の位置に放熱器設置壁から対向冷却壁の方へ反対に、冷壁から設置壁へと云う対向流相互の境界がある。 この位置では変動の振巾は大き目になり 変動周期も長くなる。

CL-700, 800の位置では 流れが冷壁から放熱器設置壁へと変わり 相当の帰還勢力を示す。 変動の振巾は大きく 変動周期は、大きな成分のうえに微細な変動が加わっている様子を見せる。

CL-1,000～1,100は ほぼ、室高の½の範囲に相当する。 CL-1,200～1,300の位置になると 長周期の変動の中に、間欠的に振巾の大きい変動が加わってくると云う特徴をうかがい知ることができる。

CL-1,400～CL-1,700にかけては、室中央部の内で、最も流速の遅い部分と見てさしつかえないであろう。 間欠的に加わってくる振巾の大きい変動の成分も消失して ゆったりとした長周期成分だけになる様子を見せる。

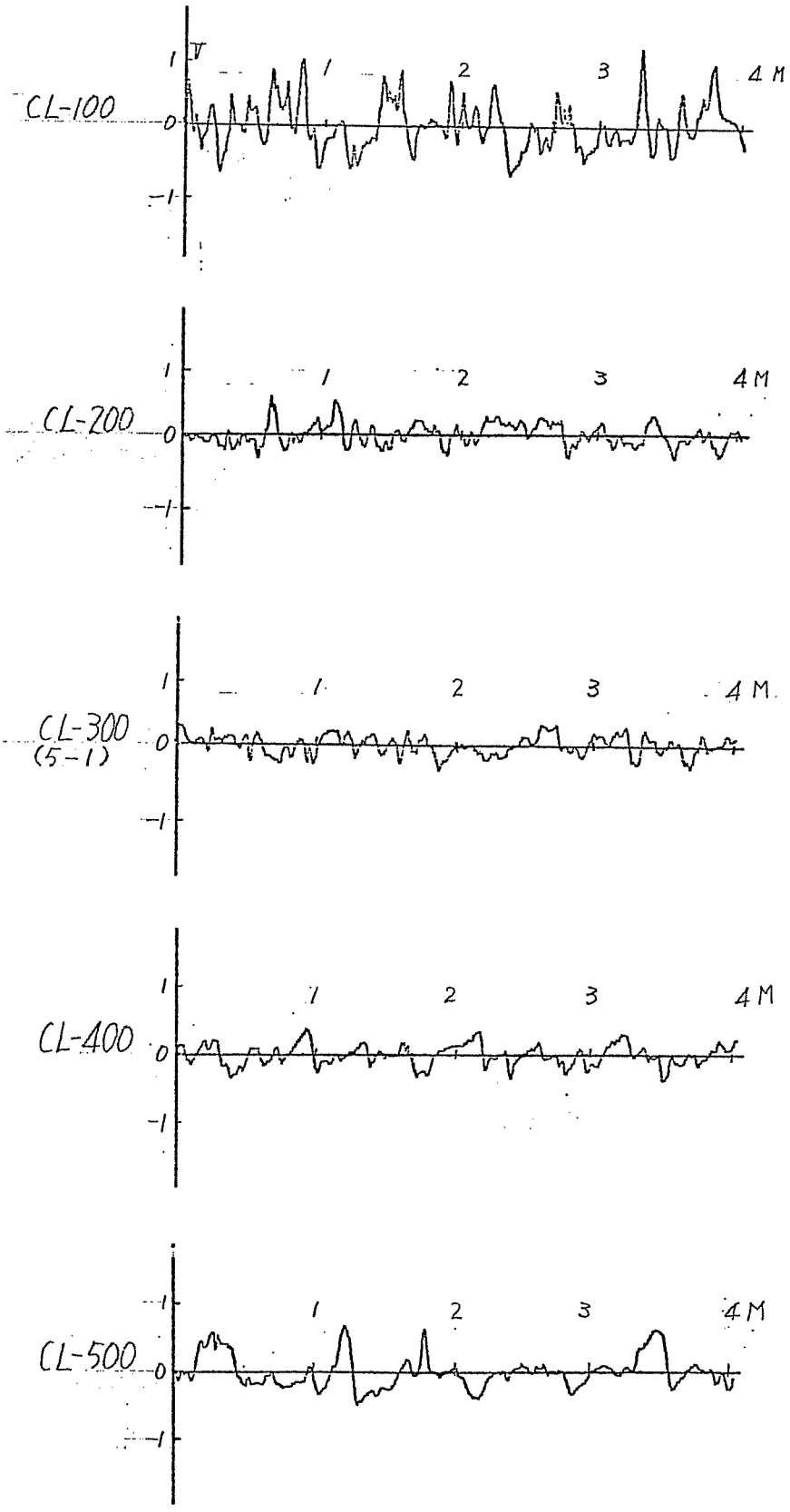


図5-3-28a 温度変動の様子. 2000×100倍. 0.0407mV/deg.

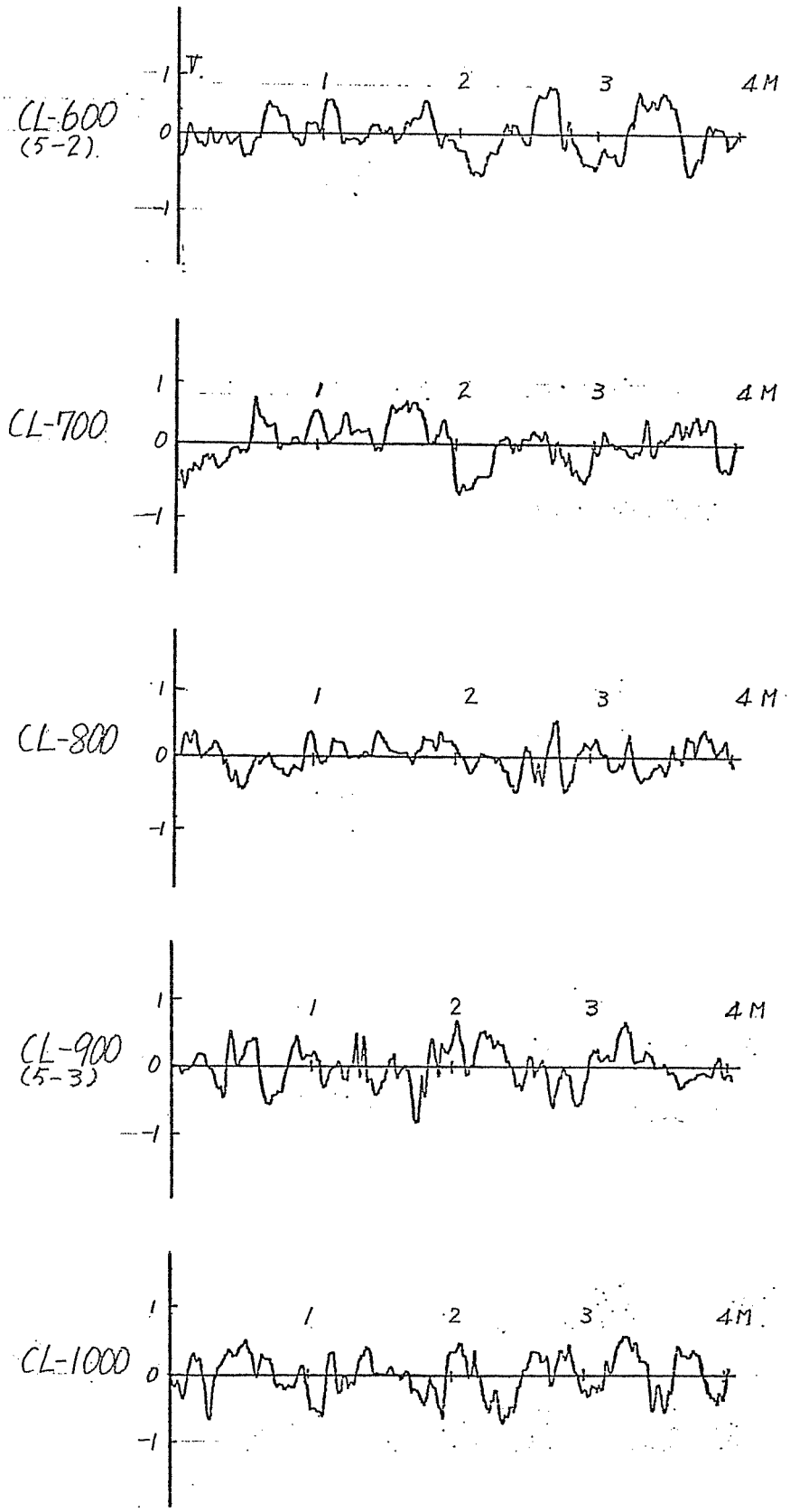


図5-3-28b. 温度変動の様子 2.000×100倍. 0.047mV/deg.

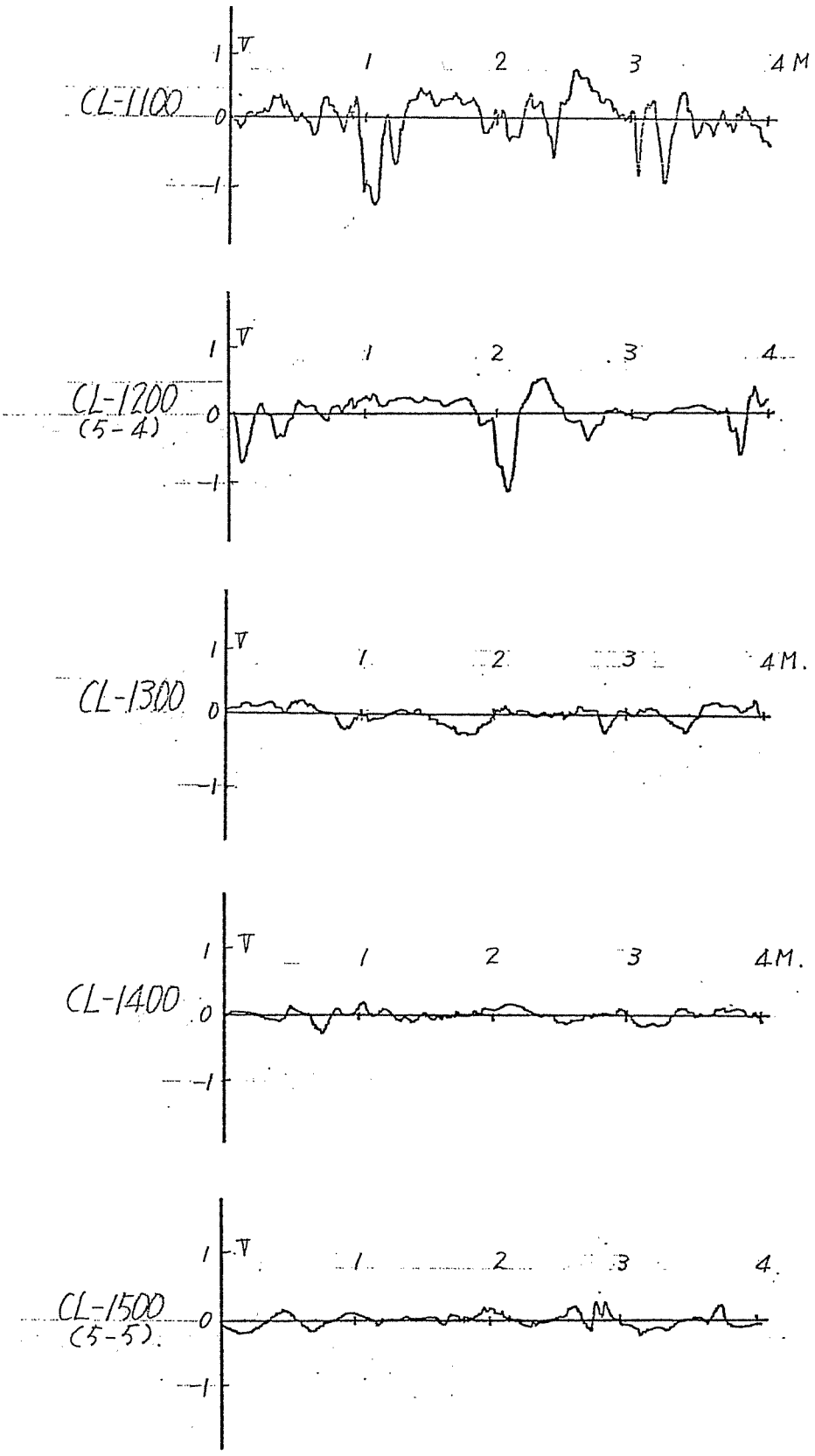


図5-3-28C. 温度変動の様子. 2.000×100倍. 0.0407mV/deg.

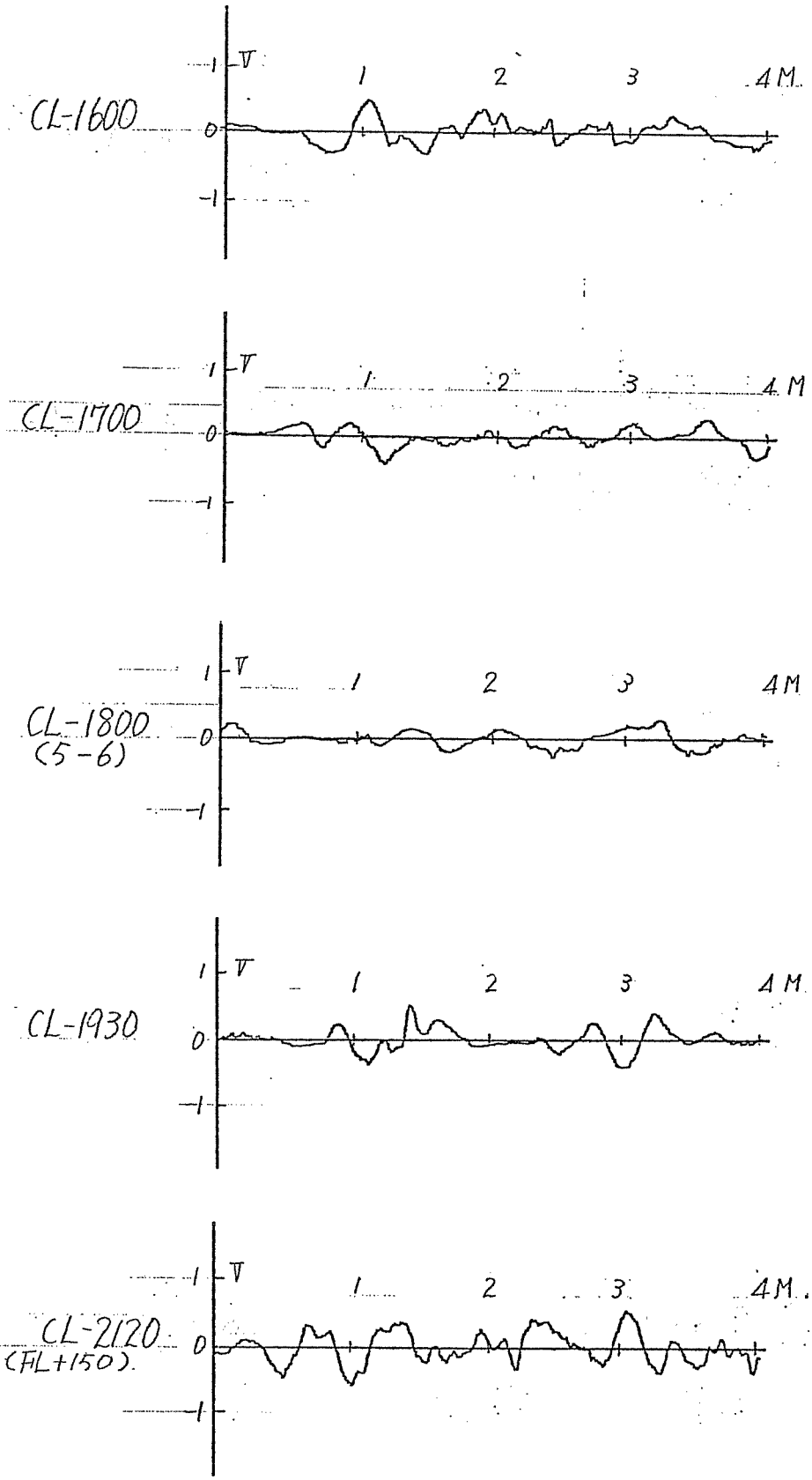


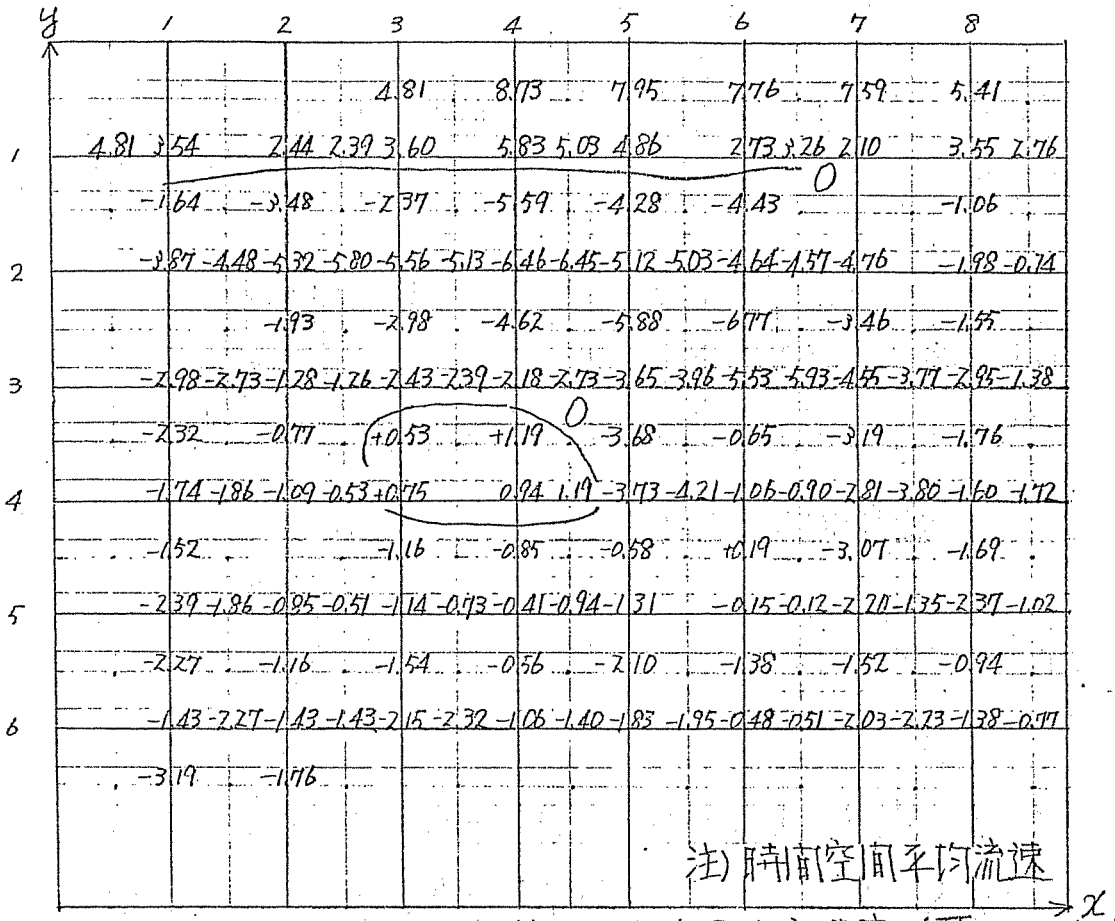
図5-3-28d. 温度変動の様子 2.000×100 0.0407mV/deg.

CL-1800 から床面に下げては 冷壁からの伸長勢力の影響が現われてくるためであろうか．気流速は．再び速くなる領域である。 変動周期は比較的長周期で．振巾は次第に大きくなってゆく様子が分かる。

温度変動を見ただけでは．どの様な流れにあるのかを判断するのは極めて難しいが．先の温度分布．あるいはタンポポ綿毛片の飛跡記録を併用することで．先に述べた様な凡その理解が可能となる。

熱線型微風速計で計測可能な流れの乱流解析では．速度変動を解析対象とするが．図5-3-29，30に示す様に室の大部分が．10(cm/s)以下の緩速気流で占められている非等温熱対流空間の解析の場合．直接的な速度変動を用いての乱れ規模の把握は．困難になる。

そこで．気流の温度変動を用い．速度変動による解析手法にアナロジイして解析を進めることにした訳であるが．次に そのアナロジイによる温度変動の空間相関にもとずいた最大有効渦の直径[20]（渦寸法）について検討する。



5-3-29. タンポポ羽毛片による水平方向速度. (U_x · cm/s).

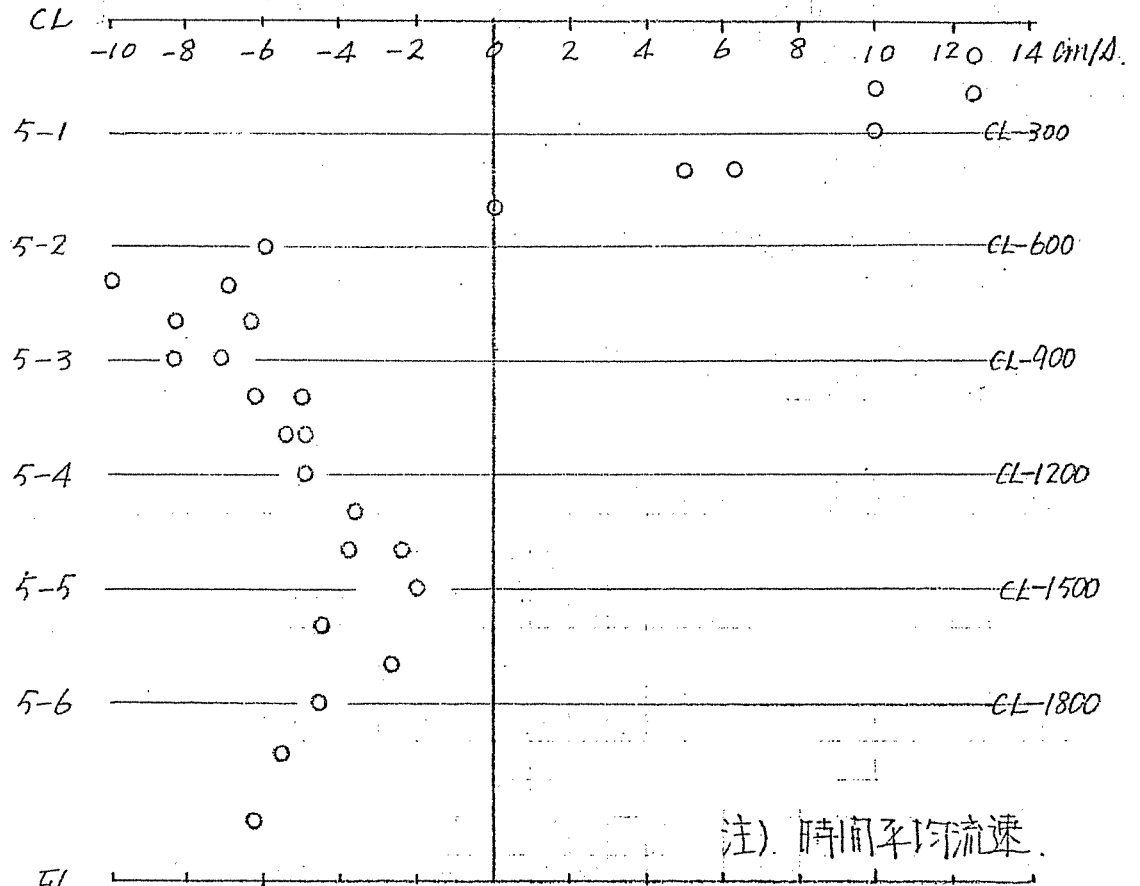


図5-3-30 時間遅延 $\tau_{R=max}$ による水平方向速度 (U_x cm/s).

6。 温度変動にもとづいた渦寸法.

タンポポ冠毛片の軌跡の観察から温度変動の測定は室中央の5列について行なっている。 この理由は、流れが床面(天井面)に平行で、流れ方も複雑な様相を呈していないためである。

図5-3-31 ～ 図5-3-36は、温度変動にもとづいた空間相関値の変化を示したものである。 上流側・下流側とあるのは、床面(天井面)に平行な流れ方向を指し、横軸は対象点からの距離を表わしている。 次に床面側・天井側とあるのは、流れに直交する方向のうち、対象点から見て、測点が床側に位置するか、天井側に位置するかを指し、横軸は、同じく対象点からの距離を表わしている。 上・下流側については、5-3-32式から 天井・床面側については、5-3-35式から空間相関値を求めている。 空間相関係数の減衰傾向には、大略してplateau型、直線型、指数関数型の3種(この)があると云われているが、熱対流空間の場合、直線型あるいは指数関数型に属するとして良いであろう。

対象点をはさんで、流れに平行な方向について減衰の様子を検討すると、上流 下流側ともに同じ減衰状態にあり、5-3-41式の関係を満足している。

次に 流れに直交する場合の減衰の様子について検討すると、壁近傍に近い部位、例えば(5-1)の様に天井に近い場合、天井側の減衰が急であること、また (5-6)の様に床面に近い場合、床面側の減衰の方が急であることが分かる。 この様に極端に壁の近傍に近い場合を除くと 流れに直交する場合についても 5-3-40式の関係が成立していると考えて良い。

流れ方向に平行な方向と、流れに直交する方向の減衰の様子を同一対象点で比較すると、壁近傍に近い部位では、流れに平行な方向の空間相関関数の減衰傾向は、直交する場合の減衰傾向に比べて 相対的に緩いこ

とが分かる。（5-1），（5-2），（5-3），（5-6）がそれに相当する。

図5-3-29，30に示す様に，室中央の気流速のゆっくりとした領域（5-4），（5-5）では，流れに平行な方向の相関係数の減衰傾向と流れに直交する方向の減衰傾向がほぼ同程度であることが分かる。

今，空間相関係数の減衰傾向を直線型に近いと仮定することができれば，5-3-34式，5-3-36式を用い，簡便に最大渦の直径（渦寸法）を推定することができる。渦寸法を相関係数値の包絡近似直線と横軸距離との交点距離の1/2をもって推定することが可能となる。

今までの検討結果をこれに適用すれば，次の様に推察できよう。室中央の緩速域では，流れ方向，流れの直交方向の径が同じで，渦形態は円に近い。室内の熱対流では，一般に壁近傍の流速の方が，中央部に比べて相対的に速いが，その様な場所では流れ方向の径の方が長い。従って壁の近傍の渦形態は，楕円に近い，と想像される。

壁の極く近傍を除き，5-3-40，41式を満足するということは，流れ方向に於いて流れの上流・下流での混合，拡散の状況に，流れの直交方向に於いても直交方向での混合拡散の状況にそれ程の差がないのであろうと推察される。

タンポポ冠毛片の飛跡記録に依れば，天井近傍の流れ方と床面近傍の流れ方との間には，相当の差異があるが，両者の空間相関係数の減衰の様子，渦寸法から判断すれば，流れ方の様相に差異はあっても，混合，拡散の状況に差はあまりないと考えて良いのではなかろうか。

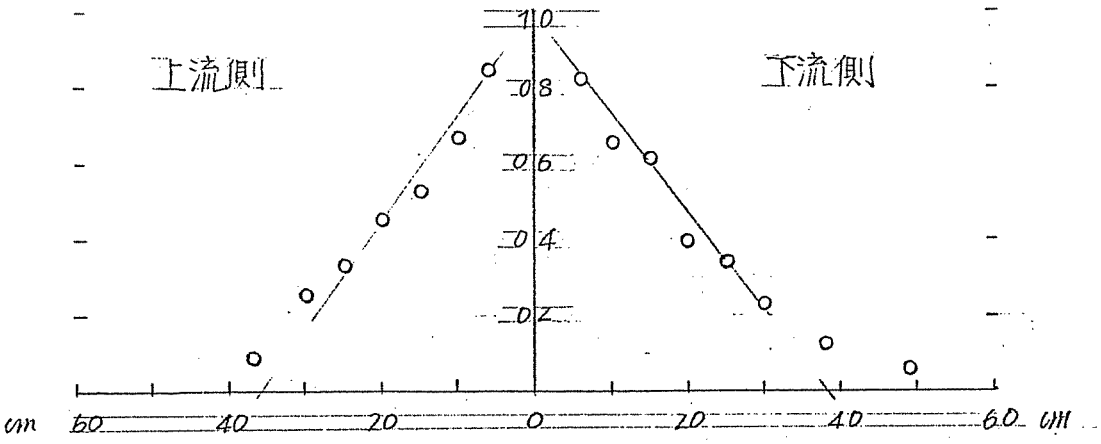


図5-3-31a 流れに平行な方向の空間相関（5-1）

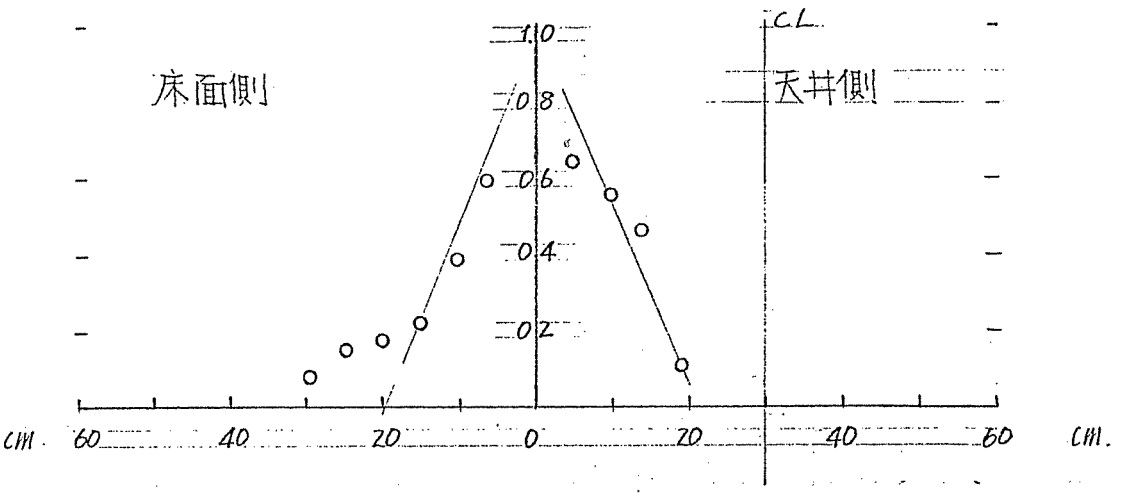


図5-3-31b 流れに直交する方向の空間相関（5-1）

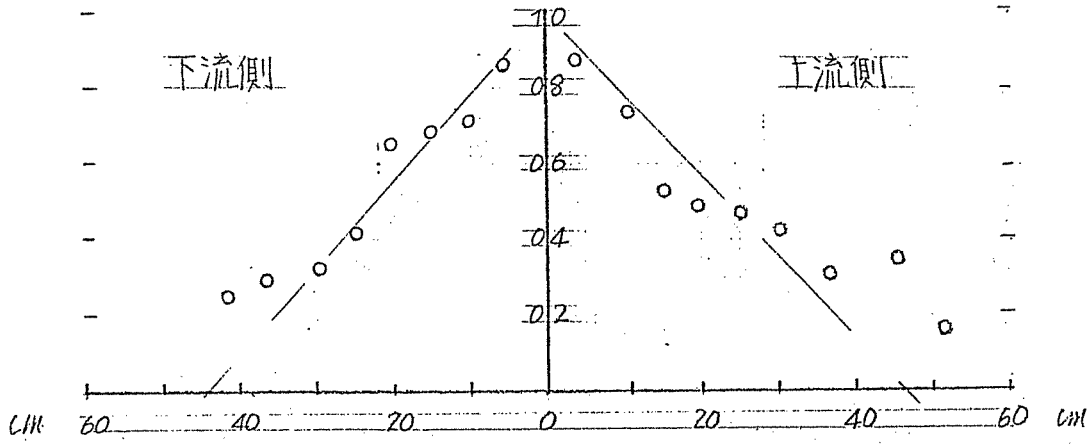


図5-3-32a　流れに平行な方向の空間相関（5-2）.

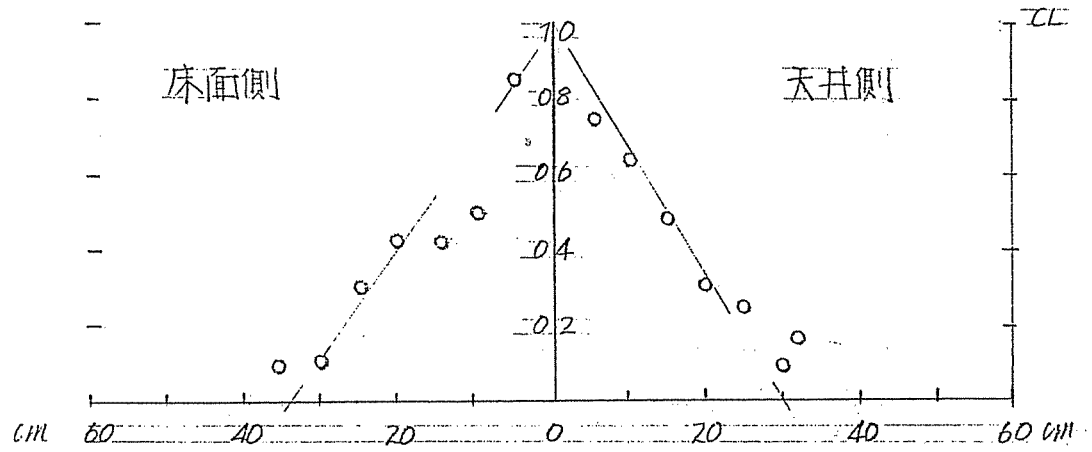


図5-3-32b.　流れに直交する方向の空間相関（5-2）.

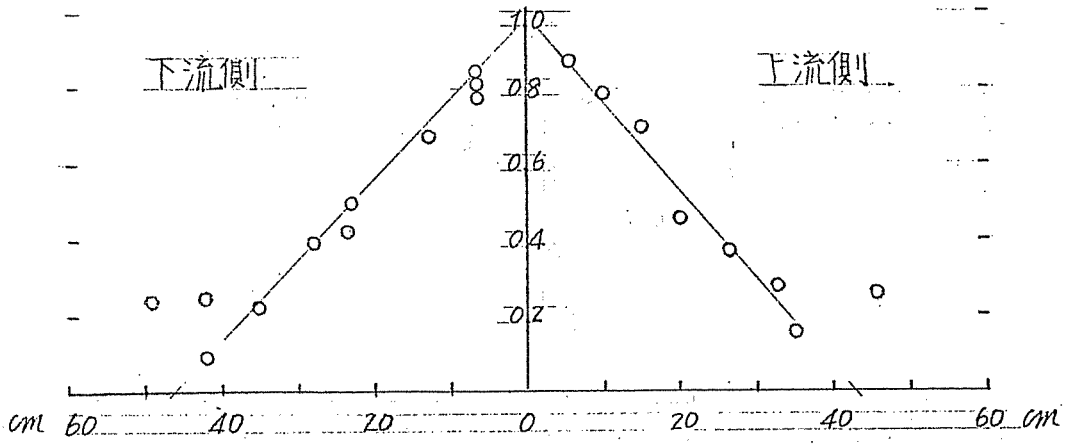


図5-3-33a. 流れに平行な方向の空間相関(5-3).

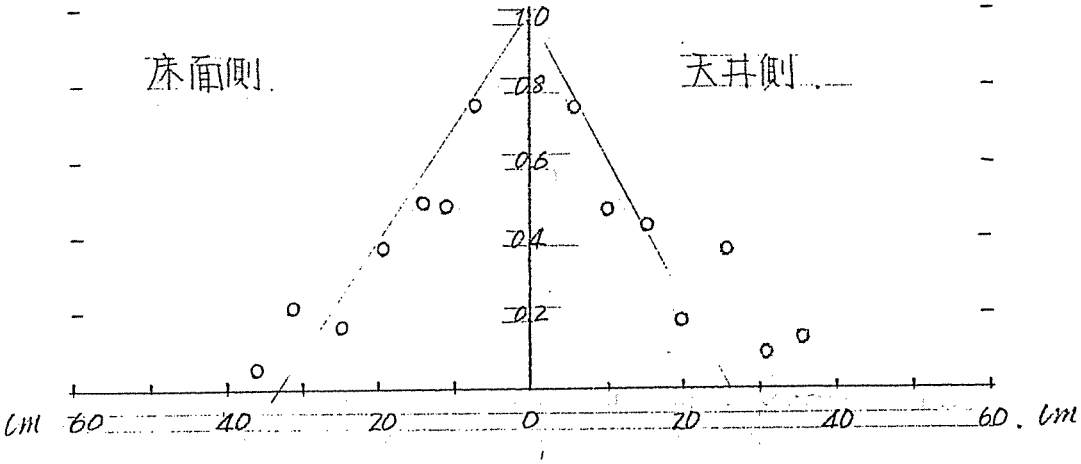


図5-3-33b. 流れに直交する方向の空間相関(5-3).

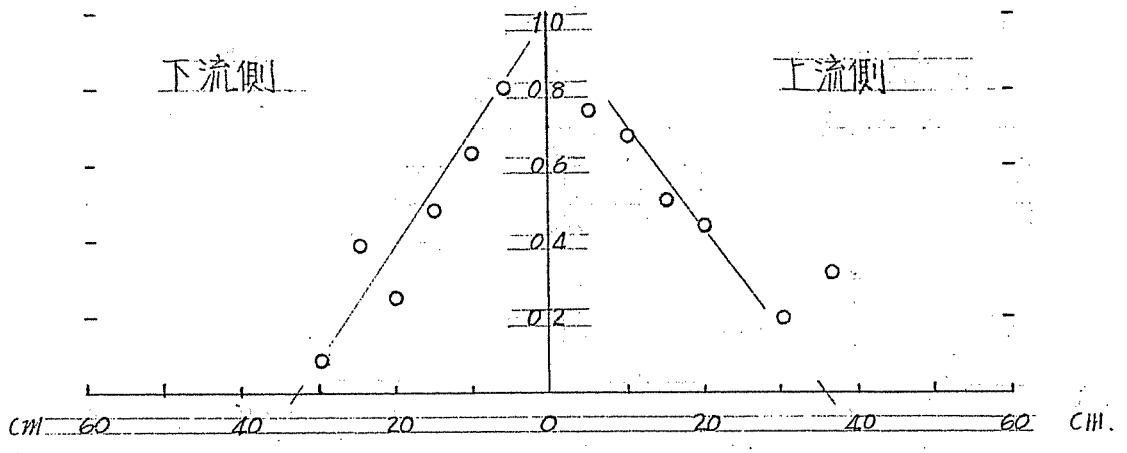


図5-3-34a. 流れに平行な方向の空間相関（5-4）

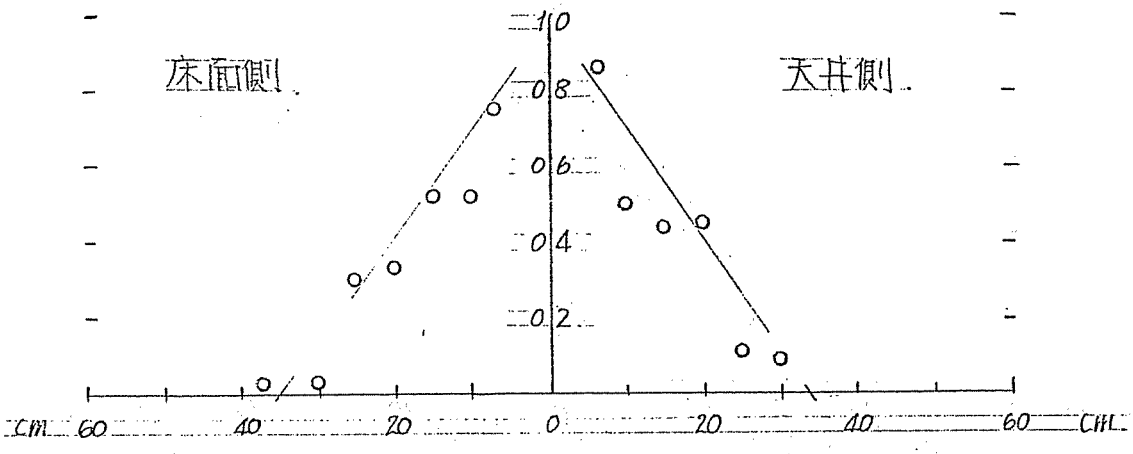


図5-3-34b 流れに直交する方向の空間相関（5-4）

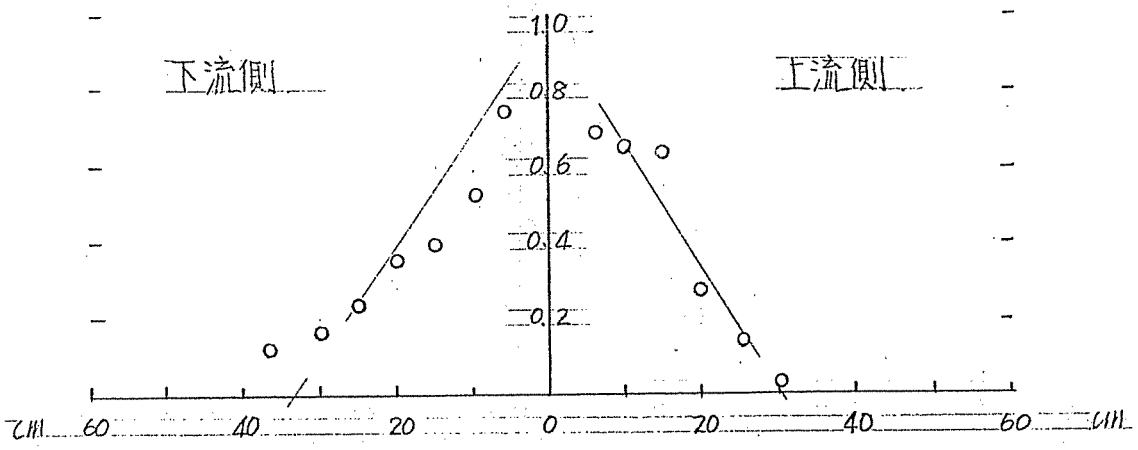


図5-3-35a. 流れに平行な方向の空間相関（5-5）

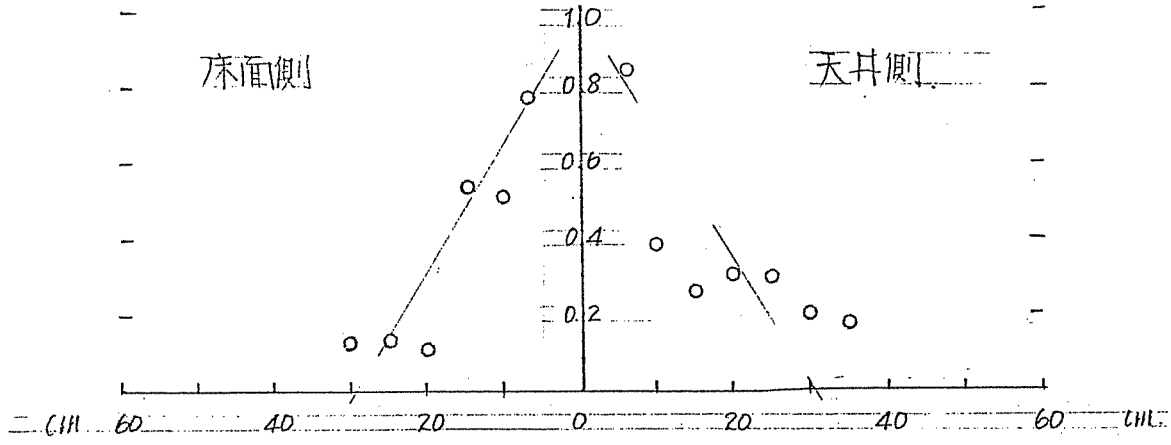


図5-3-35b. 流れに直交する方向の空間相関（5-5）

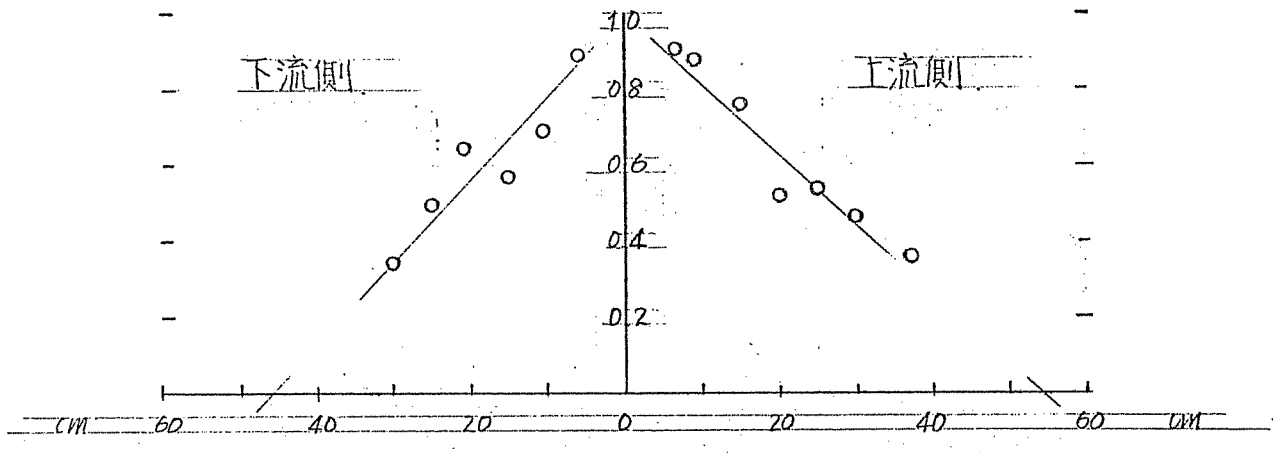


図5-3-36a. 流れに平行な方向の空間相関(5-6)

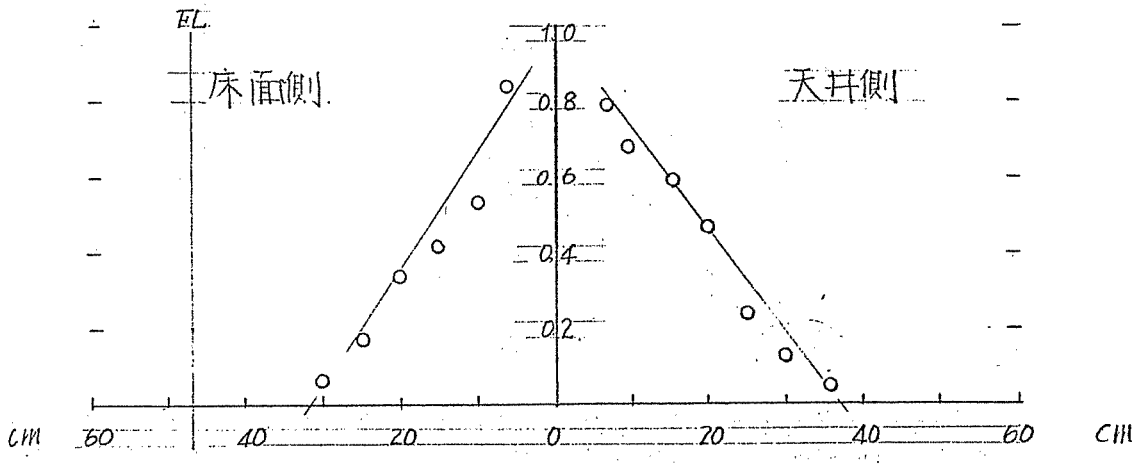


図5-3-36b. 流れに直交する方向の空間相関(5-6).

渦寸法に類した指標を得るには、先の空間相関係数から推定する他に、自己相関関数の方から推定する方法がある。 5-3-39式がそれである。

$$\Lambda_x = \int_0^\infty R_{x\cdot dl}\, dx = |\overline{U}_x| \int_0^\infty R_0(\tau)\cdot d\tau. \qquad 5\text{-}3\text{-}39.$$

しかし、そのためには、Taylorのfrozen turbulenceの仮説が成立っていることが必要と云われる。[20] ある点で時刻tに於ける変動が、距離dlだけ距った点では $t+dl/|\overline{U}_x|$ の時刻にそのまま現われると云う仮説であって この仮説は、$\overline{U}=0$では適用されず、$u' \ll \overline{U}$ に良く用いられる。

図5-3-37a, 37bに 温度変動の自己相関関数を示す。 図中の凡例は 天井面からの距離を示す。 図5-3-29, 30に於ける速度分布と合わせて検討すると 流速の速い天井付近では、相関値が時間の経過とともに 急激に落ち込んでいるのが分かる。 天井面から遠ざかるにつれて、その落込も緩やかになり 時間軸と交わった後の変動は、長周期で平滑になる様子を見せる。

自己相関が初めて零となるまでの時間を緩和時間T_kとして 次の様に仮定する。

$$T_k = \int_0^\infty R_0(\tau)\, d\tau = \int_0^{\tau^*} R_0(\tau)\, d\tau, \quad R_0(\tau^*) = 0 \qquad 5\text{-}3\text{-}59.$$

この乱れの時間的スケールは、渦が対象点を通りすぎる時間を表わしているとされているものである。 この時間的スケールとその対象点の時間平均流速を得ることができれば、流れ方向についての渦の径を得ることができる。

図5-3-38は、上の手続きで得た渦寸法である。 天井面を起点にして 室高の1/2まで整理した渦寸法の変化と、床面を起点にした渦寸法

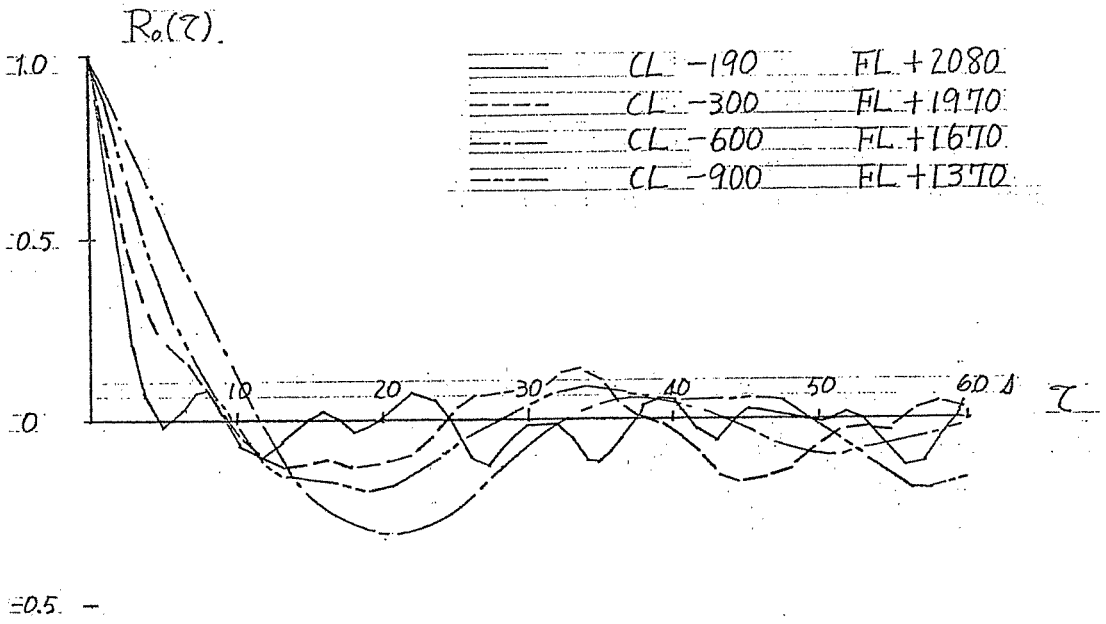


図5-3-37a. 温度変動の自己相関関数 ($\Delta t = 1.0$ 個数600)

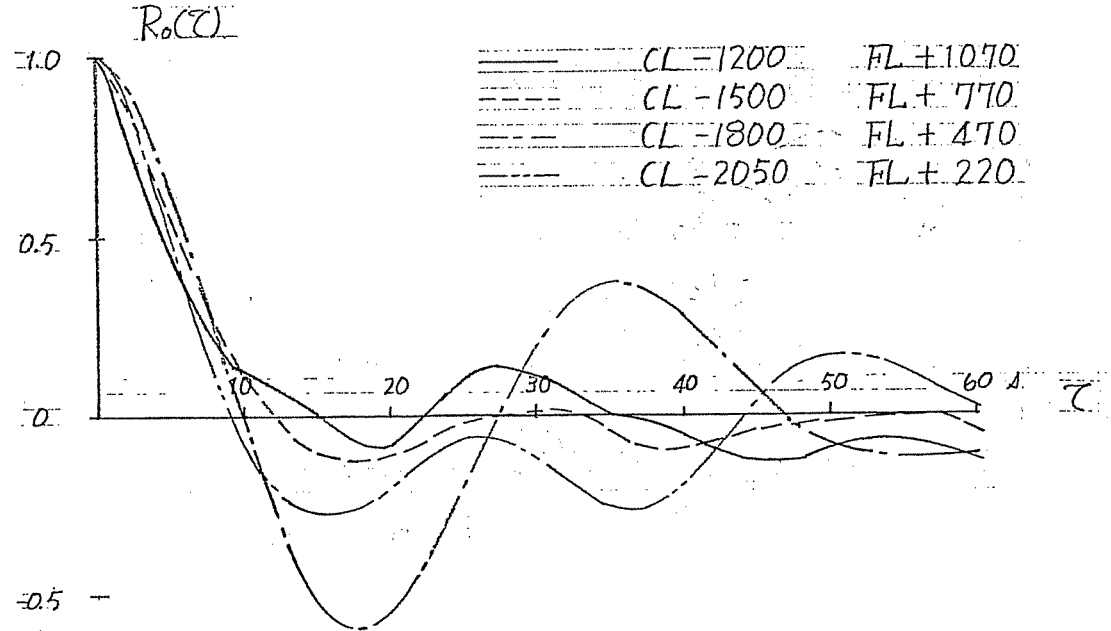


図5-3-37b. 温度変動の自己相関関数 ($\Delta t = 1.0$ 個数600)

の変化を採録している。 天井面を起点にした場合の渦寸法の変化を見ると 壁から0.1～0.4 mまで $L \fallingdotseq 0.25$ m であるのに0.4～0.6 mまでの渦寸法は急激に落込んでいるのが分かる。 この理由は 図5-3-30に示す様に、放熱器設置壁から冷壁への卓越流と冷壁方面からの卓越反流の境界面に相当し、その部分では 流速が急激に落込んでいるからである。図中では その部分を ● 印で表示してある。 床面を起点とした場合は、壁から約0.6 mの所で 若干の落込があるけれども、天井付近程ではないことが分かる。 5-3-39式にて推定するためには、frozen turbulence の仮定の成立している領域である必要がある。 そのためには、$u' \gg U$, $U \fallingdotseq 0$ の領域は 避ける必要がある。

上記以外の領域では、卓越流向に平行な方向の渦寸法は、自己相関から推定した場合、$L = 0.2 \sim 0.3$ mにあると考えられる。

Eulerの空間相関から渦寸法を推定する場合には、先の frozen-turbulence 条件 $U \neq 0$, $u' \ll U$ という条件は必要がなくなる。

図5-3-39は 図5-3-31～36に示した減衰から推定した渦寸法であるが 図5-3-38で現われた様な $L_n = 0.4 \sim 0.6$ での急激な落込は 皆無になる。 流れに平行な方向の渦径、流れに直交する方向の渦径を合わせて採録しているが、その尺その傾向は、先の図5-3-31～36で触れた通りである。

以上を整理すると次の様になる。 ①室中央の緩速域を除き、壁近傍域では 流れ方向の径の方が長い、従って ②渦の形状は、室中央で円、周辺で楕円状にある、③渦寸法は、壁から離れるとほぼ一定の値に落着き、その大きさは、室高の1/10程度と思われる、④壁の極く近傍では、層流部分が存在し、渦の存在を許さないことを考慮すれば、壁表面で渦寸法が零、壁からの距離の増加につれて渦寸法は増大すると考えることができると整理できよう。

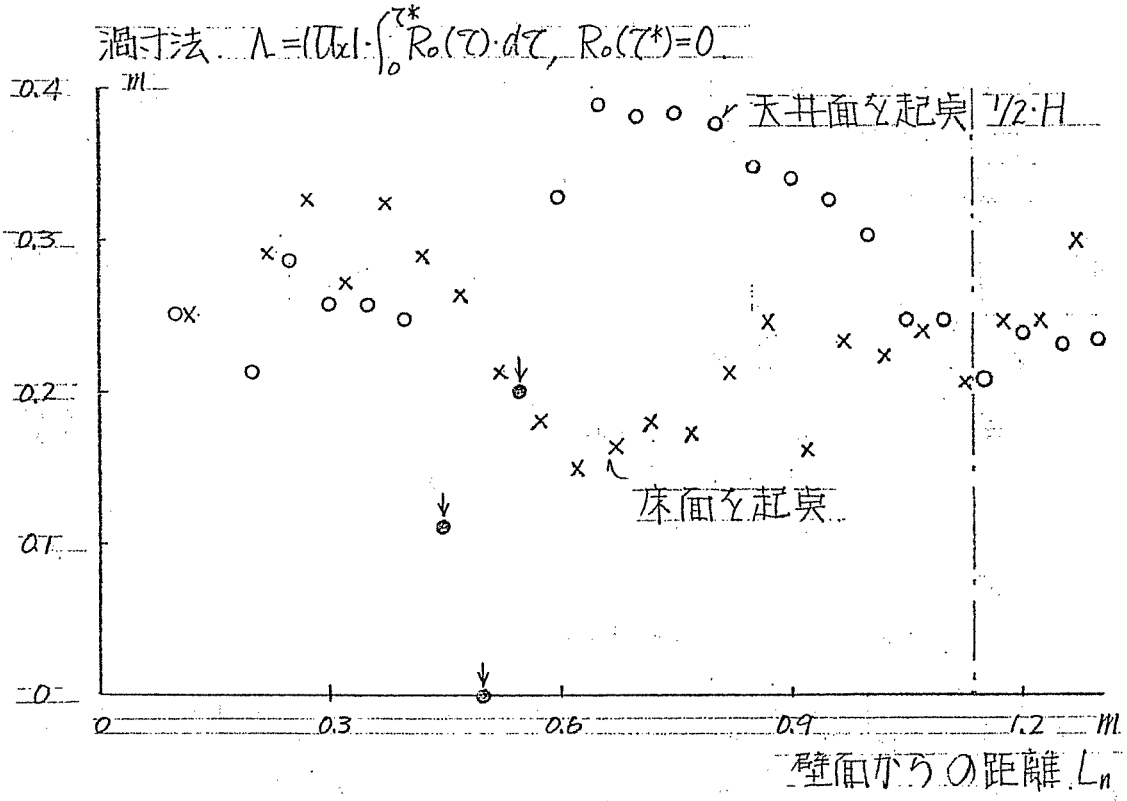


図5-3-38. 自己相関、平均流速より推定した渦寸法.

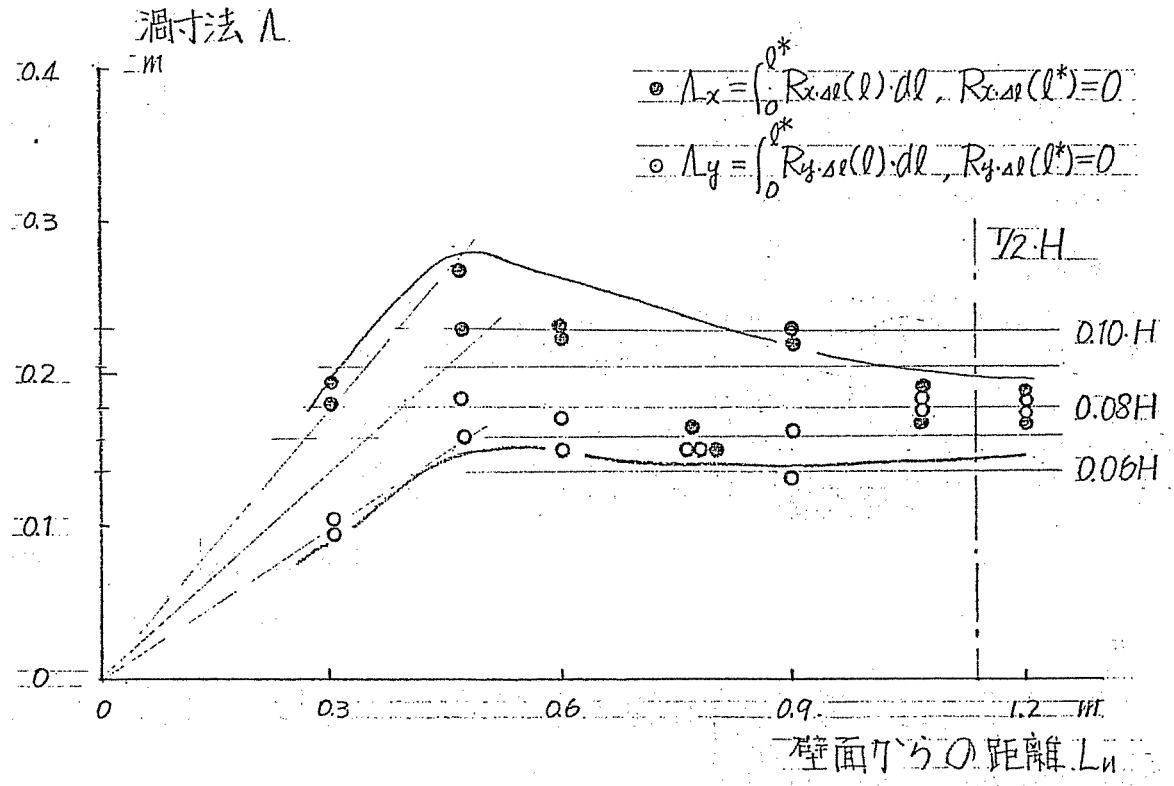


図5-3-39. 温度変動にEulerの空間相関をアナロジイして渦寸法.

7。 拡散係数.

先の「拡散係数と模型縮尺の関係」の所で触れた様に、拡散係数は空間規模や気流速度に関係するとして それに関係の深い指標を用いるのが自然の様に思われる。 例えば、流速が同じであっても、空間規模がある限度を越えた場合、乱流になる、あるいは空間規模が同じであっても、気流速度がある限度を越えた場合、乱流になるとゝうその目安にレイノルズ数があるが 右辺の

$$Re = \frac{U \cdot x}{\nu}$$

分子の慣性の表現は、速度と距離の積となっている。

実際に拡散係数値を数値解析に用いようとゝう立場に立てば、拡散係数値が、数値解析時に入手できる諸数値で表現できれば好都合とゝって良いであろう。 数値解析時に入手できる諸数値には、空間規模H；分割距離ΔX；ΔY さらに逐次得られるものに、その時々の平均流速$\overline{U}$, $\overline{V}$ 速度差$\Delta\overline{U}$；$\Delta\overline{V}$ 渦度$\overline{\Omega}$が考えられる。

次に、拡散係数の表現法について検討する。 先の空間規模を距離にして、「距離と速度の積」,「距離の2乗と渦度の積」,「距離の3乗と渦度の距離微分値の積」、等々が表現式として考えられるが、各々の長短を整理すると次の様になるであろう。

先の「温度変動にもとずいた渦寸法」の検討に依れば、渦寸法は壁の近傍で小さく（壁表面では 当然、渦寸法は零）、室の中央ではある空間規模にもとづいた値に落ち着く様である、との結論を得た。

これは、渦寸法が壁面からの距離の増加に対応しつつ 大きくなるけれども、その増大には一種の歯止めが作用して、空間規模に規定されてある一定割合の値に落ち着くのであろう、と考えられるからである。

$$\Lambda \propto H$$

また、先の「拡散係数と模型縮尺の関係」に於いて、拡散係数の縮尺率 n_{KT} と、長さの縮尺率 n_l との間で、次の関係が成立していることが確認できた。

$$n_{KT} = n_l^{\Delta} \quad \cdots \Delta = 1$$

このことは、拡散係数が室寸法の大きさに比例することを示している。 室寸法が、その室での混合の規模を表わしていると仮定することができれば、拡散係数も室規模に規定される、その規定には渦寸法が関係していると考えることができる。

$$K_T \propto H \propto \Lambda \qquad 5-3-60$$

さらに、その拡散の規模が 渦寸法で規定されたうえで、その拡散の程度は、その場所の速度に関係すると考えることができれば、距離と速度の積という表現も可能である。 これは 5-3-27式のアナロジィである。

(1). 距離と速度の積で整理

距離 L_n で、その対象点の可混合規模、即ち渦寸法 Λ の推定がつけば、壁面近傍の領域でも拡散係数値の推定ができるという利便さが生ずる。

ただ、当面の解析対象の室内熱対流閉空間の様に、卓越流向が複雑であれば、推定が難しくなる場合があるが、次式の様に表現できよう。

$$\Lambda \propto L_n$$

$$K_T \propto \Lambda \cdot |\bar{U}| \qquad 5-3-61$$

推定の難しくなる部位は、図5-3-29に示す様な 定存渦の中心や、あるいは、図5-3-30に示す様な 放熱器側から冷壁へ流れる卓越流と冷壁から放熱器設置壁へ還流する卓越反流の境界面の様に、乱れがあるのにもかかわらず、時間平均流速 $|\bar{U}|$ が 零になる所である。

この様な場所についても一律に、$\Lambda \cdot |\bar{U}|$ で、拡散係数を推定しようとすると、K_T 値を極端に小さ目に見積ってしまい、現実にそぐわず、不都合の生ずる場合がある。

これを避けるためには、拡散の程度が、速度の増大に伴って増加するその根本は、速度の増大による速度差の増大、即ち剪断や渦度の増大によるものと仮定できれば、次の様な整理の表現も可能であろう。

(ロ) 距離の2剰と渦度の積で整理

先の「空間的尺度と拡散量」の所で触れた様に、平均流で数値解析を進めるならば、分割距離は、渦寸法程度にとる考え方がある。それに従えば、分割距離は次の様になるから

$$\Delta X, \Delta Y \fallingdotseq \Lambda$$

(イ)で表現した「距離と速度の積」を、「距離と速度差の積」とおくと、

$$K_T \propto \Lambda \cdot |\Delta \bar{U}| = \Lambda^2 |\Delta \bar{U} / \Lambda| \qquad 5-3-62$$

$$\fallingdotseq \Lambda^2 |\Delta \bar{U} / \Delta Y|.$$

拡散係数は 渦寸法の2剰と渦度の積で表現できることになる。

$$K_T \propto \Lambda^2 \cdot |\Omega| \qquad 5-3-63$$

この表現は Prandtl の l を用いた5-3-29式にアナロジィしたものである。

数値解析への適用という面では、速度で推定するよりも渦度の方が簡便である。　また渦度であれば、先に触れた「卓越流と卓越反流の境界面」や「定在渦の中心」の如き速度零の所での不都合は生じない。

閉空間循環流であれば、図5-3-30に示す様に、壁近傍に速度の極大値が生ずる。　また、冷壁から放熱器設置壁へ還流する卓越反流にも極大値が現われる。　それら極大値が壁面に平行な場合、渦度は極端に零に近くなる。　天井面の近傍流の極大位置では、$\partial\bar{u}/\partial y \fallingdotseq 0$で、卓越流が天井面に平行に流れている場合、$\bar{v} \fallingdotseq 0$となるからである。

$$\Omega_{\bar{u}=\bar{u}_{max}} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \fallingdotseq 0$$

(ロ)では、上記の如き$\Omega \fallingdotseq 0$の所の拡散係数値の推定が難しくなる。この不都合を解消するためには、渦度勾配を用いて　拡散係数を表現する様にすれば良い。

(ハ). 距離のろ剰と渦度勾配の積[3]で整理.

$$K_T \sim l^2 |\Delta\bar{\Omega}| = l^3 |\Delta\bar{\Omega}/L| \qquad 5-3-64$$

$$\left.\begin{aligned} K_{Ty} &\sim l^3 \cdot |\Delta\bar{\Omega}/\Delta Y| \\ K_{Tx} &\sim l^3 \cdot |\Delta\bar{\Omega}/\Delta X| \end{aligned}\right\} \qquad 5-3-65$$

この場合には(イ)で問題になった「乱れがあって　平均流速が零」のときの推定、(ロ)で不都合と指摘した「速度極大位置で、渦度が零」のときの推定の如き難点はない。

また、もう1つの利点としては、渦度勾配に応じて　X方向、Y方向の拡散係数を分けて表現することができ、閉空間解析では大変都合が良い。　しかし、今まで度々触れてきた様に、室内の熱対流に於いては、平

均流速、あるいはそれにもとづいた渦度を得るのが精一杯といったところであり、渦度勾配までの入手は難しい。

また 測定対象領域内の拡散係数を一様とする5-3-52式を拠所にする限りに於いて 「渦度の勾配」を用いての整理は望むべくもない。

本章に於いては 5-3-63式の表現を借りて、実測した拡散係数値と、渦計法の2剰と渦度より推定した拡散係数値の間の関係を整理することにした。

エネルギー式の方から 拡散係数値を推定する場合、次に述べる様な適用領域、分割格子の選択に関する問題、あるいは実大模型室のおかれている外気条件と測定機器にかかわって生じてくる問題がある。

A). 適用にあたって考慮した問題.

① 各々の格子点は 少なくても同一方向の流れにある必要がある。 従って、流れの向きが反対の卓越対向流の境界面を跨いで、実測することは避けなければならない。

② 天井面近傍の様に薄い積層流の場合、隅角部に近い部位や定在渦に近い領域の場合、全格子点が同一条件にないので、適用が難しい。 それを避ける意味で、格子間隔を狭めるのは、測定技術上の困難さが次に述べる様に生じてくる。

③ 次式に示す温度差に比べて、各々の温度変動の振巾の方が大きい故に、各々の温度の推定が、適正に行なわれない場合、

$$K_T = -\Delta Y \cdot \overline{U}_X \cdot \delta_{UX} \cdot \frac{T - T_0}{\sum T - T_0} = -\Delta Y \cdot \overline{U}_X \cdot \delta_{UX} \frac{E - E_0}{\sum E - E_0} \qquad 5\text{-}3\text{-}66$$

例えば、T_0が大き目に推定されると右辺分子の温度差は大きく、分母は、小さく求めることになり 拡散係数値は大き目に推定されることがある。 勿論、その反対に小さ目に推定される場合もあるので、時間平均温度の推定方法に一工夫が必要となる。

B). 測定条件、測定対象域の選定.

実大模型室の外気条件は、外部環境条件の変動によって 影響を受けるため、模型室温も結果的には変動を受けることになる。 従って、時間平均温度を得るためには、5点5台の、増巾特性が同一のアンプが必要となる。 増巾特性の補正作業を省略するべく1台の増巾器で済ませる(注 5-3-66式では、起電力値Eを用いて、そのまま拡散係数値を推定できるので、1台の方が、楽ではある) ためには、先の外気変動による室温変動に対する考慮が必要になる。 例えば、測定時刻、測定時間、測定順序への配慮が必要となる。

A)の条件を勘案して 測定領域は、定在渦がなく流れが床面に平行な、室中央5列目の帰還流域を選定した。 それは、図5-3-40に示す (5-3)から(5-6)の範囲に相当する。 天井面近傍から(5-2)あるいは(5-6)から床面までの領域については、エネルギー式を用いての測定は無理で、ラグランジェ相関に立った乱流速度、緩和時間に依る推定方法を採る方が望ましい様に思われる。

測定条件は次の通り。 測定順序は、中央^0、上流^1、天井側^2、下流^3、床側^4、床側^4、下流^3、天井側^2、上流^1、中央^{0}の繰返しとし、増巾器は、1台。測定時間は 各々に5分で、計 $(5+0.625^{分})\times 5^{点}\times 2^{回}=56.25$分になる。 C-C熱電対を使用(0.0407mV/deg)。 適宜、バイアス補償を行い 8000倍の増巾。 記録は、フル・スケールで1Vで、切替スイッチで選択する。時間平均値は プラニメーターを使用している。 流れ方向(X軸)、流れの直交方向(Y軸)の格子点間距離は $\Delta X, \Delta Y = 0.15$ m とし、渦度と渦寸法の2乗の積に用いた渦寸法は、$\Delta y = 0.2$ mを用いて整理している。

C). 測定結果について

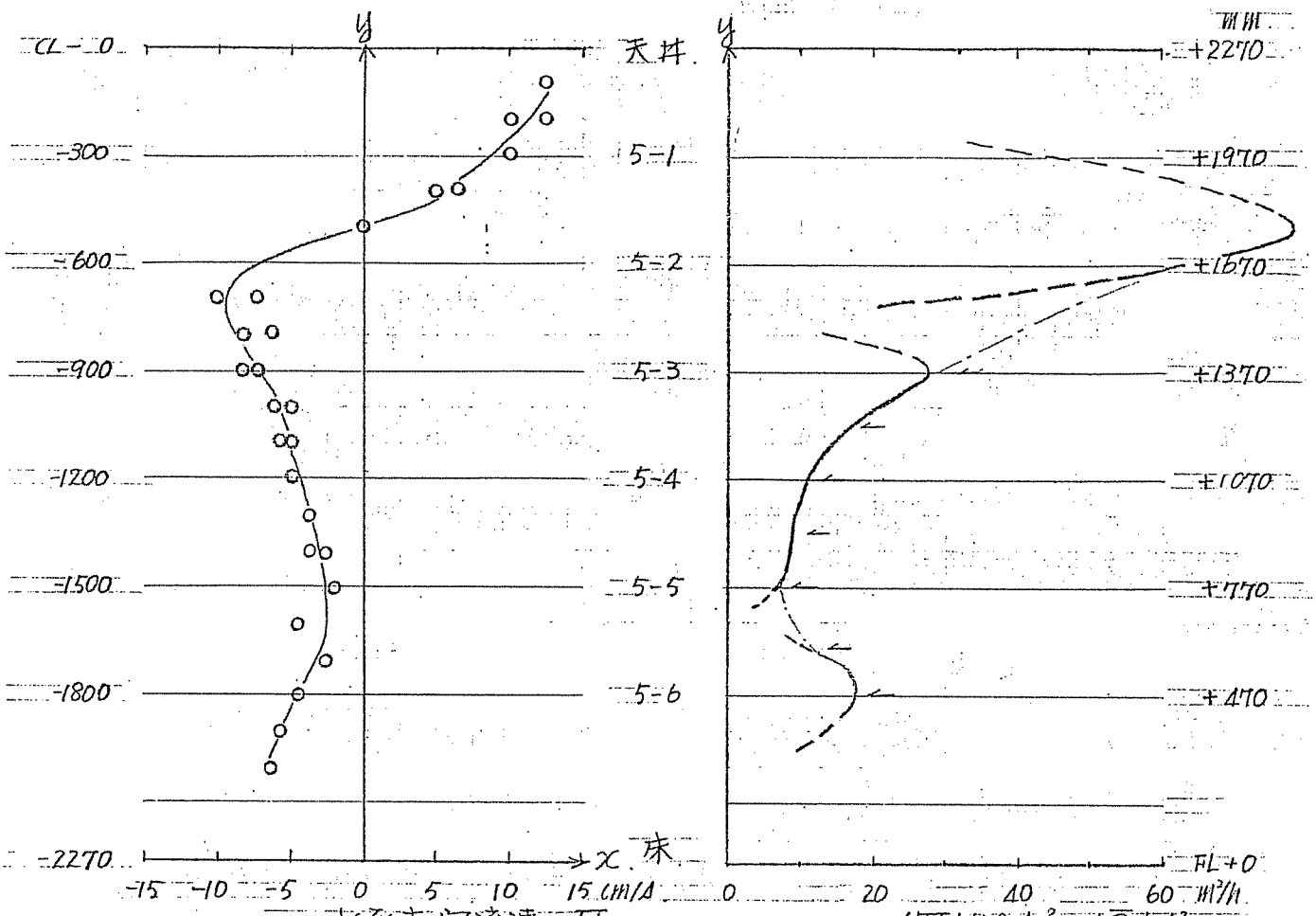
測定結果は、図5-3-30にもとづいて推定した$\Delta x^2 \cdot |\Omega_z|$と、エネルギー式によった拡散係数について整理したものである。

図5-3-40の右図は、水平方向流速から推定した渦度と渦寸法による推定用の係数値 $|\Omega_x| \cdot \Lambda_x^2$ を図示したものである。渦度を用いた推定の場合、図に示す様に速度の極大・極小の所で渦度が零となるので、推定用の係数値 $|\Omega_x| \cdot \Lambda_x^2$ は、破線の様に落込になる。実際には、一点鎖線の様に包絡した状態にあるのではないかと思われる。

図5-3-41は、エネルギー式を用いて測定した拡散係数値と、水平方向流速にもとづいた推定係数値との関係を示したものである。推定係数値 $|\Omega_x| \cdot \Lambda_x^2$ の増大につれて拡散係数が増加する傾向にあることが分かる。先にも述べたが、この整理は、水平方向流が卓越する室中央5列のみを対象とし、さらに拡散係数の推定方法からくる制約によっても、対象域は、暖房器設置壁方向の帰還流によって占められる緩速域に限定せざるを得なかった。一般の暖房室の気流速の分布は図4-4-4に示す様に室の中央部に於いて相当の緩速流となっている。図5-3-40の分布もそれ程の差の無い形になっているので図5-3-41の結果を有意なものとみなせば、室中央緩速域の拡散係数値は、$K_T = 2 \sim 6\ m^2/h$ ($K_T/\nu = 40 \sim 110$) にあると云って良いであろう。

緩速流域での整理結果を用い、天井付近の様な卓越流域の拡散係数の推定が可能とすれば、図5-3-41の図中の一点鎖線を延長して、$|\Omega_x| \cdot \Lambda_x^2 \fallingdotseq 78$ から $K_T = 24\ m^2/h$ ($K_T/\nu = 430$) を得ることができる。

等温吹出気流による模型実測によれば[13]、吹出流速 $U_0 = 6.8 \times 10^2\ cm/h$、混合距離 $l_i = 20\ cm$ (l_i は空間長さの約1/10) で、渦動粘性係数 K_i は、約 $500\ m^2/h$ ($K_i/\nu = 9000$) と推定できる。一方は、気流速の緩い自然対流であり、他方は、強制循環になっているので、直接的な比較は難しいが、渦動粘性係数は吹出気流速に比例すると云われているので[13]、吹出気流速を熱対流時の天井付近流速に近い速度に下ると、$U_0 = 10 \sim 60\ cm/h$ で $K_i = 7 \sim 45\ m^2/h$ ($K_i/\nu = 130 \sim 800$) となる。先の結果とこの検討の間



水平方向流速 U_x $(|U_x|/\Delta y)\cdot\Lambda_x^2=|\Omega_x|\cdot\Lambda_x^2$

図5-3-40 水平方向流速とそれにもとづいた推定係数値

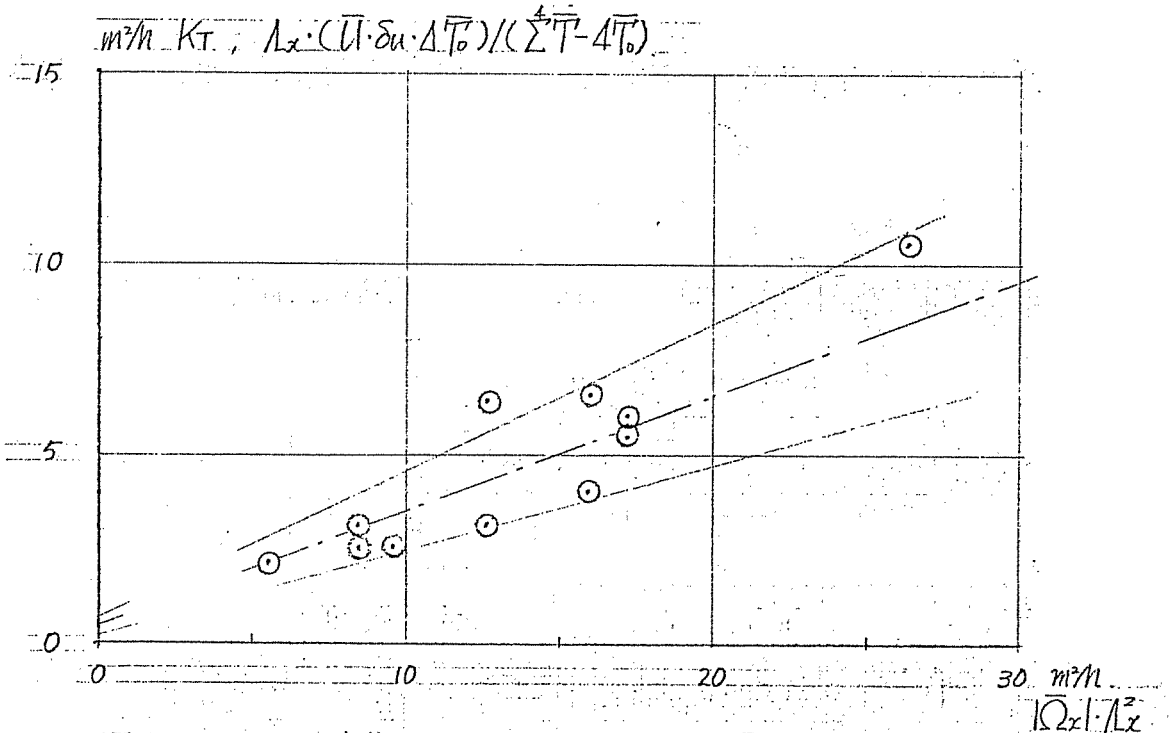


図5-3-41 拡散係数と推定係数値 $|\Omega_x|\Lambda_x^2$ の関係

に　さ程の差はない様に思われるが、等温と非等温の間では乱れ方が異なるかもしれないので、これ以上のは軟検討は避けることにする。

以上、1。～7。を整理すると次の様になる。

① タンポポ冠毛片は、形状特性がユニークのため、流れの性状観察、時間空間平均流速の測定に利用できる。　その放出器には静電気を用いると良い。　視観察には乾式と湿式があるが、case by caseで用うれば良い。　一般に、乾式の方が情報の過多、過少に陥いることが少ない。

② 気流の温度変動のEuler相関から推定した最大有効渦の直径（渦寸法）は、室規模の約1/10になる。　渦の形状は　卓越流下で流れ方向を長軸とする楕円、室の中央で円と思われる。　渦寸法は壁に近づく程小さく　室中央では一定の様である。

$$\left.\begin{aligned} L_n \leqq 0.5 \quad &\rightarrow \Lambda_n = 0.46 L_n \\ L_n > 0.5 \quad \Lambda_n \geqq H/10 \quad &\rightarrow \Lambda_n = H/10 \end{aligned}\right\} \quad 5\text{-}3\text{-}67$$

③ エネルギー式を用いて測定した拡散係数は、渦寸法の2乗と渦度の絶対値の積から求めた推定係数で、直線近似ができる。

$$K_T = -\Lambda_x \cdot \overline{\Omega}_x \cdot \delta_{ux} \cdot (T - T_0) / \left(\sum^{4} T - 4T_0\right).$$

$$\left.\begin{aligned} K_T &= 0.31 \cdot |\Omega|\Lambda^2 + K_{T\Lambda=0} \\ 4 \leqq K_{T\Lambda=0} / \nu &\leqq 12. \end{aligned}\right\} \quad 5\text{-}3\text{-}68$$

④ 上2式の関係が室中央ばかりでなく　室全域に成立するものと仮定できれば、数値解析に際し分割格子間隔、拡散係数は、容易に推定でき、拡散係数代入法の場合、特に有用であると云えよう。

5．4．熱対流解析への適用．

まず最初は．実測等から拡散係数値を入手できない場合を想定し．Gr 数をパラメーターとして数値解析したものについて整理している。この解析例では拡散係数値を室全域で一様（これを一様乱流モデルと呼称）とし．分割は正方，収束は逐次緩和法を用いている。熱対流としての性格を生かす意味で．できるだけ大きいGr数で収束した場合の計算例を載録している。次いで分割．収束手法を一様乱流モデルと同様にして．壁の近傍に層流層を認めたもの（これを2層乱流モデルと呼称）について検討している。この種の数値解析については．寺井氏が手計算にて行なった報告[8]があるが．ここでの検討結果は．氏の報告をでるものではない。

以上の再現計算に用いた対象空間[5]は．実大規模の 1/3 ～ 1/12 であって対応は．同模型の実測結果との間で見ている。

最後に検討しているのは実大模型室で測定した拡散係数値を使用した場合（これを局所一様モデルと呼称）で．この解析例では．分割は異方、収束は非定常収束法によっている。

本節では．実測との間との対応性について種々検討しているが．まだまだ相当の差異があるというのが実状である。その意味では層流時に於ける数値解析とは異なって．乱流場を対象とした場合の現時点での限界を認めなければならない。しかし．ここで行なった数値解析の目的には差異を埋める努力をする一方で．そこから得られた問題点を発掘するということもあった。ここでは．それらを踏えて．温熱環境改善の方策を見い出す手段の1つとしてどの様に考えるべきか．について触れている。

5 4 1　乱流モデル（再現計算）

1　一様乱流モデル

最も初歩的で簡便なモデルは、熱対流空間の全域にわたって拡散係数が一様という仮定のもとで数値解析を行う一様乱流モデルである。前章4.2.2の熱供給形態と室内温度分布で示した実測壁温を用い緩和法にて解析したものを図5-4-1～4に示す。

模型室の大きさは、900×1200×800"で、1200方向に隔壁を2面挿入し、熱的2次元になる様に隣接空間の室の温度を調整している。900×800"を採用断面とし、壁温は実測値を直線補間して推定し、それを境界条件にしている。数値解析では、Gr数をparameterにして収束状況を見ている。図中ではpanel heater（又は吹出し温風）温度と外気温度の差を基準にして等温度線（contour line）を記入している。分割は正方で、分割数、relaxation parameter・Rep、計算回数Mは記入の通りである。

図5-4-1のコンベクター型の検討では拡散係数を変化させても、同心円状対流の流形そのものは、さ程の変化を見せない。しかし、循環流量はGr数を大きくすると、増加する傾向を示している。このことは拡散係数値の減少とともに壁近傍での拘束条件が緩和されるのであろうと想像される。その点に関しては、温度分布の遷移状況を見ても明らかで拡散係数が小さくなる程、放熱器から発達する暖気流の勢力が強くなり放熱器設置壁の対向壁からの冷気についても伸長が認められる。実測結果と比較すると、実測の様に床面に平行なcontourの出現はないが、Gr値が小なる程、実測結果に比べてそれらしくなる傾向にあることが分かるであろう。

図5-4-2の側面加熱の場合は、かって寺井氏も解析を行なっているが、本解析結果は氏の結果とそれ程の差異を見い出せなかった。

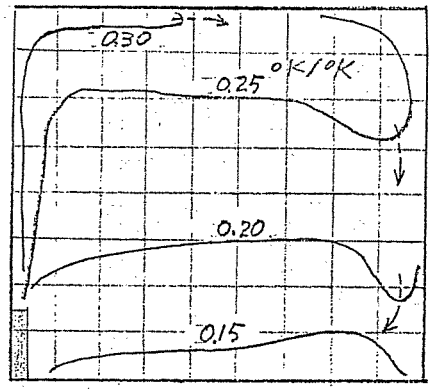
分割距離 $h=0.05m$　格子点数 $N=27\times25$ 点

$T_0=279.9\,°K$

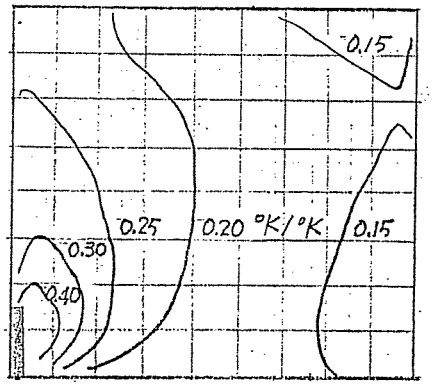
$T_H=351.2\,°K$（吹出口）

{拡散係数 $K_T=94.7\,m^2/h$
{緩和係数 $R_\psi=0.4$

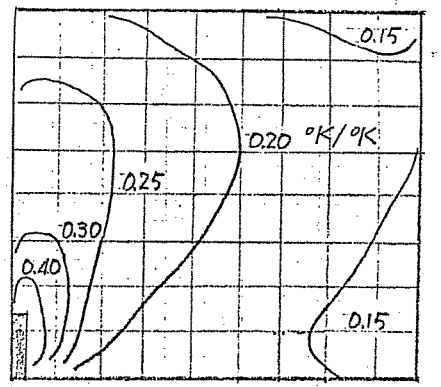
{$K_T=47.3\,m^2/h$
{$R_\psi=0.3$



実測温度分布

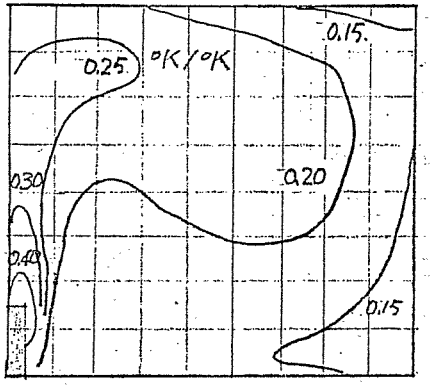


解析結果（温度分布）



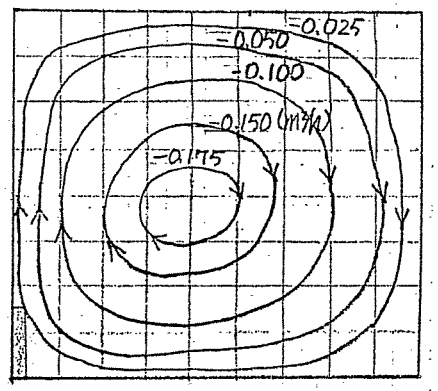
解析結果（温度分布）

{$K_T=11.8\,m^2/h$
{$R_\psi=0.1$



（温度分布）

{$K_T=47.3\,m^2/h$
{$R_\psi=0.3$



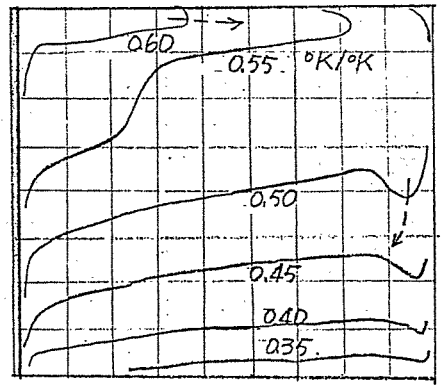
（流線分布）

図5-4-1. コンベクター型での数値解析結果（温度分布と流線分布）.

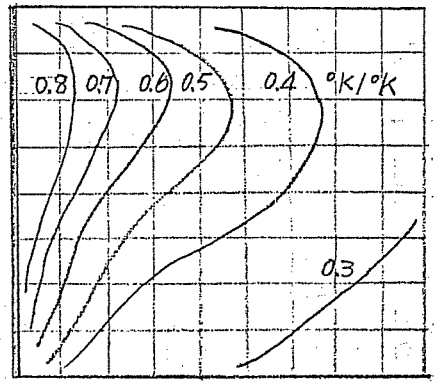
$T_0 = 275.5°K$　　分割距離　$h = 0.05m$　　格子点数　19×17ヶ

$T_H = 307.8°K$（パネル中央）　　拡散係数　$K_T = 56.2\ m^2/h$　　計算回数　$M = 640$回

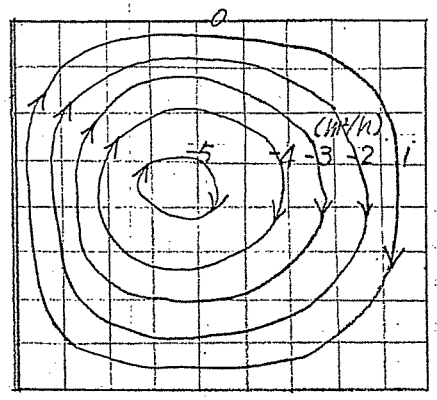
緩和係数　$R\psi = 0.3$



実測温度分布



解析結果（温度分布）



（流線分布）

図5-4-2. 側面加熱時の数値解析結果（温度分布と流線分布）.

側面加熱の場合、コンベクター型と大差のない同心円的流線をとっている。　この場合も実測結果に示す様な床面に平行なcontourには現われていない。　本解析結果は、全体に拡散係数値の過大見積になっているのではないかと予想される。

図5-4-3の天井面加熱では、contour位置の対応に相当の差異はあるが、温度分布が積層状態を示している所などはその特徴を良く表現していると云えよう。　天井面加熱では、流れの対称性が保持され易く、そのため暖まった空気は、側面の方へ押し出され、両側壁に沿って下降流となるが、その流出相当分は、室中央部での比較的冷たい空気の上昇分で補給されている。　その様子は、流線の分布からはっきり捉えられる。

図5-4-4の床面加熱では、上述の様な安定性に欠ける。　対称性が、保持されれば、床面中央部から暖気流が立ち上がる様に思われるが、実際にはその様にはならない。　壁面温度の微妙な差によって一方の側壁に偏在して上昇する様子を伺い知ることができる。　解析結果でも、一方の循環気流域が卓越している所から、その点に関しては、実測と良く対応していると云って良い。　しかし、温度分布は、実測の様な釣鐘型の温度分布に発達せず、冷気の入込が強調される結果になっている様に思われる。

以上の一様乱流モデルでの再現計算から、例えば細部はともかくとして　各々の流れの概略的な様相については、実測との間でそれぞれの加熱方式に応じていることが認められた。　ただ熱対流に於いては、温度分布と気流分布とが一体不可分のため、別個に取り上げて　個々の対応性を論じるは非常識となるが、敢てそれを行うとすれば、流れの様相については　相当の類似性はある、が、温度分布の細部の対応性までは、充分に満されているとはいい難い状態にある　と云えよう。

$T_0 = 275.0\ °K$

$T_H = 329.0\ °K$（パネル中央）

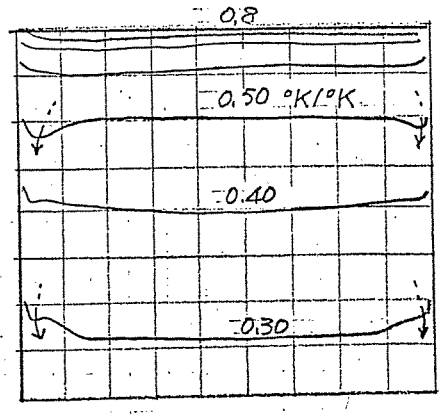
分割距離　$h = 0.05\ m$

拡散係数　$K_T = 5.62\ m^2/h$

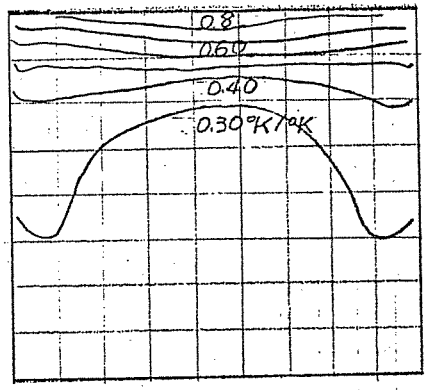
緩和係数　$R_\psi = 0.3$

格子点数　$N = 19 \times 17$ 点

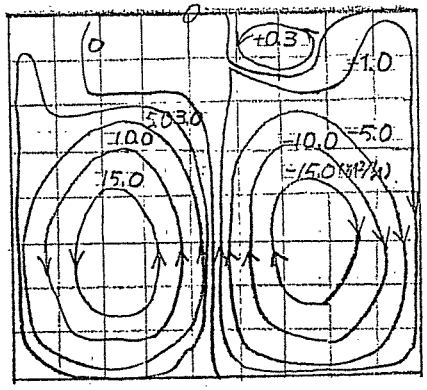
計算回数　$M = 640$ 回



実測温度分布



解析結果（温度分布）



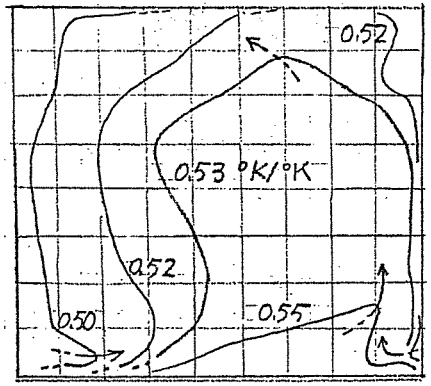
（流線分布）

図 5-4-3　天井面加熱時の数値解析結果（温度分布と流線分布）

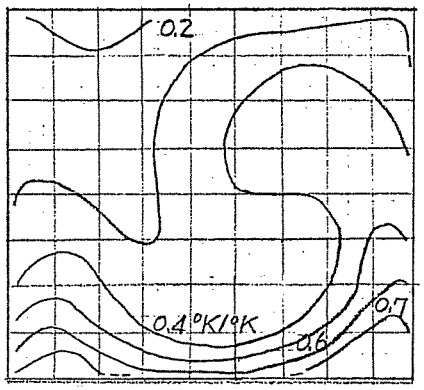
$T_0 = 276.4\,°K$　　分割距離　$h = 0.05\,m$　　格子点数　$N = 19 \times 17$

$T_H = 309.0\,°K$（パネル中央）　　拡散係数　$K_T = 11.24\,m^2/h$　　計算用数　$M = 640$ 回

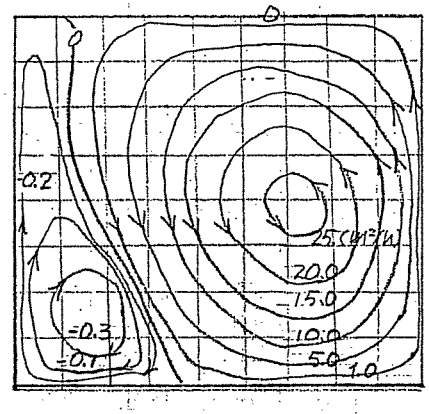
緩和係数　$R_\psi = 0.3$



実測温度分布



解析結果（温度分布）



（流線分布）

図 5-4-4　床面加熱時の数値解析結果（温度分布と流線分布）

その理由の1つに、乱流を一様乱流モデルとした妥当性、収束限度に委ねたGr数（あるいは拡散係数）の該当性と云う点、そして 次には室全体を正方分割とした所からくる壁近傍での分割の甘さなどが、おそらくは問題として残されているのであろうことをあげることができる。

気流分布の数値解析では、まず層流から数値解析を行い、除々にGr数を高めてゆき その限度なるものを確めたうえで、乱流解析に入ってゆくと云う手順が、正統的の様に思われる。

しかし、模型箱などの実測を通じ、白煙の動きなどを視観察してみると 次の2層モデルで述べる様な300×225×200^{H}程度の模型空間でも乱流であることが分かると、層流に於ける解析は、解析上の意義はあっても、実際面での応用解析に対する意義は疑がわしいと云って良い。

Gr数をparameterとした一様乱流解析は、解析式の立場は違うけれども、層流からのapproachと同じ範疇に入ると考えて良いであろう。それ故、本節の検討では 室全体が層流と云う解析については省略している。 また、前検討例ばかりでなく、以後の検討に於いても、層流の一部が乱流になっていると云う考え方を採らず、乱流の一部が取り残されて層流と云う考え方を採っている。

次に 格子の分割はそのまま正方分割とし、先の乱流一様モデルに層流流れを便宜的に壁近傍に付加した場合（乱流の一部が層流と云う考え方は、これを指す）の解析結果について述べる。

2。 2層乱流モデル

一様乱流モデルから最も簡便に改良し得るモデルは、室の中央については、そのまま一様乱流とし、壁近傍を層流あるいは速度・温度の変化の急激な部分は、別の方法で解析し、それを境界条件として活用するモデルであろう。 前者には、寺井氏の行なった臨界レイノルズ数を用いた境界層モデルがあり、後者としては、土屋氏が行なったwall jetの実験結果を援用した乱流境界層モデル[19]がある。 いずれも壁近傍の温度・速度プロフィルを既知のものとして与え、壁近傍の温度・速度の変化の激しい部分の境界条件を簡便にして解析しようと云う姿勢には変わりない。 そして、境界層外縁の流線が、一定値である他に、温度の条件が、拘束(non-slip, $\Omega \neq 0$)から滑動(slip, $\Omega = 0$)条件に置換される所に特色がある。

ここで述べる適用結果は、寺井氏の考え方に準じたものであり、境界条件は実験による。 前節5.3.2「壁近傍の流れ」の所で述べた様に、境界層方程式に積分操作を施したものにもとづいて推定した境界層外縁速度u_{max}とその層厚δの積$C_0 = u_{max} \cdot \delta$から、境界層外縁の流れ関数値は与えられる。 実測結果によれば、そのC_0は、8.4 m²/h前後となり、その部位で、$u = u_{max}, y = \delta$とすれば $\Omega = (\partial u/\partial n)_{y=\delta} = 0$ となる。

以上で、速度に対する整合条件は提示されたが、温度に関する整合条件も必要になる。 別途に境界層を設けたため 室中央と境界層と壁面となって熱伝達率(あるいはヌッセルト数)を用いる必要[10]が生ずる。

そのため、解析結果から熱伝達率については、その是非は論じ得ないと云う難点を有している。

図5-4-7, 8は、5-2-47~49式を用い、緩和法によった数値解析結果である。

解析対象空間は、300×225×200"で、断面は225×200"である。流れの状況を写真5-4-1，図5-4-5に示す。温度分布を図5-4-6に示す。空間内にゆっくりと放出した白煙の動きを見ると、白煙はまず加熱面近傍の流速の早い部分に捕えられ、巻込現象を見せながら上昇する。

天井面に達すると、放熱器設置壁の対向壁方向へ流向を転じる。天井流域での混合は著しいが、その卓越主流の上部には薄い未混合領域、その主流域の下部には加熱面の方へ反流する比較的早い流れが観察された。

加熱対向面では、室高の1/3～1/2の所まで、主流域の影響がうかがわれ、その後の流れは緩速である。cold draftとはこの様な流れを指すのであろう。室の中央では未混合領域が残り、床面付近では流れが緩慢で流速を測定することはできなかった。温度分布に関しては、既に説明した様に、側面加熱方式の特徴を有し、コンターは床面に平行である。

図5-4-7の流れの状況を見ると、先の一様乱流解析時の同心円的様相とは異なって加熱面側に中心をもつ閉曲線群が得られた。それ故、加熱面、天井面、対向面の順に壁近傍流速は速くなる。これは、図5-4-6の実測結果の性向と一致するなど、本適用結果の方が、より実際に近いのではないかと思われる。

図5-4-8の温度分布について比較すると、壁の周辺部で実測と良く対応している様に思われるが、この加熱方式の特徴である床面に平行なコンターについては得ることができなかった。この原因としては、速度境界層（解析の都合上、温度境界層も一致させてある）条件として、速度最大値の所で、slip条件を設定したが、流速変化に応じた層厚増加の考慮を払っていないためであろう。床面近傍で上記考慮をすると、温度分布も実際に近づくのではないかと思われる。

しかしながら、上記考慮を払うためには、逐次層厚を算定し、その層厚の増減に対応した壁近傍の格子分割距離の変更、さらには格子点数

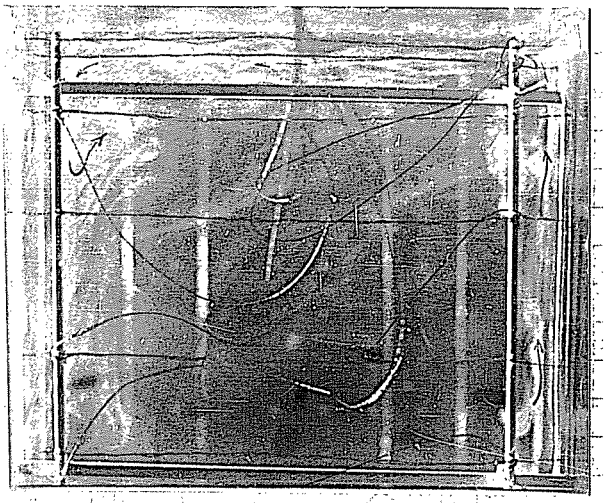


写真5-4-1　白煙の流れの状況（模型箱 S1/4）

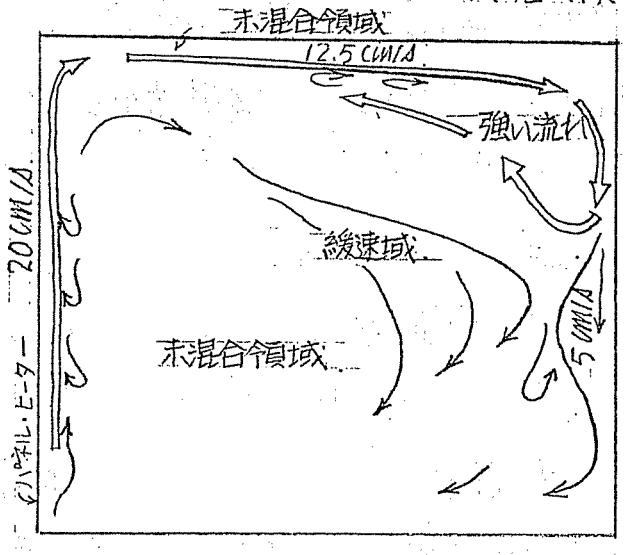
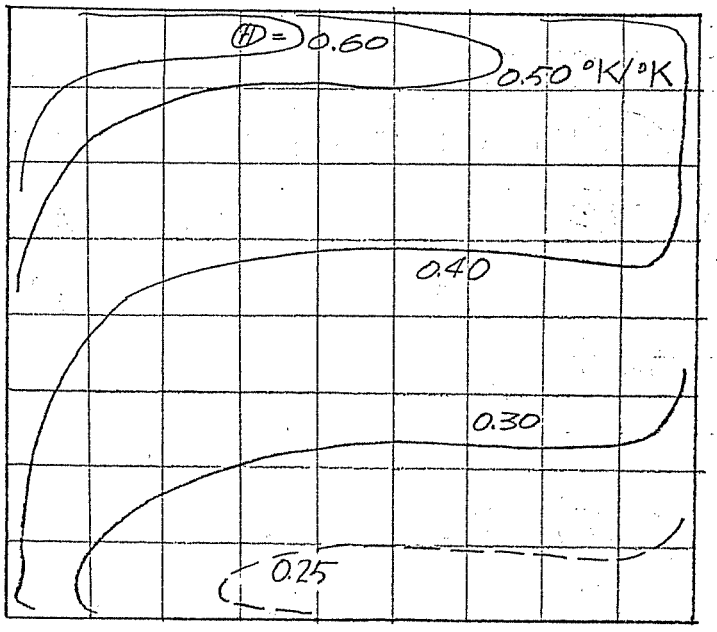


図5-4-5　白煙観察による流れ方の様子



寸法
225×300×200H

Q = 23.96 Kcal/h

$\bar{\theta}_H$ = 58.6°C

$\bar{\theta}_o$ = 7.1°C

$\Theta = \frac{\theta - \bar{\theta}_o}{\bar{\theta}_H - \bar{\theta}_o}$

図5-4-6　実測温度分布

計算条件

$\theta_H = 58.6°C$

$\bar{\theta}_0 = 7.1°C$

$K_T/\nu = 6$
$(K_T = 0.28 m^2/h)$

$G_r = 0.238 \times 10^7$

$Pr = 0.7$

$\overline{Nu}$注). $= 32.8$ (天井)

31.8 (対向)

19.4 (床面)

25.5 (ヒーター)

$C_0 = U_{max}\delta = 120 \cdot \nu$

$h = 0.0125\,m$

格子数 $15 \times 17^{\pi}$

室高 $0.2\,m$

$P_\psi = 0.002$

計算回数 2401

注). $Nu = \alpha \cdot d/\lambda$
$= \alpha \cdot d/(a \cdot c\rho)$

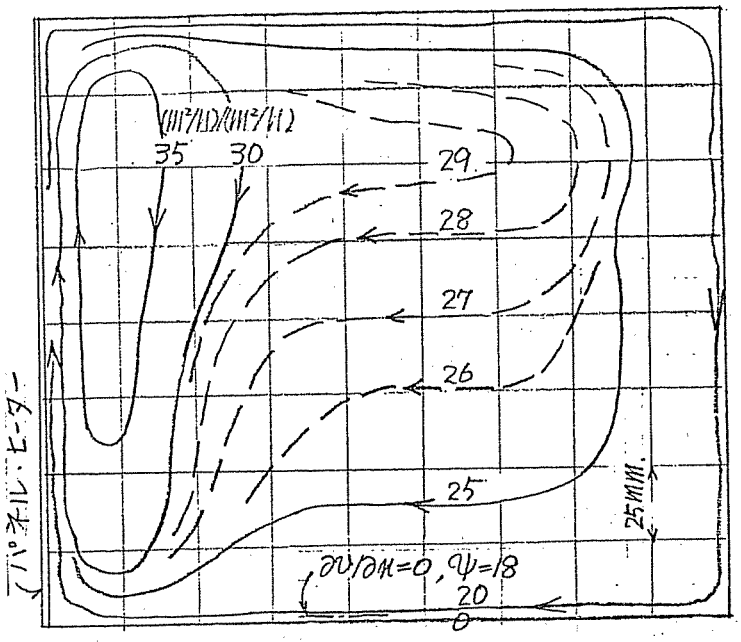


図5-4-7 計算結果(流線分布)

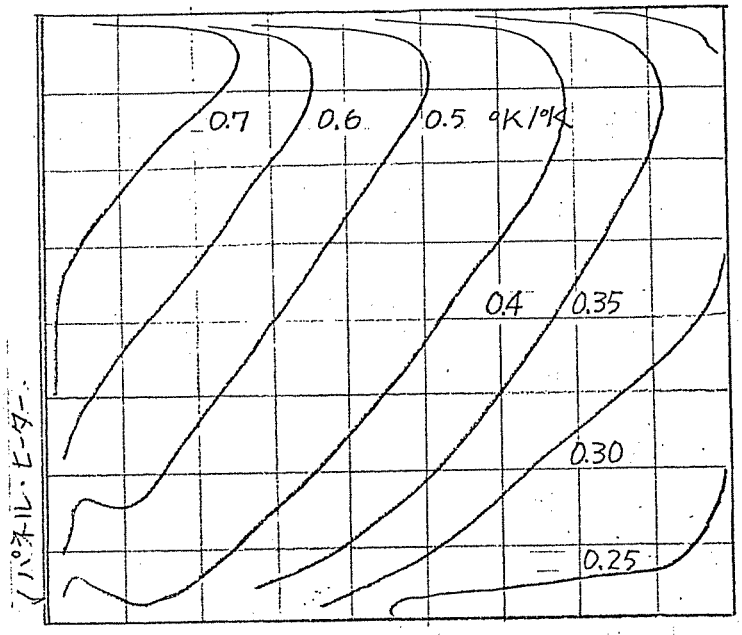


図5-4-8. 計算結果(温度分布)

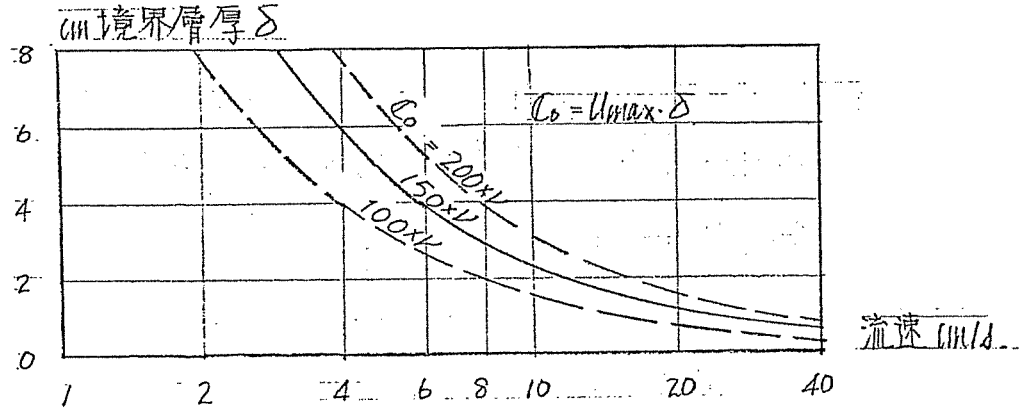


図5-4-9. 境界層厚と流速の関係

の増減を行う必要が生ずる。

しかし、図5-4-9に示した境界層厚の操作を解析プログラム上に載せるとすれば、プログラムの作成は難しく、煩雑になることを覚悟せねばならなくなる。また、そのことによって $C_0 = U_{max} \cdot \delta = const$ として $\partial U/\partial n = 0$, $\psi_{y=\delta} = 3/4\, C_0$ の様に各々の境界条件を簡便化したメリットは失なわれてしまうことにもなろう。

以上、2層モデルを用いた適用結果から、次の様に整理した。

① $C_0 = U_{max} \cdot \delta = const$ の条件を用いる場合、想定境界層厚が分割格子距離に比べて、相当に薄いか、又は一定層厚を保持し得る対象空間に於いては 2層モデルは有用と思われる。

② 層厚変化を含む解析対象では、その考慮が必要になる。

③ 2層モデルでは、外周部の温度分布が良好である。但し、対流熱伝達授受については、適当な処置が必要になる。

この2層モデルも、本質的には先の一様乱流の場合と全く同じと云って良い。例えば、拡散係数値が手探りの状態でも、Gr数をparameterにして数値解析が可能と云う利便さを持つが、$C_0 = U_{max} \cdot \delta = const$, 対流熱伝達率の実測値あるいは推定値を用いているため、結果に対する該当性を検討する際、合わせようとして合わせたと云う面のあることを否定できない。

次に、前節で得られた漏寸法、拡散係数値を用い、Re数, Gr数をparameterとしないで、非定常収束法による数値解析結果をあげる。対象空間は、小型模型(実大規模の1/3～1/12)から、実大規模に変え、実測結果との対応について検討している。

3。 局所一様モデル

ここにいう一様モデルとは、その位置に於ける渦寸法と同規模の領域範囲の拡散係数を一様とする と仮定するモデルをさす。

実測と数値解析結果とを比較する場合、前の2例では実測壁面温を用いていたが その理由は、①壁表面での輻射の熱授受について考慮する必要がない、②壁体への熱流出入も関係なく、熱授受は流体と壁表面間だけを考慮すれば良い、という事から境界条件の設定が容易になることによる。 一般に実大規模の空間では、低発熱密度の面的暖方式を採ることが難しく、熱源は高密度放熱器にならざるを得ない。 その様な空間で測定した渦寸法 拡散係数を用い、その空間での実測との対応を見ようとしても難実は多い。 例えば、Ⓐ高輻射放熱器を含めて壁面温を入力する、または全く別個に、Ⓑ壁面温自体を未知量とし、対流熱伝達、輻射熱伝達成分を個別に算定する、という2法があるが、特にⒷの場合、輻射伝達成分の算定には 擬2次元空間用の形態係数(輻射伝達関数)の解析、その他にも構成壁の熱貫流率値、輻射率、室への熱供給の算定、熱供給形態の検討が必要になるからである。 次に、壁面温を未知とする場合の要検討事項について幾つか触れてみよう。

A) 再現計算を楽にするための簡略化

一般に 2次元熱対流の実測空間は 卓越循環流い面を構成する壁(2次元構成壁、4面)および熱的2次元になる様に、温度補償している隣室との間の面仕切壁(隔壁 2面)からなっている。 それ故、構成壁表面での熱平衡は 先にも述べた様に、①構成壁表面と卓越循環流体との間の対流伝達、②構成壁面相互の輻射熱伝達、その他③隔壁と2次元構成壁間の輻射熱伝達、の合計になる。

その結果、実測との対応を見る際に数値解析に輻射熱授受を持ち込むと、2次元熱対流の場合、先の③の条件によって隔壁と2次元構成壁との間の影響を無視することになり、実測との比較は難しくなる。

さらに、数値解析が可能な様に実測空間をモデル化にむけて簡略化する段階で2次元化に、面分割とその間隔に、層流流れ外縁条件に、熱供給量の算定、放熱方式等々に、ある程度の強引さを避けることができないので、再現計算用の条件設定に対しては、慎重な配慮が望まれる。例えば、ここで対象とする空間の様に（2.6×2.24"図4-3-1参照）、規模が大きく、高発熱密度の線状放熱器を使用している場合には、数値解析に向いた簡略化をしなければ、分割距離の選定や境界条件の設定を複雑にし、計算手順、演算時間にも大きく影響を与えると考えられる。

局所一様モデルでは、輻射熱授受を考慮した壁表面での熱平衡式を用い、高発熱密度の線状熱源からくる制約と煩雑さを避けるために、次に述べる仮定を用いて実測との対応について検討している。

①放熱器からの放熱は、全て対流成分として、壁への直接輻射はないものとする。②空間構成壁は、擬2次元卓越流れを構成する4面とし、隔壁と面との間の輻射熱授受は、考えないものとする。③擬2次元構成壁からの熱損失推定量を熱供給量とする。

B）計算上の設定条件

放熱器からの放熱は放熱器容積に相当する空間を通過する流体に、全て与えられ、放熱器と壁面との間の輻射熱授受はないものとする。即ち、放熱器は輻射に対して、透明・透過性を有すると仮定する。

構成壁は相互に多重反射を行うものとする。構成壁の熱貫流率は、対象空間の室内側の熱伝達率を除いた部分で与えるものとする。構成壁構成材の熱伝導率については、実測による。外気側の熱伝達率については、文献（建築設計資料集成）による。

外気側の熱伝達率　α_o　8.0 KCal/m²h℃

材料	材厚 l_w	熱伝導率 λ_w
ベニヤ板	0.005 m	0.14 KCal/mh℃
発泡スチロール	0.025	0.036

部位	構成材	熱貫流率 K
天井	ベニヤ板 発泡スチロール	1.17 KCal/m²h℃
放熱器設置対向壁	ベニヤ板	6.22
床	ベニヤ板 発泡スチロール	1.17 (1.06)
放熱器設置壁	ベニヤ板 発泡スチロール	1.17 (0.64)

（　）内は　放熱器位置の熱貫流率　壁長 0.4 m.

実大模型室に於いては　先述した様に隔壁と2次元構成壁との間の輻射熱授受に加えて　換気による熱損失も当然考えられる。　それ故、実大模型室に熱供給した実熱量をそのまま用いたのでは　過大供給熱量になってしまう恐れがある。　そこで、換気による熱損失を無視し、2次元構成壁の熱貫流率と図5-3-25による内外温度差を用いて、再現計算時の供給熱量を求めた。　この際　解析対象室内側の熱伝達率を 8.0 KCal/m²h℃ として算出した。

天井	1.02 (KCal/mh℃) × 2.600 (m²) × 5.7 (deg.)	= 15.12 KCal/h
放熱器設置対向壁	3.50 × 2.248 × 5.7	= 44.85
床	(1.02 × 2.200 + 0.94 × 0.400) × 5.7	= 14.91
放熱器設置壁	(1.02 × 1.848 + 0.60 × 0.400) × 5.7	= 12.11

再現計算時の熱供給量　Q_s = 86.99 KCal/h

この室内への熱供給量は　放熱器相当容積 V_h を通過する流体の熱容量 $c\rho V_h$ で除すことによって、通過流体に全ての熱が伝わることになる。

$$\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\frac{Q_s}{c\rho\cdot V_h}+\frac{\partial}{\partial x}(K_{tx}+a)\frac{\partial T}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial y}(K_{ty}+a)\frac{\partial T}{\partial y}\qquad 5\text{-}4\text{-}1$$

C）格子分割条件と輻射量算定時の壁面分割.

分割距離は、図5-3-39, 5-3-67式に準じて決定した。一応、分割距離は、次式を満足する様に決定した。

$$\lambda_m \leqq \Delta X, \Delta Y.$$

L_n	$\lambda_m = 0.46 L_n$	ΔX	壁近傍	L_n	$\lambda_m = 0.46 L_n$	ΔY
0.0125 m	0.00575 m	0.0125 m		0.0125 m	0.00575 m	0.0125 m
0.025	0.0115	0.0125		0.025	0.0115	0.0125
0.05	0.023	0.025		0.05	0.023	0.025
0.1	0.046	0.05		0.1	0.046	0.05
0.2	0.092	0.1		0.2	0.092	0.1
0.4	0.184	0.2		0.4	0.184	0.2
0.7	0.332	0.3		0.641	0.295	0.241
1.0	0.46	0.3		0.882	0.406	0.241
1.3	0.598	0.3	室中央	1.124	0.517	0.242

図5-3-39の結果は壁の極く近傍までの渦寸法を整理したものではないが、ここでは壁の極く近傍まで拡張させて用いている。壁から法線方向に50 mm を越えると実大空間規模（2.600×2.248^H）の1/10を越えるので、それを越える室中央に関しては等間隔としている。実測によれば、渦寸法の形状は卓越流下では流れ方向を長軸とする楕円、室中央では円になっていた。その意味では壁近傍で分割距離を小とする先の分割手順は理にかなっていると云って良いであろう。

注意しなければならないのは壁表面に最も近い分割距離である。その分割の1/2は層流域として、残りの1/2については乱流域として取扱うことになる。5-2-45式を例にとれば、右辺第3項目の係数 $\lambda a/(1/2\Delta H)$ は、$(0.3 \times 0.0561/0.71)/(0.5 \times 0.0125) = 3.79$ Kcal/m²h℃ となる。ΔH を大きくとって $\lambda a/(\frac{1}{2}\Delta H)$ を小さくするのは壁最近傍層の熱抵抗を大きく見積ることになるので、好ましいことではない。

上記の分割に従えば、分割面は $(18 \times 18) \times 2 = 72$ 面になり、輻射熱計算のための形態係数は72ケ必要になり、その計算は膨大なものになる。

それを避ける意味で、小分割面を幾つか合わせ、輻射はその統合面

の面積荷重平均温度を用いて熱授受することとした。細分割面で構成される統合面は6要素とした。各々の2次元構成壁を6分割にすると形態係数の総個数は $(6\times4)^2$ ケとなり作業量は 1/91 に減少する。

一辺が無限遠である2次元構成壁の形態係数は、立体角投射法則によると正射影が楕円になることを利用し、それを入射側について数値積分する方法によっている。詳細は巻末プログラム参照のこと。

D) 拡散係数値代入の条件設定

5.3の5.3.3「温度分布、気流分布と乱れの性状」の所で触れた拡散(渦動粘性)係数は、測定器機の能力、それに伴なった測定法の限界から水平方向流れを主とした室中央部の結果である。それ故、①壁近傍の乱流域、遷移域での拡散状況とその流域の厚さ、②壁の最近傍に存在するとされている層流流れとその厚さに関しては、全く不明と云って良い。

ここでは、5-3-68式を有意なものとみなして拡散係数値を与えるものとする。数値解析に際しては、図5-2-4に示す様に面分割では拡散係数値が解析対象小空間の仮想隔壁位置で与えられるため、次の様に、

$$\left.\begin{aligned} K_{Tx\,ij} &= 0.31\cdot\left(\frac{\Lambda_{ij}+\Lambda_{i+1,j}}{2}\right)^2\left|\frac{\Omega_{ij}+\Omega_{i+1,j}}{2}\right| + 0.0561\cdot\beta \\ K_{Ty\,ij} &= 0.31\cdot\left(\frac{\Lambda_{ij}+\Lambda_{i,j+1}}{2}\right)^2\left|\frac{\Omega_{i,j}+\Omega_{i,j+1}}{2}\right| + 0.0561\cdot\beta \\ \beta &= K_{T(\Lambda_n=0)}/\nu \quad , \qquad 4 \leqq \beta \leqq 12. \end{aligned}\right\} \quad 5\text{-}4\text{-}2$$

x方向の渦寸法、渦度のそれぞれの平均を用いてx方向の拡散係数 K_{Tx}、y方向の渦寸法、渦度のそれぞれの平均を用いてy方向の拡散係数 K_{Ty} を求めることとした。図5-3-31の結果からだけでは $\Lambda_n = 0$ のときの K_T を推定するには難もあろうが、本節では $\beta = 4$ として数値計算を行うことにする。

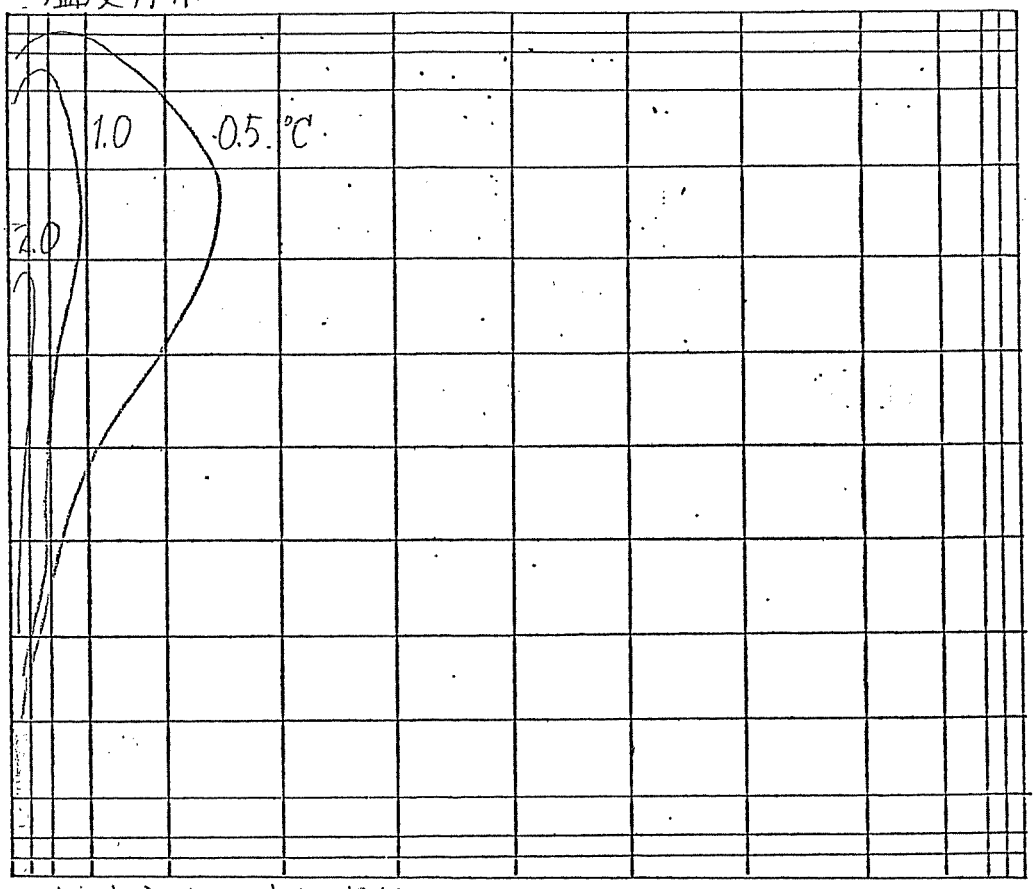
E). 再現計算の結果.

図5-4-10に収束中途のものと ほぼ準定常状態にあるものを示している。 図5-4-10Aを見ると 放熱器から暖気が立ち上がり 循環流は放熱器に近い所に位置しているのが分かる。 先の主循環流の他に、放熱器設置壁上部と放熱器設置壁の対向冷壁近傍に副循環流が現われる。設置壁上部の循環流は 暖気流背面の冷下降流によって生じ、対向壁近傍の循環流は 設置壁からの輻射によって暖められたことによって生じたものであろうと思われる。 室温がさらに上昇してくると前者は伸長し、後者は消失する様になる。 この理由は図5-4-bに示す様に、壁温よりも室内空気温の方が高くなるからである。

主循環流の中心は 放熱器設置壁下部から設置壁上部、室中央部を経て、図5-4-10Cに示す様に準定常状態では 冷却面の方に重心の傾むくと云う結果になっている。 この原因については放熱器設置壁近傍の副循環流によるものか、主循環によるものなのかは判然とし難いが 図5-3-27を見る限りに於いては その様な副循環流があったとしても、それ程大きくはなく、主循環流の中心は天井面に近い方にあると考えられる。その意味では、収束途中の図5-4-10bのコンター の様相の方が、温度あるいは気流分布をとっても実測に近いのではないかと思われる。

これから類推すると 副循環流が大きく発達し、主循環流の重心が下がるのは次の様に考えられる。 放熱器設置壁の対向冷壁が冷却すると放熱器設置壁が輻射放熱によって冷やされ下降冷気流が助長されるからであると。 勿論、これには擬2次元化からくる制約があって、先にも述べた様に擬2次元化にともなって、隔壁2面と2次元構成壁4面との間の輻射熱授受を無視することで、2次元構成壁の温度上昇が可成阻害されていることがあげられる。 実際には、放熱器通過流体、隔壁、構成壁と云う熱の流れが想定できるからである。

温度分布



気流分布（流れ関数）

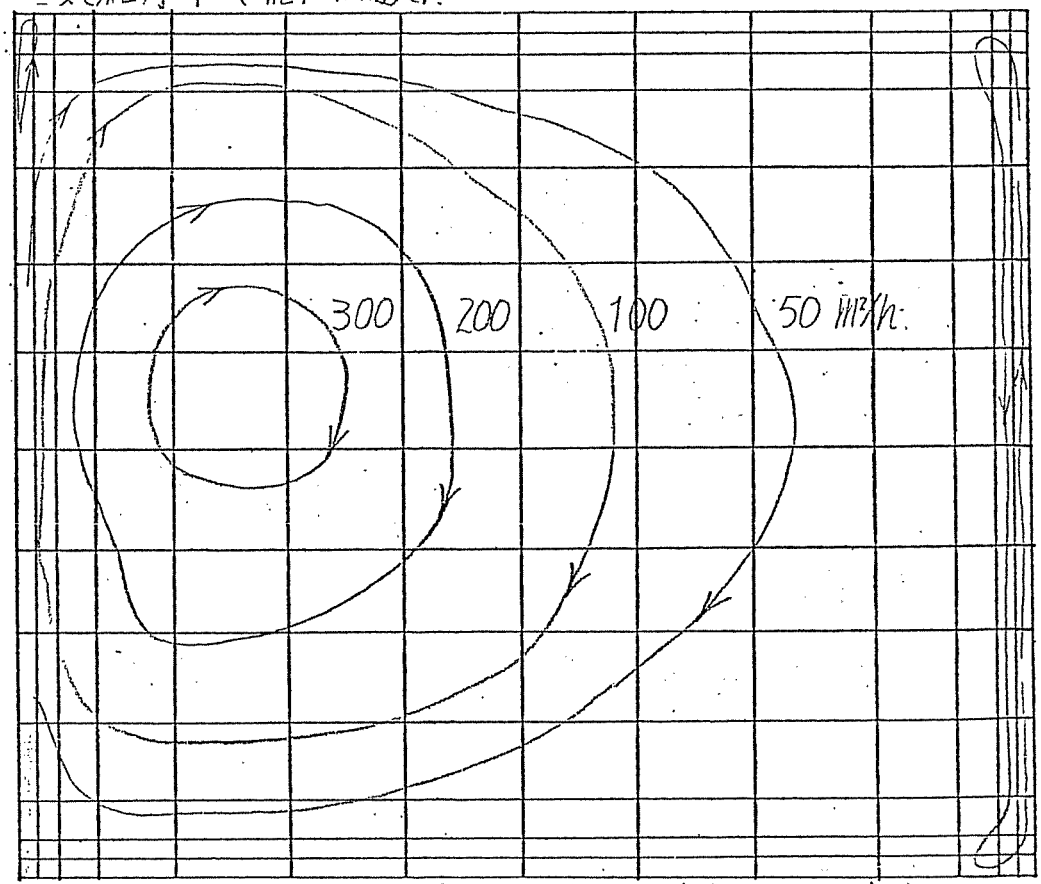
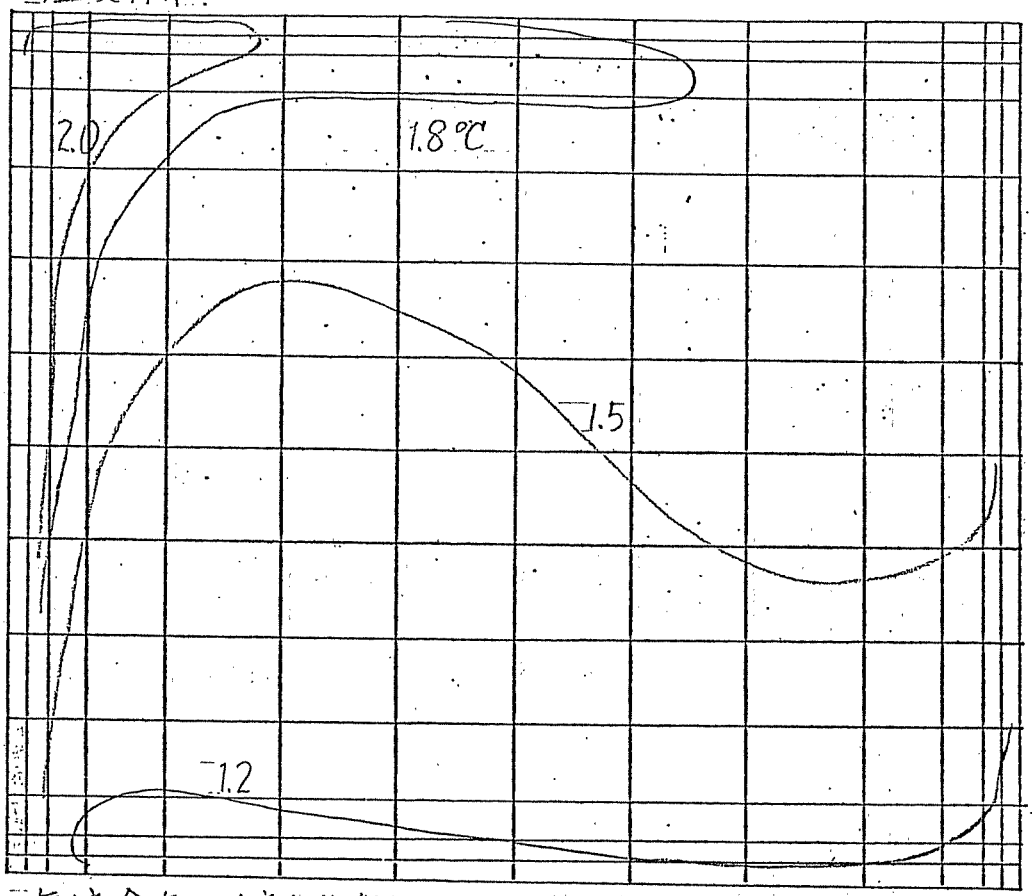


図5-4-10a. $\beta=4$と仮定した場合の温度分布と気流分布
繰返し回数 80回 経過時間 0.0038h $\Delta t = 0.407 \times 10^{-4}$h

温度分布.



気流分布. (流れ関数).

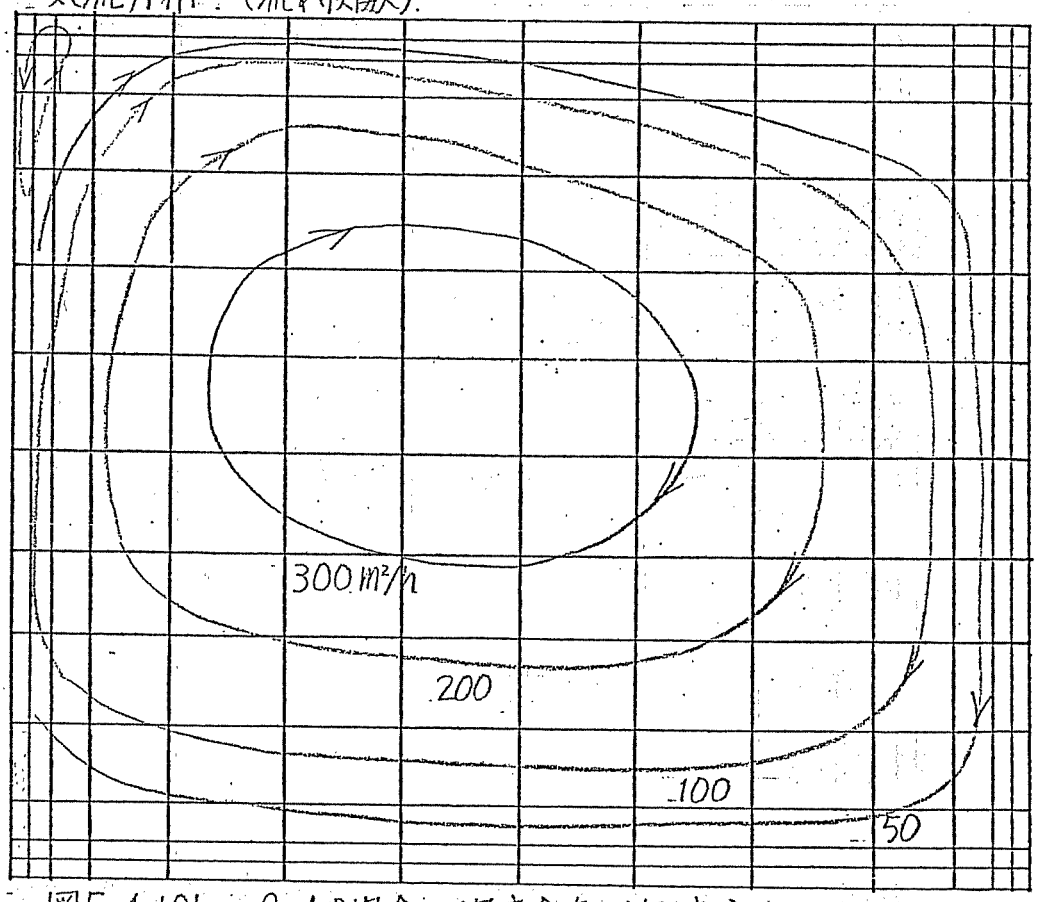
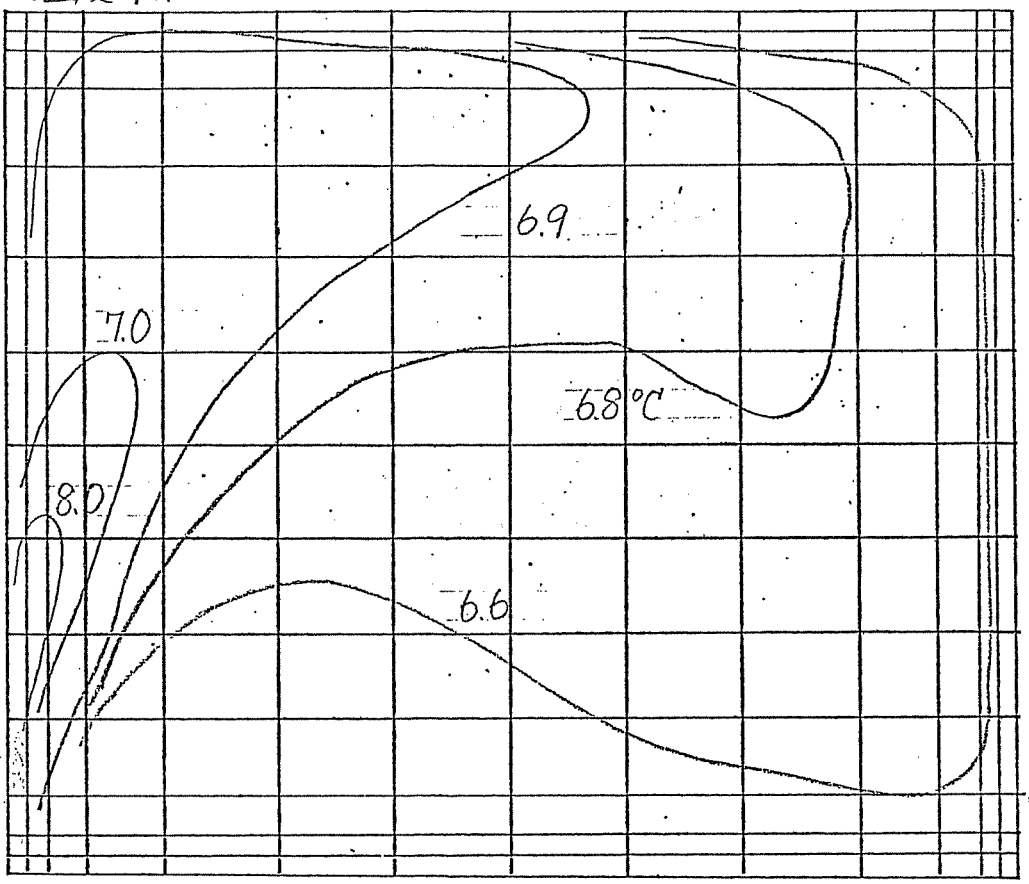


図5-4-10b. β=4の場合の温度分布と気流分布.
繰返し回数1110回, 経過時間0.0394h, $\Delta t = 0.382 \times 10^{-4}$h.

温度分布



気流分布（流れ関数）.

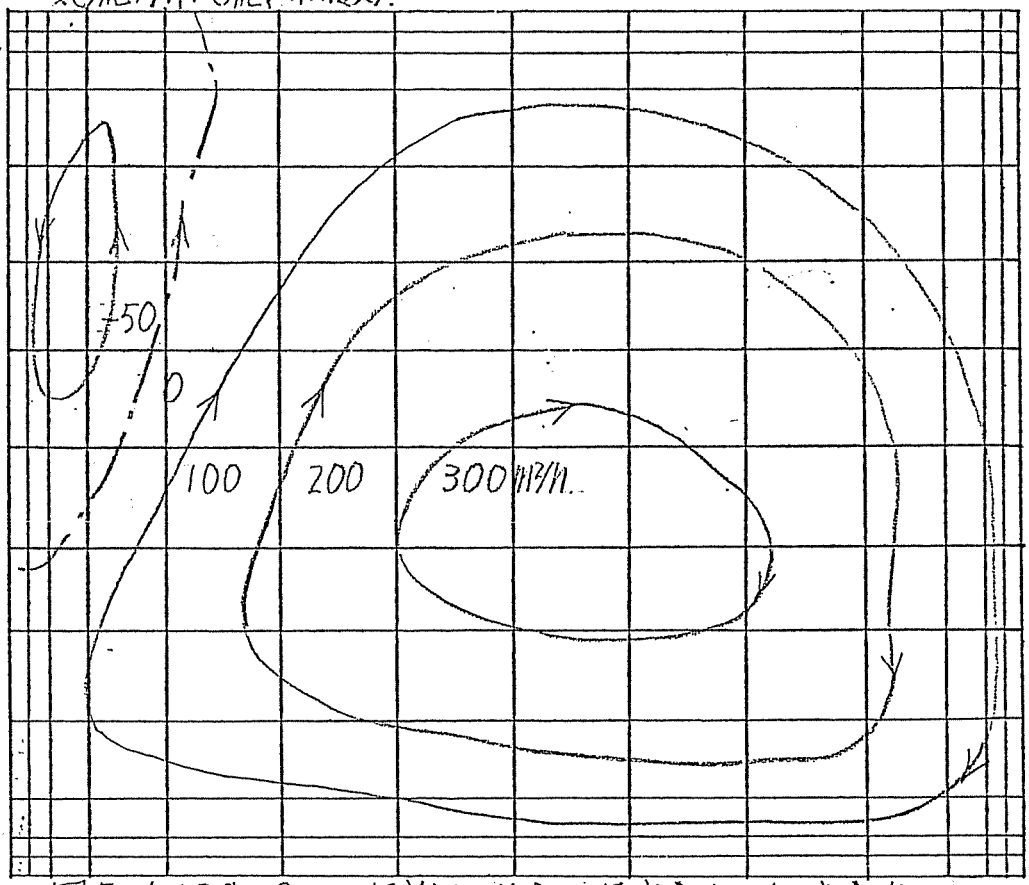


図5-4-10C. β=4と仮定した場合の温度分布と気流分布.
繰返し回数9110回. 経過時間0.304h, $\Delta t = 0.244 \times 10^{-4}$h.

そして　その他にも放熱器から立ち上がる暖気の温度拡散にも問題があるかもしれない。例えば、放熱器設置壁と室中央への熱伝導成分を比べると　放熱器設置壁への成分が少な目になっているかもしれないと云う危惧が考えられる。　これは対向壁にも云うことができて、輻射受熱成分に比べ近傍流体からの対流受熱成分が少ないためと云う恐れもあるだろう。

この他にも、室への熱供給形態の問題、例えば全熱を対流成分として与えたことで対流循環勢力が強くなったのではないかとか、放熱器の推定容積の問題、これも放熱器の容積が小さくなれば、通過流体への放熱密度が増大しその流体温度が上昇する結果、暖気勢力にも相当の影響を受けるのではないかと思われる。

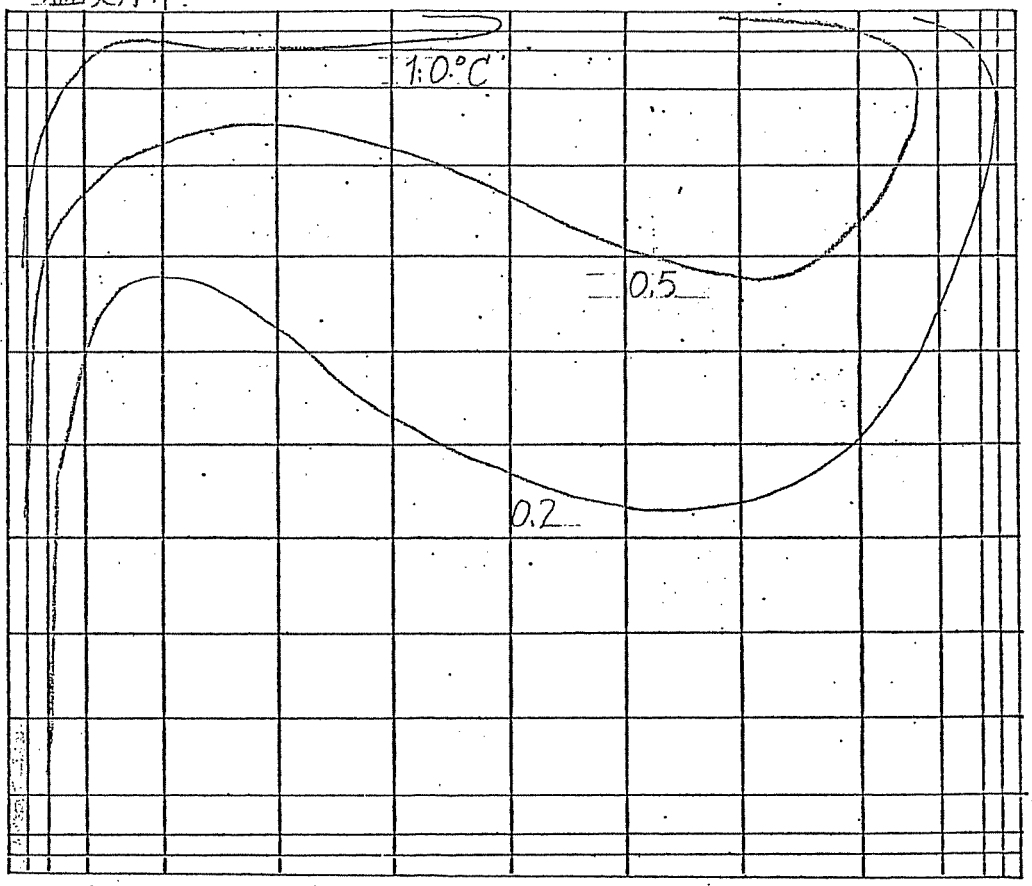
以上述べた諸点を考慮して、実測と合わせるのが本節の目的ではないので、ここでは壁近傍の分割距離を細分し、放熱器設置位置およびその上部については　層流流れ層厚を増加させた場合について検討する。

壁近傍の格子分割距離の変更。

	変更前　(m)			変更後　(m)	
	ΔX	ΔY		ΔX	ΔY
1層目	0.0125	0.0125	1層目	0.00625	0.00625
2	0.0125	0.0125	2	0.015625	0.015625
3	0.025	0.025	3	0.028125	0.028125

結局、3層目までの合計の厚さを変えず、壁の最近傍の層厚を1/2にした訳である。　そして、放熱器設置壁についてはこの3層を便宜的に層流として、暖気流的な処理になる様に心掛けている。　その計算結果を図5-4-11に示す。　気流分布を見ると、放熱器設置壁上部の副循環流は変更前程大きく伸長せず、本検討の方が妥当の様である。　循環流量は、収束中途でいったん増加し、以後減少して定常に達する。　この主循環の中心を見ると、冷下降勢力の強い変更前の室中央下部の位置から　変更後はむしろ上方に位置する様になって、この点についても改善されたと云っ

温度分布



気流分布（流れ関数）

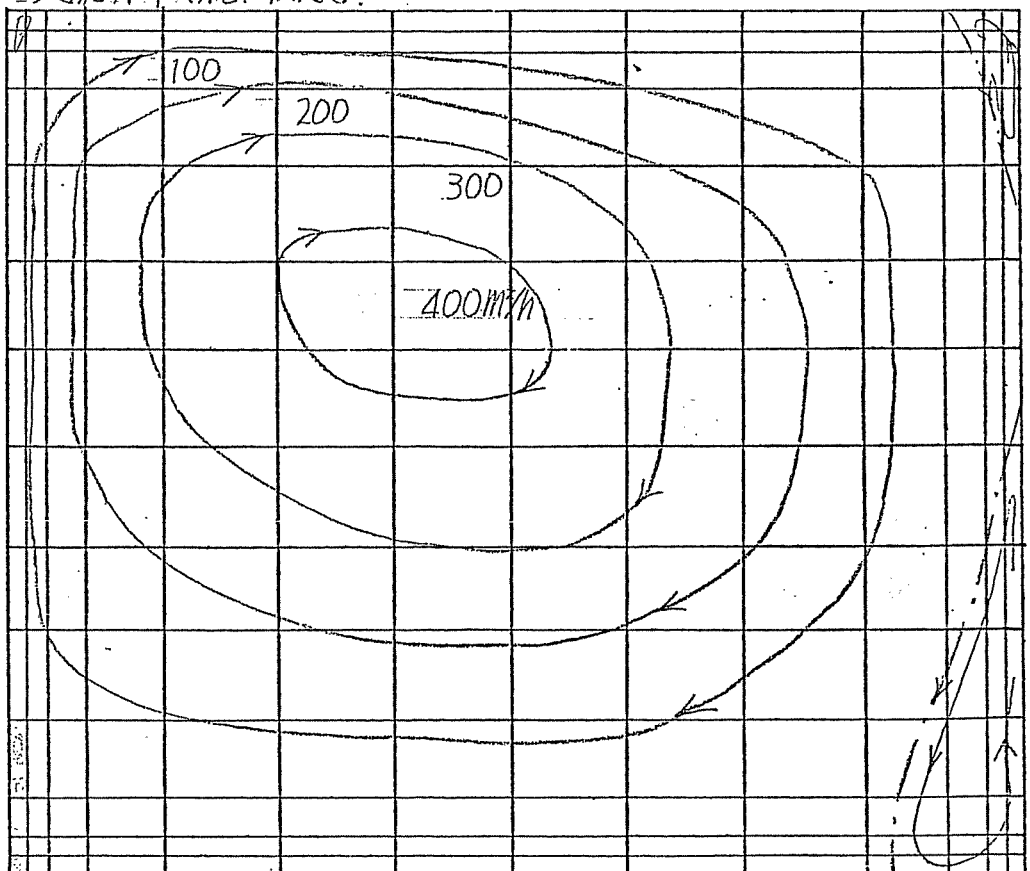
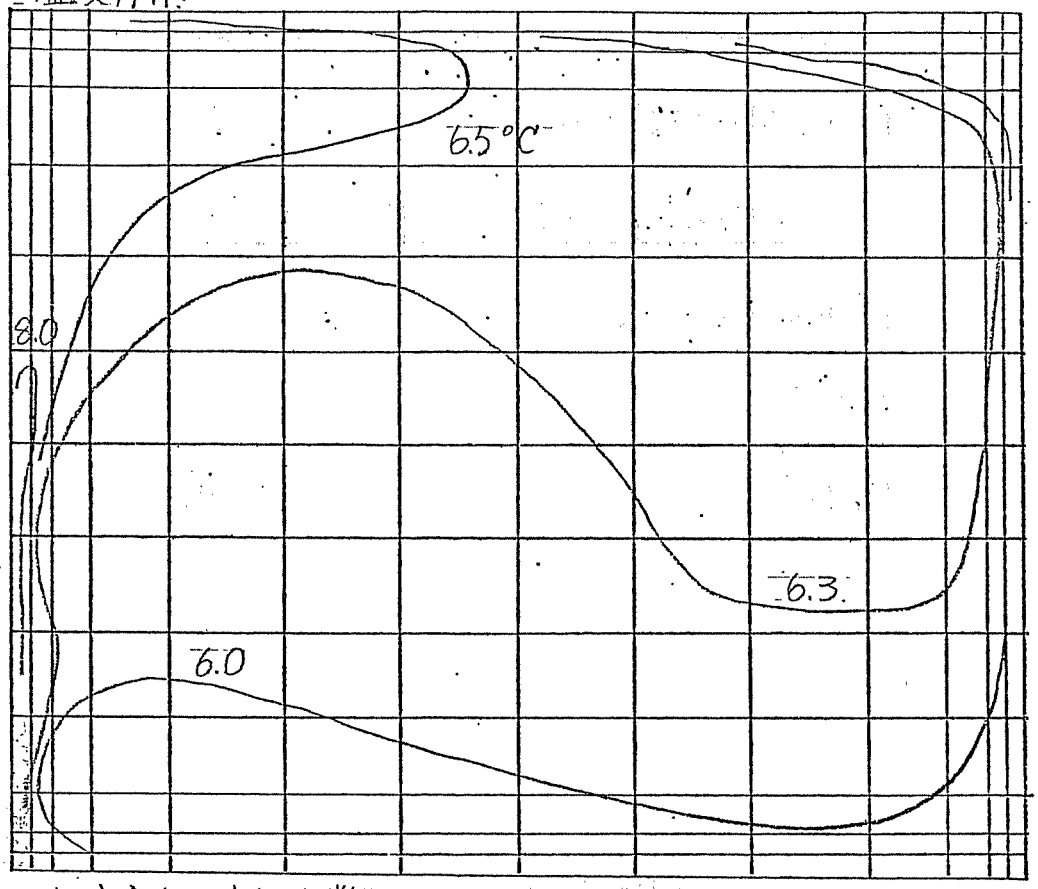


図5-4-11. 壁近傍分割を$\Delta n=0.00625$とした場合の解析結果．
繰返し回数110回，経過時間0.0076h，$\Delta t=0.656\times10^{-4}$h

温度分布



気流分布（流れ関数）

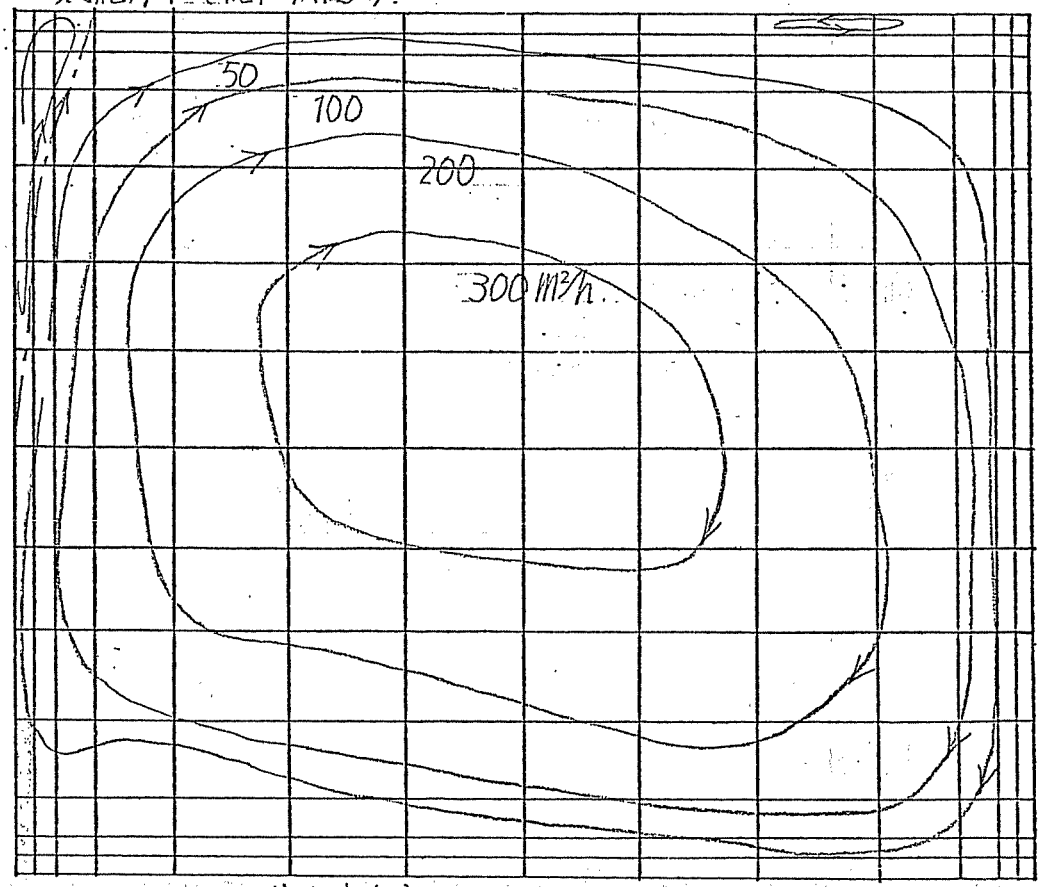


図5-4-11b 壁近傍分割を $\Delta n = 0.00625$ とした場合の解析結果
繰返し回数5010回，経過時間0.317h，$\Delta t = 0.59 \times 10^{-4}$h

て良いであろう。

温度分布について見ると、放熱器設置壁に沿い上昇する暖気は天井面の方から積層してゆく様子を見せ、一応、床面に平行なcontourが得られた。分布のパターンとしては、図5-3-25と比較して良く似ているとみて良いであろう。

図5-4-12は準定常にあるとみなした図5-4-11bに於ける水平方向成分速度と拡散係数の分布を示したものである。水平方向成分速度は天井付近で15cm/sを大巾に越えることはない；拡散係数値は室中央で5～10 m²/hの範囲にある，と云う様に数値的には実測あるいは可推定範囲内におさまってはいるものの分布にはまだ相当の難がある様に思われる。

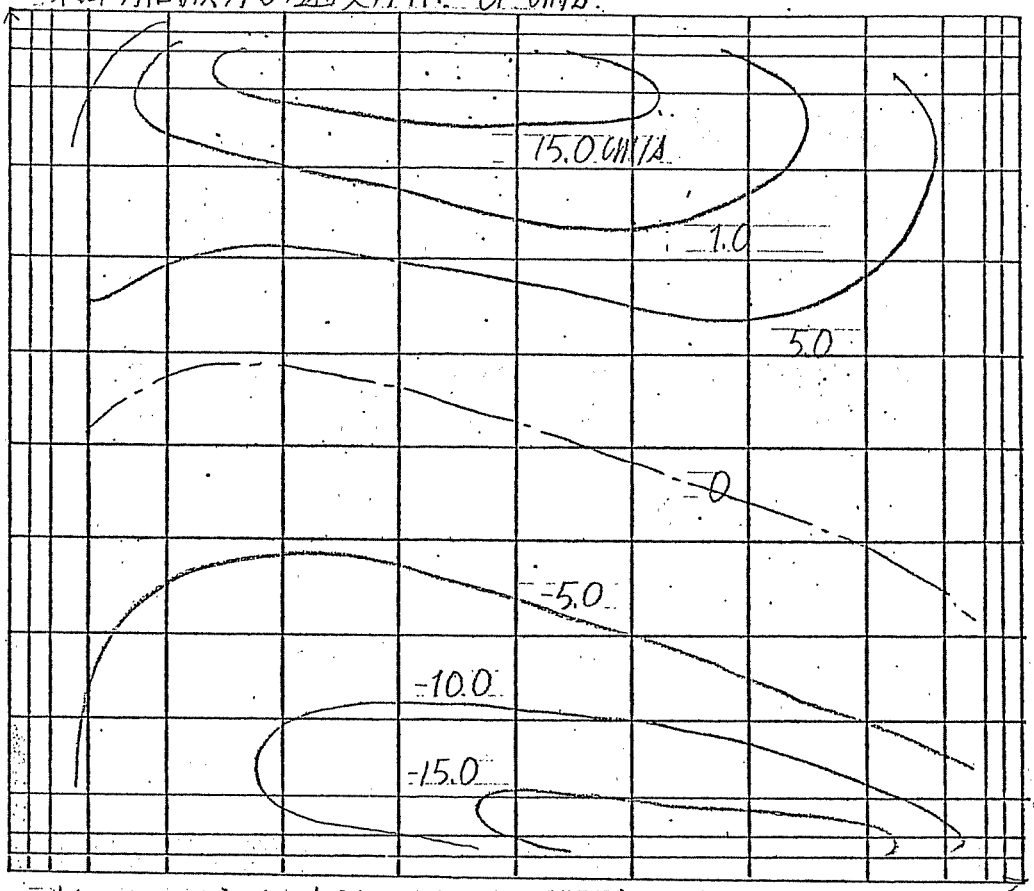
以上の局所一様モデルの適用から次のことが云えるであろう。

①壁面の熱平衡、温度平衡条件を考えた場合、壁最近傍の分割距離は、壁す1層を層流とするとΔn=0.0125よりも細分する必要がある。もし壁の最近傍のす1層を乱流層とする場合には、放熱器設置壁、天井、放熱器対向壁、床それぞれ2次元構成壁に応じて、温度のフラックス、熱流のフラックスの平衡を与える境界条件式[4]が必要になるであろう。局所一様モデルに於いても、壁近傍流れを層流と乱流との2層に限定する点では前検討の2層モデルと本質的には差はないと云って良いので、その層に接する乱流の性状を適宜付加した整合条件を把握する必要があるだろう。

②局所一様モデルに適用した非定常収束法（BAND-MATRIX、上流差分、leap flog法）は、緩和法の様に発散させるトラブルは少なく、収束の判定も容易である。

③①での検討にも関係するが、壁近傍の速度プロフィルを見る際に、壁の極く近傍で速度最大、室中央に向って速度が急激に小さくなってゆくと

水平方向成分の速度分布 U (m/s)



KTx, KTy の分布 {β=4, Δn=0.00625}

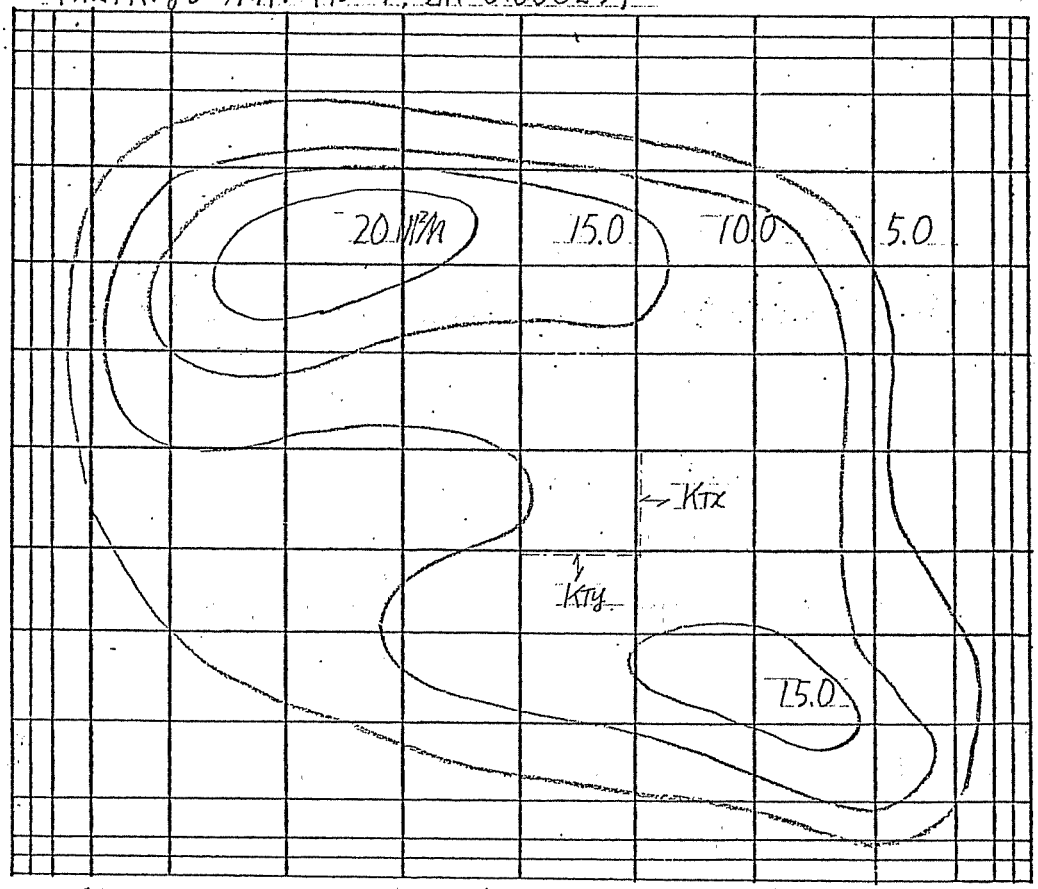


図5-4-12. 水平方向成分速度と拡散係数値の分布

$K_T \propto l_m^2 \cdot |\partial u_m/\partial n|$ の内、l_m^2 が増加する一方で急激に速度が減った以降の室中央緩速域では $|\partial u_m/\partial n|$ は小さいので先のプロフィルは保持され易い。　反対に室中央に向って緩やかに速度が減少してゆく場合、l_m^2 の増大の割には $|\partial u_m/\partial n|$ は減じないと云う結果になって、速度は室中央に向って増々緩やかに減じてゆくと云う相剰効果が現われる様に思われる。特に後者の場合は、壁近傍流速が前者と同程度であっても循環流量は増大する。　本検討もこの例に近いのではないかと思われる。　その意味では今の所　5-4-2式を唯一の手掛とせざるをえないが、今後更なる検討が必要となるだろう。

④本適用例の場合、対流度合を論ずる際には、入力条件の妥当性についても検討する必要があるだろう。　例えば先の簡略化の所で触れた様に、実大模型室温分布を擬2次元構成壁間の輻射熱授受だけで対流させる、放熱器からの放熱を全て対流成分で与える、放熱器は輻射透明体とする、等々簡略化にまつわる問題が多いが、温度分布の様相を見る限りに於いては、一様乱流、2層乱流モデルに比べて、相当程度の対流があると云って良いであろう。

5 4 2　熱対流解析の適用結果より、

これまで、一様モデル、2層モデル、局所一様モデルと云う様に検討してきたが、実測との対応については、改善すべき点が多々あると云うのが実状であると云わねばならない。　勿論、居住空間の熱環境計画と云う面から見れば、先の相違は相違と認めた上で、解析者が想定した同一空間、同一条件下に於いて、ある条件を変更した際のその変更が結果に対してどの様に影響するかと云う応答結果相互の比較にその応用解析の目的をしぼった場合、その結果を即実際面へと云う短絡に走らぬ限りその相互比較に意義があると云う見方もできよう。

しかし、ここで行なった数値解析の目的には　先程述べた差異を埋める努力をする一方で、そこから得られた問題点を発掘すると云うこともあったので、ここではそれらの諸問題について検討している。

1。　適用モデルについて

昭和43年に等温空間の気流分布の緩和解析[21]が報告された。　その時期は丁度非定常熱負荷算法の開発に熱っぽい雰囲気の漂っていた時でもあったが　新鮮な印象を受けた記憶がある。　それを熱対流空間に適用させたものが一様モデルとして紹介したものである。　一様モデルでは加熱方式による温度分布、気流分布の相違と云った面での比較に力点があったので、性向差だけに注目した場合、細部はともかくとしてその流れの概略的様相についてはそれぞれの加熱方式に応じた流向パターンになっていることから　今少しの努力で「温熱環境解析」のための有力な手段になるのではと云う期待をいだかせた。

しかし　一様モデルでは、Gr 数を大きくすると室中央に冷塊域が現われたり、収束が不安定である等々を経験するところとなって、そのままのモデルで検討を続けるには壁のあることが分ってきた。

その原因には Gr 数を大きくしてゆくと 相対的に壁近傍の拘束条件が大きくなることがあるのではないかと考えられた。 そこで借用したのが寺井の乱流モデル[18]である。 このモデルの採用によって、冷塊域の発現や収束の不安定は避けることができる様になった。 一様モデルの段階に比べて、半歩の前進と云った所であろうか。

しかし、$C_0 = U_{max} \times \delta$ を用いて、速度勾配零の位置から壁側を層流、室内側を乱流とするのは少々御都合主義すぎではあるまいかとの感はぬぐい難いものがあった。 5.3.2「壁近傍の流れ」の検討はトレサーに白煙を使ったことと、模型箱が小さかったことでそれなりの値が推定できたのではないかとすら思われたが、一様モデルと同様この場合も乱流域については拡散係数一様で処理せねばならなかった。

従って、拡散係数代入法による解析を目指せば、局所一様を考えて実験的に得た係数値を使って解析したいと云うのは極く自然な流れの赴く所であったと云える。 本章にては解析式の提示があって、後に解析式に必要な諸数値を得るための実測の紹介に入るのは 以上述べた様な背景があった訳である。 そして、これはまた電算機の処理能力の増大とも無縁ではなかったと云って良い。

一様モデル、2層モデル、局所一様モデルと云う段階は、解析式の変遷、対象空間規模の拡大を意味している。 局所一様モデルでは実大規模を対象とした。 その意味では、熱対流の数値解析を、居住室の「温熱環境解析」手段の1つとして、温度環境の改善・計画へ寄与させる入口のその近くまで発展させ得たことで、一応初期の目的に達したと考える。

乱流現象が「神のみぞ知る」と云う程 複雑であるとするならば、もとより 本章の検討でその意が満たされて良い訳がない。 むしろ 不十分であるからこそ、いや 幾分なりとも満たそうとすればさらなる時間が必要とされると云うことが分っているからこそ、局所一様モデルとして

拡散係数代入の推定式、解析法を提示し得た現時点を潮時に一度筆を置くこととする。

2。分割格子について

計算回数の面から云えば、等分割が有利になる。例えばエネルギー式の場合、等分割であれば、5-2-31式を次の様に整理できるので、

$$\frac{1}{4}\{-(\psi_{i,j-1}-\psi_{i,j+1})\cdot(T_{i+1,j}-T_{i-1,j})+(\psi_{i+1,j}-\psi_{i-1,j})(T_{i,j-1}-T_{i,j+1})\}$$

$$=K_{Tx\,i,j}(T_{i+1,j}-T_{ij})-K_{Tx\,i-1,j}(T_{ij}-T_{i-1,j})+K_{Ty\,i,j-1}(T_{ij-1}-T_{ij})-K_{Ty\,ij}(T_{ij}-T_{i,j+1})$$

少なくとも加算で6回、乗算2回、除算8回程度も減少し、その減少分だけで計算が終ってしまう勘定になる。さらに拡散係数が一様であれば、右辺は整理されて、次の様に乗算1回の形になる。

$$=K_T(T_{i+1,j}+T_{i-1,j}+T_{i,j-1}+T_{i,j+1}-4T_{i,j}).$$

この他に無次元化の作業を通じて加減乗除を減すことが考えられるが、これは拡散係数が一様であってはじめて効果の現われてくるものであろうと考えられる。

本章の検討では渦粘法に準拠して分割距離を決定しているが、その理由づけは、渦の最大有効径以下の変動を無視し、流れを擬層流的に処理したいと云う所からきている。

そのことによって壁近傍の分割が細分され、結果的には近似の程度あがったと思われるが、それを本意にしていた訳ではない。拡散係数が渦粘法に関係するとすると分割格子間隔とも無関係ではなく、その意味では、拡散係数を変数とする場合、分割格子は異方と云うことになる。

その一方で、渦寸法が空間規模によってその上限が規定されるという所から、壁近傍の分割増の配慮を別にすれば、空間規模に関係なく10×10程度が妥当を根拠にして　分割数を減す努力をしたが、一節点あたりの計算回数は減少せず、全体として見れば増大するという結果になってしまった。

これは分割格子そのものに意味をもたせた拡散係数代入という手法からくるジレンマとえよう。　S-H法の場合「拡散係数値を外挿する」という方法を採らないので、等分割とした方が全体として見た場合の計算回数は　異方分割を併用して節点数を減した際のそれよりも少なくて済むという場合もある。

この様に分割格子問題は、拡散係数を外挿するか否か、その解析手法によって、あるいは拡散係数値が一様か否かによって大きく影響されると云って良いであろう。　本章の結果から次の様に「層流の場合、壁近傍の分割を異方細分することで　近似の程度をあげる意味がある，反対に乱流を想定した場合、拡散係数一様として異方細分を考えるのは意味がないだろう」とえる。　その意味では同じ拡散係数代入法であっても、一様モデル，2層モデルと局所一様モデルの間には分割格子に対する考え方に差があると云って良い。　この点も本章の検討によって明らかとなったものの1つである。

3。収束問題について

Relaxation Method（緩和法）と Time Step Method（非定常収束法）を比較すると　緩和法の場合、緩和係数が解析者の経験、裁量にまかされている分だけ発散させる危険が多いということが解析者の心理的圧迫になっていた。　非定常収束法の場合も温度方程式に上記に類した部分がでてくるが、その部分をBAND MATRIXとした連立解法とすることで、緩和係数をどの様にするかという作業から解放される。　温度方程式そのものは発

散しにくく、定常状態に近づくと 数度の繰返しで収束する（松尾 陽博士）と云われているが、緩和係数の仮定、収束判定の作業の不必要な分だけ （本章で提案した非定常解析法の1つの特色でもある） 先に述べた心理的圧迫は相当に軽減されると云えよう。

非定常収束法では分割時間を逐次算定して用いているが、これも定常までもっていく作業を軽減させるものである。 但し 5-2-66式を用うるには次の仮定が成立しなければならない。 解を得るためには解析格子点の係数が正でなければならないと云う所から、分割時間は、例えば

$$1-\Delta t(n)\left(Tmflx2(n)+Tmdif2(n)\right)>0$$

$$\Delta t(n)=0.95/\left(Tmflx2(n)+Tmdif2(n)\right)$$

となる。 この分割時間を用いて、1 Time Step 進んだ次の分割時間は

$$\Delta t(n+1)=0.95/\left(Tmflx2(n+1)+Tmdif2(n+1)\right)$$

となるだろう。 leap flog 法によれば、時間領域は $2\cdot\Delta t$, 分割時間は Δt であるから、

$$\frac{\partial T}{\partial t}=\frac{T_{n+1}-T_{n-1}}{2\cdot\Delta t}$$

$$T_n=\frac{T_{n+1}+T_{n-1}}{2}$$

として演算が進行する。 従って、分割時間 Δt は一定でなければならないと云う立場からすれば、分割時間を逐次算定することは先の条件に抵触することになる。 数値解析では開始時に Δt は大きく、順次小さくなると云う傾向を示すので、次の様に仮定した。

$$\Delta t(n-2)\fallingdotseq\Delta t(n-1),\ \Delta t(n-1)\fallingdotseq\Delta t(n);\ \Delta t(n)\fallingdotseq\Delta t(n+1)\cdots$$

この条件設定には不備なところもあるが、もともと分割時間の推定をした目的には 発散の防止と収束までの計算回数を減すと云う狙いもあった。 実際の数値解析に於いて、緩和収束法に比べ発散の配慮を必要としない分だけ、その効用はあった、と筆者は判断している。

4。熱対流に於ける2次元、3次元問題について

ここで取り上げようと云うのは、 乱流に都合良く2次元乱流があるか否かではなく、室内熱対流の数値解析を建築空間に適用するにあたって生ずる問題である。 建築空間は一般に卓越流向面を構成する壁4面と、外気を含めて隣室との間の隔壁2面からなっている。 等温吹出流れの場合、上述の隔壁の存在は、室中央の気流分布を問題にしている限りに於いてはさ程問題にならず、乱流が2次元であるか否かは別にして、相当程度2次元のモデル化が可能であろう。

その意味では熱対流に於いても卓越流の流体の温度。温度の平衡に対して隔壁が、直接的な影響を与えている様には思われない。 しかし2次元構成壁については隔壁の影響を無視できない様に思われる。 その理由は 建築空間に於ける隔壁の面積が、放熱器設置壁およびその対向壁の面積規模と同程度で、隔壁から2次元構成壁への形態係数を零とするのに無理がある様に思われるからである。 実際の熱損失の流れには 放熱器→室中央の流体→隔壁→冷壁、あるいは高温壁→隔壁→冷壁と云う流れが想定できる。 この流れを無視することが「解析対象想定空間が過剰対流になる原因となっているのではあるまいか」と危惧される訳である。

以上の検討の様に 熱対流に於いても気流分布の2次元モデル化は可能であるが、2次元構成壁内表面での熱平衡を考えた場合、輻射熱の流れまで含めると3次元的様相をおびてくるのである。

局所一様モデル、拡散係数代入非定常収束法が 実際と合わないま

でも、相当程度まで解析を進めることができる様になったと感じられる現時点で応用解析に踏切れないのは　拡散係数値実測の不備さ故も、勿論あるが、それ以上に、上記問題にはどの辺を目処にどうするか、等々と、慎重につめるべき諸々が隠されている様に感じられてならないからである。

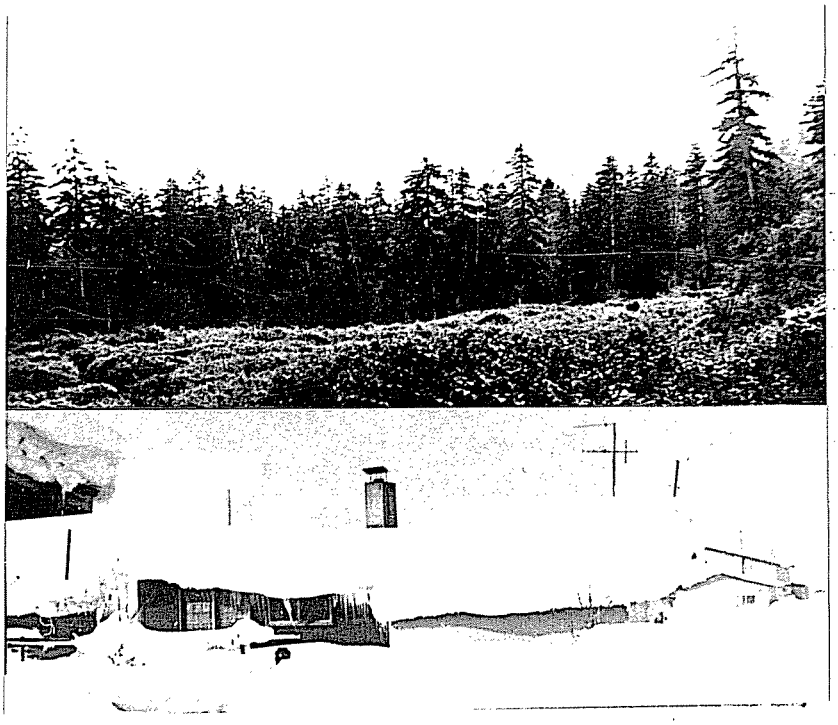
先の様な諸事は熱対流の数値解析に取組んだ時点で分ってはいたが、輻射伝達を実際に分離処理し、応用解析までまがりなりにも考えようと云う現時点で事の重大を再確認したと云って良い。　だからと云って「熱対流の数値解析は　必ず3次元でなければならない」と云う訳ではないだろう。　その見方は正しいにしても、建築計画の選択枝の多様さを考えるとき　それではあまりにも短兵急で短絡しすぎているのではあるまいか。

今後も拡散係数値の実測を行い、代入式を確実なものにするとともに　擬層流2次元解析の方からどこまで計画に寄与できるかと云うアプローチが依然としてある様に思われる。

本章では拡散係数代入の推定式を用いた2次元熱対流の解析結果を提示し得た現時点を作業の一区切として筆を置くが、以上述べた諸点については今後とも引続き検討をつづけてゆく所存である。

1) 日野.	数値解析と模型実験	数理科学 ND157.
2). 坂本	室内気流分布の数値解法に関する基礎的研究	東大・修論 S50.
Nielsen	Prediction of Air Distribution in a Ventilated Room	BSE V(41) '74-1
3) 土屋	室内熱対流の数値計算.	建築学会 大会 S50
4). Forsythe Wasow	偏微分程式の差分法による解法	吉岡書店
5). 堀江	給内 室内熱対流の解析について.	建築学会 道支 S46-3.
6). Fornum	A Numerical Method for computing the non-liner, time dependent Buoyant Circulation of Air in Room	NBS BSS(39) 71.
7). 前田 他	室内熱対流の近似相似則.	建築学会 論文集 S34.
8) 給内 荒谷	室内熱対流解析のための基礎的検討	全上 大会 S47
9) 寺井.	室内の熱対流について	全上 論文集63 S34.
10) 給内 荒谷	壁面近傍流れの境界条件設定について.	空衛工学会 道支 S48
11) 横山 給内	実大模型による室内熱対流の視観測結果について	全上 S50
12) 給内 荒谷	室内熱対流のための基礎的検討 その2	建築学会 大会 S50
13). 勝田 小林	閉鎖矩形空間内の気流性状.	東大生研研究速報V26 '74.
14) 関根(毅).	建築物内外気流の乱流構造について「換気分科シンポ」	建築学会 大会 '74.10
15). 谷	乱流理論.	森北出版.
16) 給内 他.	暖房空間の熱対流及び乱流循環に関する実験的研究	北大・工・研報 S52.3.
17). 荒谷 他.	試験住宅の計画と熱環境測定結果.	建築学会 道支 S52.9.
18) 寺井	室内の熱対流について	全上 論文集S34-10
19) 土屋.	建築物の室内環境改善に関する研究	建研年報 S46
20) 市街地風研究会	市街地風の研究.	オーム社.
21) 土屋.	室内気流分布の数値解法について	建築学会 大会 S43.10.

第6章　総論



季の移り.

第6章 総論
6.1 今後に向けて 429
611 実態調査から得られた課題 429
612 室温・壁温変動解析から得られた課題 430
613 模型実測から得られた課題 432
614 室内の熱対流の実測と数値解析から得られた課題 433
6.2 住居の暖房計画とその特殊性 435
621 鉄則と創意 435
622 寒地住宅と選択的透過性 437

謝辞 442

巻末補 解析用プログラム
1. 形態係数解析プログラム
2. 熱対流解析プログラム

6.1 今後に向けて

「暖房問題は古くて然も新しい」と先に述べた。この理由は暖房問題が、その時代、時代の社会・生活習慣と密接に関係していると考えたからであるが、実家屋での温度環境の実態調査を振り返ってみて増々その感を深くした。

その意味では「居住室の温度環境の実態」「室温・壁温変動の数値解析」「模型空間による温熱環境要因」「室内の熱対流の実測と数値解析」のそれぞれの所で得られた課題（その多くは残された宿題か）を整理することが、居住室の温度環境の解析あるいは改善の「今後に向けての新しいステップ」のためにも必要なことなのではあるまいか。居住室の温度環境の実態調査から室内の熱対流の実測、数値解析まで、順をおってそれらの課題について触れてみよう。

6.1.1 実態調査から得られた課題.

北海道では大半の住宅がストーブによる部分・間欠暖房を行っている。この暖房習慣が燃料費の節約という経済的な制約からくると考えがちであるが（勿論それも含まれていようが）、全てをそれにあるときめつけることはできない。むしろそれ以上に、断熱の不足に加えて、①隣接室からの還流冷気の停滞による床付近の「寒さ」を避けたいとする生活反応と、②身辺に手取り早くしかも容易に入手できるストーブからの直接的な「暖かさ」の志向とが、必然的に部分・間欠暖房を定着させた、という見方ができるのではあるまいか。

外気温の低下につれてストーブ暖房住戸の大部分は設定室温が低下するが、①設定室温を無理に押し上げ様とすれば、熱供給量の増大、ストーブ周辺の温度環境のスポイルを招く、②ストーブの輻射は居住室の寒さを相殺する、という理由によるものと考えることができる。その意味

で、「寒さとの同居」→「暖かさの志向」→「高輻射の期待できるストーブ暖房」と云うのが 最も経済的で理にかなっていると云えよう。

実態調査の温度環境は、居住者のそれなりに調整努力した結果であると考えたうえで、居住室のストーブ暖房時の輻射の効果について言及しているが、グローブ温度を用いての評価をしていた訳ではない。しかし天井・床付近の上下2ヶ所の測定から 住い方の差など実態の概略は知ることができた。それぞれが、寒さに対処し、寒くはない状態(限界範囲に近い状態)にあったであろうと云うことも分ったが、今後とも、快適さが「暖かさ」にあるとして捉えると 必ずや設定室温は、至適で捉えた室温の上限へと移行するのではないかと危惧される。

その意味では、断熱が向上し、輻射の勝った環境から室温に重きを置く様になってくると思われる現時点で、そして個別暖房から中央暖房へと変容してゆくと思われる現時点で、引続き実態調査を行う必要があるだろう。今がその変節点であるとすれば、グローブ温度・気流速も加え、実生活を踏えつつ慎重に検討してゆかねばならないだろう。

その様な積み重ねによって、室温の至適範囲と限界範囲の違いと云うものについて明らかにしなければならない。これが実態調査から得られた課題である。

6.2 室温・壁温変動解析から得られた課題、

居住室の熱的居住性を悪化させている原因が、断熱の不足ばかりでなく 部分・間欠暖房と云う暖房習慣にあることが、実態調査の方から明らかになったことから、間欠暖房問題を数値解析で取り上げる必要があった。この室温変動・負荷変動については、荒谷教授が逐次積分法を開発し、広範に整理されている。そのうちで、残された課題は、長波長輻射成分の熱授受を取り入れた壁面温度変動の解析と云って良いであろう。

この長波長輻射成分の熱授受に関しては、輻射の伝達関数を非定常逐次解析に向く様に工夫したが、やはり問題として残されている所は、輻射伝達関数の算定に必要となる形態係数をどの様にして得るかと云うことであろう。　勿論、分割要素を無闇に増せば良いと云う訳ではなく　解析者が得たいとする情報と対象空間に応じて決められるべき問題であろうが、1面2要素と云う分割では　対象空間が相当に制約を受けると云うことが分った。

実態調査に依れば、暖房室が1室と云うより　主暖房室に副暖房が接続し、2～3室暖房の場合が多かった。　これをそのまま想定空間とするのは　壁対壁の輻射環境に陰影が生じ、取扱いが難しくなるので、　襖を開放して接続する様な副暖房室問題については検討していない。

また、実態調査では、日射の効果を熱源の分散と輻射環境の向上として捉えたが、壁面温の変動に重点をおいた数値解析に於いては、窓面透過後の日射受照面の位置と形態が　時々刻々変わるために形態係数の処理に困却し　日射効果と壁面温の関係については未検討である。

体感に大きく影響すると、ストーブの輻射効果を強調したにもかかわらず　形態係数と陰影の問題、解析対象にストーブを取り込んでの解析までは、足を踏込んではいない。

室温、壁温変動解析から得られた課題は　先の「形態係数」で分かる様に、現実に即して解析を行うに際して、　目的と対象空間に応じ、どの様に折り合いをつけた境界条件を採用するかと云う所にあるだろう。

6 1 3　模型実測から得られた課題.

居住室の温度環境の改善を考えた場合 全て「実態調査」で明らかとなる、また 現時点では「数値解析」で処理し得ると云う状態にはなっていない。 その間隙を埋めるべく行ったのが、模型空間による温熱環境の検討であった。 対象空間が、小型模型、実大模型、実験住宅(実家屋)と多岐にわたっているが、それぞれの空間に応じて、小型模型では熱損失形態, 熱供給形態と温度分布について、実大模型では部分暖房問題との関連で隣室条件と上下温度差、発熱密度と上下温度差について、実験住宅では副暖房室問題、窓下冷気の防止について検討した訳である。 その中で小型模型、実大模型については、既に良く知られている検討例が多く、また、それらの結果は、発熱密度を低く、熱源は低位置にと云うものであって、別に目新しい知見ではない(筆者の自己確認の作業として必要があった)。 その意味では発想を変えなければと云う意識には到達しにくいものも感じられたが、意外な収穫があったものに第2章で行なった実測に近い実験住宅の測定があった。 住居全体の建築計画からみれば、温熱環境の計画がメインと云う訳ではないけれども、その内にどれだけ重きをおいていたかによって温度環境は大きく影響されると云うことを測定を通じての実体験として理解できたからである。

今後は 何が主題かを明確にしたプロト・タイプを検証し、それを蓄積してゆく必要がある。 これが模型実測から得られた課題である。

6/4 室内の熱対流の実測と数値解析から得られた課題.

室内の熱対流の実測には「暖房された空間の気流が如何なる性状にあるか」その観察に主眼があった。タンポポ冠毛片をTracer Particleとする気流測定法に着目したのも、気流の温度変動の方から乱れの規模の推定を試みたのも熱対流空間の大部分が緩速で微風速計では、計測に無理があるだろうと考えたためである。

拡散係数は上記理由によって流れに直交する速度変動成分の測定が難かしかったので、タンポポ冠毛片の飛跡観察にもとずいてエネルギー式の方から決定した。測定領域は水平方向流れの卓越している部分を対象としたため測定数は少ないが、拡散係数と渦寸法の2乗と渦度の積の概略についての関係は捉え得たと云って良い。

但しエネルギー式を用いての推定には、適当な空間領域(分割距離)とその領域内では流れ方向の拡散係数値と流れに直交する方向の拡散係数値が等しい、即ちその領域内では一様と云う仮定が必要になる。本論に於いてはその空間領域を気流の温度変動にもとずいた渦の最大有効径として整理したが、それを測定対象領域と見て適当か、流れ方向の拡散と流れに直交する方向の拡散が同程度か否かの検討が今後の課題であろう。

唯、ここでは非常に安価で簡便な装置を用いたタンポポ冠毛片による視観測法と気流の温度変動にもとずいた変動規模の推定法としての目処が立ったと云うことを強調しておきたい。

小型模型にて近似相似則成立の存否、壁近傍流れについて検討し、実大模型にて室中央の乱れの様相の概略を知り得たと云っても壁近傍から室中央に向けて連続的逐次断層的に把握し得た訳ではない。

今後は空間規模、卓越流速(内外温度差)をパラメーターとして、気流の温度変動による検討に微風速計の測定も加えて、熱対流の乱流性状

の性格をはっきりさせる必要があろう。

熱対流の数値解析では　その大半を解法の検討や実測（小型模型、実大模型）との対応の検討に費している。　拡散係数代入法によって数値解析を行なっているが、それを用いての対応度合はいま一歩の域を出ていない様に思われる。

一応ここで検討事項を整理してみると、①拡散係数代入法を採った場合の基本スキーム，分割問題は現時点で十分であるが、壁近傍のフラックス、壁近傍の拡散係数値の代入関係式には更なる検討が要求される，②熱伝達率問題にまで論議するためには、熱対流の2、3次元問題、輻射熱伝達問題についての整理と壁近傍での解析の蓄積が必要である，　③居住室の温熱環境の改善（計画）のための手段としては　今の所熱対流の性向差だけを知る手掛りを得るにとどまる，という適用限界についての不満は残った。　結局、これら諸々の課題が解決された時点で数値解析も単なる再現計算から計画や応用面での解析へと本当の意味での橋渡しが可能になるであろう。

本小論は「居住室の温度環境の改善」を目的とし、居住室の温度ムラや上下温度差に焦点を合わせ、実態調査にはじまって、室温変動解析、模型解析と検討を進めてきたものであるが、その内のあるものについては改善の方策をその都度提示し得たと考える。

また　温熱環境の改善（計画）への方策を探る手段として今まで困難視され、試みられることの少なかった「熱対流」に対する研究の本格的な緒もここに見出し得たと考えるものである。

6.2 住居の暖房計画とその特殊性.

最初に断った様に、住宅レベルでの暖房計画について考えるとき、実態調査で明らかになった如く、建築要素としての断熱程度、平面形、開口条件の他に、居住者の生活意識からくる部分、間欠暖房という様な暖房習慣も温熱環境に大きく影響を与えていることに注意せねばならない。この様な居住者の生活反応を逐一取り上げて暖房計画してゆかねばならないが仇に、さらにまた脳役に徹する配慮を欠くことができない所に、住宅の暖房計画の特殊性がある。そして、その暖房計画は、即、建築計画と言い換えても差し支えがないと云える。

6.2.1 鉄則と創意.

模型実測、実態調査から、居住室の温度分布・気流分布の問題は、教科書の教え、例えば、冷却面での下降冷気流の処理を放熱器からの立ちあがり暖気流に巻込ませて解決させよう、暖房時間を長くしようという方策等で解決されることが分った。ここではそれを鉄則という。

しかし、見方を変えれば、床付近温度を上げて上下温度差を少なくすれば良い訳であるから、還流冷気を床に積層させなければ良い、即冷気の釜場を作って排出すれば良いという考え方も成立しよう。勿論この考え方は欧米で温気暖房システムの1つとして従来からあったものであるが、住居の断熱性が向上した上で再度取り上げられるとき、ここではそれを創意という。

住宅の暖房計画は建築計画にあると述べたが、先の発想それ自体はともかく、それを成立させるためには将来の住宅の断熱程度、気密性能の向上を図る必要があるからである。例えば、従来の住宅の様に、窓・開口部ばかりでなく木木から外気が浸入し、廻縁からも容赦なく流出している状態では先の釜場は、冷気の溜場ではなく新らたな外気の侵入

口になっているからである。 それでも床下空間にストーブを設置し、煙突効果でその上階が暖まったとしても、その排出される通気量が、必要換気量程度に計画し得ている場合を除き、着想は是としても、それを創意と云えまい。

繰返しになるが、住宅の暖房計画は その才1に「徹底断熱」、その2に「寒くない温熱環境の追求」にある。 例えば、断熱を150~300mm（断熱耐戸・有）として、上下温度差が1degと温度ムラが少ない場合、床付近に気流感があっても、衝立等の配慮でそれを我慢できなくはないと云う体験をしたが、これは従来の副暖房室の還流冷気の問題、処理と対策の考え方を変えてしまうと云えよう。

ある場合には、この様な気流を絶対阻止する姿勢も大切であるが、その一方で、体感的に無視し得るならばそれをうまく共存させると云う行き方もある。 この方向を創意と考えると、むしろ創意の意図を無味乾燥した方策、かくあらねばならぬとする具体的工夫を普遍化したものが鉄則と云えるかもしれない。 我々は鉄則のかたくなな固持を否定する一方で豊かな創意（北国の暖房生活の知恵）を創出し、暖房計画・建築計画に生かしてゆかねばならないと考える。 才1章での図1-1-1，才4章での図4-4-3を思い起して戴きたい。 そこでは技術としての収得以前の問題としての生活の知恵・工夫を取り上げているが、ここで云う創意とは、この日常生活の工夫から生じてくるものと考えても良いであろう。

本小論では 夏季の温熱環境の問題が全く取り上げられていないが、その問題を軽視している、と云う訳では決してない。 冬季の問題が解決されてくれば、自ずと夏季に問題となる諸点も浮上してこよう。 そして 北海道にあってはそれを解決する手段が、鉄則と云うよりも断熱・気密性を生かした創意にあると云うことを強調しておかねばならないであろう。

6.2.2 寒地住宅と選択的透過性.

筆者が、建築環境学それも断熱や暖房問題を通じて、居住室の温熱環境と云う様な分野に進むことになったのは、高校時代まで過した郷里(岩見沢の近村・北村)での冬が、今では想像もできない状態であったせいかもしれない。赤く燃えている石炭ストーブ。室の一隅は吹雪の日、うっすらと白くなる。寝室温は外気に近く、台所の水瓶は氷が厚くなって用を足さない。この状態では 才2章で実態調査したいずれの住戸とも比較するてだてなく 上下温度差、床付近温度、設定室温で温熱環境を評価し得ると云うものではなかった。むしろ 暖を如何に採るかが問題であった。

この様な例は敗戦後の急造バラックを例にとるまでもなく 二昔前ではこの方が多かった。当時、暖かい住宅と云われていたのは、居間中央型。中2階形式のブロック住宅であって 公庫の融資対象も その種のブロック住宅であった様に記憶している。

生活改善住宅と称されたこの種の住宅は 急勾配の三角屋根、小さな窓、申し訳程度のベランダ戸と云う様に、その画一的な外観に対して、積雪寒冷に対するその守りの姿勢と云う様なものに不満を覚えていた様に思われる。これらのことが遠因になったのであろうか、卒業論文では極く自然に堀江悟郎博士(現・京大教授) 荒谷、登教授の門を敲くこととなった。

(卒論のテーマとして寒地住宅をやりたいのですが。。。

「寒地住宅って何んだい」

(北海道でも 冬暖かく生活できる住宅なのではありませんか。。。

「北海道だから 寒地に建つから寒地住宅と云うのはおかしいね。これからの建築は、インターナショナル化してゆくと思うよ」

(でも、内地にない住宅が 必要なのでは。。。

「寒地住宅って何んだい」と、堀江教授に反問された衝撃に頭が混乱し、その続き、地域暖房のお話もあった様に思うが、その内容に関して不思議な程記憶にない。

本論と無関係ではない先の宿題は今なお解決を見ていない。「インターナショナル」と云えば、その後の語順はどうしても「スタイル」になってしまう。それは、外形、平面形、環境技術の画一化に通じ、その蔓延にも考えられた。しかし《我々の良しとする温度環境には、寒極であろうがなかろうが、本来的には差はない。あるとすれば、それに至らしめる工夫にある》と云う様に温熱環境技術者に対する恒久の課題として考える、あるいは室内気候の普遍化を意味していると考えるのが本意なのではあるまいか。

Tropical Houses (by David Oakley) はある。寒地住宅と云う言葉もある。しかし暖地にあって暖地住宅がないのは、特に我国に於いて、その形容を省いても通じるだけの歴史的背景があり、その地の人々がマジョリティであったからだとすれば、《寒地住宅の寒地は明らかに暖地の相対に於いて存在し、その形容を省いてはかの地の人々へのその伝達内容に欠ける部分(即ち外部条件の陶冶を受けている部分を指す)が生ずるためにある》と云う様には考えられないであろうか。どの様にしても否たらずの感があるが以上の様に整理してみた。

堀江教授は先の恒久の課題と外的条件の陶冶を「居住室における温度および湿度に関する研究」の中で、次の様に述べている。

——伝統的な住居の様式や構築法、あるいはその中での生活習慣の形成なども好しくない外的条件の侵入をいかに妨げるかという方向にむけられ、外環境と内環境の間にごく自然で無理のない関係を保つため、いわば、生活の知恵といったもので成立っていたと考えて良い——

——絶縁的環境が不可欠となればなる程、我々のより自然的なより開放的な環境に対する要求も強くなるはずである。おそらく住居施設にあっては最も自然な形で外部環境と結びつき開放的でありながらしかも外部環境を緩和して好適な内部気候を維持し得るような、そういう周壁要素と設備が要求されるであろう。原始時代から我々の住習慣のなかに伝わってきた知恵もそのために科学的解析をうけて、再び採用されるものが多くあろうと思われる——

ここには、好適室内気候を手に入れる方法論と住居の選択的透過性の意味することが、余す所なく述べられているのではなかろうか。

一昨年の建築学会であった様に思う。ある報文を宿舎に帰って話題にした。その報告には——なる障害を、克服して——の一節があった。それに触発された訳ではないと思うが、筆者の述懐から、

（これからの住宅は寒さの対処から克服へと向わねば。。。

「皆、克服と云う言葉が好きだね。神でもないのに克服などできないよ。多くの人達の今までの克服できると云う錯覚と傲慢さがひいては公害をひき起し、起していたのではないのかね。」

（いや、ここで云っている克服は、外部環境に対するものではなくて、全く精神的なものであって、何んと云うか、冬の生活に対する諦念を

「それが問題なのさ。その諦念と云う状態から余裕なく反発する結果が克服と云う方向に向ってしまうんだよ。これからの住宅は寒さに対処して。。」

と云う、荒谷教授の示唆があった。

その当時は、実態調査の整理の最中であった。冬の生活履歴の記録とでも云うべき室温を見て、居住者が「寒いのを我慢している」のか、あるいは「それで良し」としていたのかの判断に苦しんでいた。そのた

めに、毎週繰返えされた記録用紙交換時、時候は別にして努めて主婦との対話をもった。

そこには諦念が感じられた。その諦念は我慢を想起させ、我慢は「寒い」との判断に向わせた。それを何んとかしなければとの思いが、その苛立が、確かに克服と云う言葉を必要とし、述懐ともなったのであろうが、この「克服」を克服するのには荒谷教授の次の指摘をまたねばならなかった。

「オイル・ショックの最中でも今の我々は、寒いのを我慢してまで、灯油量の調節はしない。今の我々には、欲しいものを手に入れようと云う意識はあっても、我慢しようと云う認識には欠けている。」と。

勿論、長い冬に、降り続く雪に、先の主婦達も嘘偽りなく「どうしようもない」と云う諦念を感じていたと思う。しかし、それは次の様に考えなければならないものなのであろう。例えば、今住んでいる住居で暖かさはどうにか手に入れられるけれども、熱的貧困さについては、すぐに改善できぬと云う、諦らめの方からきた諦念ではなかったかと。

荒谷教授はこの克服ではなく対処のあり方を「住居の熱環境計画への研究」の中で、次の様に述べている。

―― 現在の設備は建築的対処とは違って炎天下や寒風が吹きすさぶ中にも快適環境を作り得る程の超能力を備えているが故に建築的な努力は忘れられ、安易に設備に頼って自からの個性を捨て、恵まれた環境のなかにさえ、暖地も寒地も変らぬ人工環境を作る傾向を生みつつある ――

――設備の重要さを否定しているのではないが、専門家や技術者は自分の専門や技術が脚光をあびるとき、限度を越えて張切ってしまう ――

ここで云う対処の響きには、声高に克服をと叫ぶ弱さはなく、むしろ、余裕と強さが感じられるのではなかろうか。

外部環境、特に寒さに対処するためには、先に述べた徹底断熱を必要とするが、この徹底断熱こそが、外部環境の各々の要素を内部環境に取り入れる際の緩衝作用とその選択を多様化させる可能性を生む。詰る所、居住者が、自からの価値観に立ち、自由に外部環境要素の選択的透過を求め得る状態にあり、自からおかれた環境の間でストレスもストレインも感じないですむ住い、これが我々の目差す「住居」のイディではなかろうか。それ故、寒地・寒地と云っている間は、暖地との相対に目を奪われて真の意味で地域性に根ざした住宅にはなり得ていないと云えよう。そして そこに寒地と云うイディと寒地住宅と云う呼称の存在する意義があるのではなかろうか。これは言葉尻だけでとらえた詭弁ではない。むしろ住居の本質はその様なものだと自戒してかかる必要があるだろう。

暖房や温熱環境問題を 実態調査、模型実測、数値解析の三つの方から検討してきたが、そこでの問題は、今までの、今の、今後の 時代の社会的背景、水準と決して無縁のものではない、との感を深くした。

その意味では、本小論に於いて温度環境の改善の方策として解決提示し得たことよりも、重い宿題として残ったことの方が多いと云わねばならないであろう。その宿題をうけて今後とも省エネルギー(Energy-Conservation)のために、温熱環境の向上のために「暖房とは古くて常に新しい課題」として引き続き住宅を対象とした温熱環境の測定を行い、その測定を通じ「寒さとは」「室温とは」についての検討を行ってゆく所存である。そして それは、本小論が筆者に課した今後の課題でもあるだろう。

謝辞

この小論を終えるにあたり　研究に入る機会を与えてくださった堀江教授、そして最も身近な指導者として卒論時代から現在までともすれば短絡的な考えに走りがちな筆者に対し何が問題かを常時助言してくださった荒谷教授に感謝します。

第2章では、長くは9ヶ月にも及ぶ長期の測定に対し、心良く便宜を図ってくだされた各位、実測に助力のあった羽沢，前川氏、第3章では、山田，武内氏、第4章では、篠原，福島，大野氏、第5章では、横山、佐々木（隆）の各氏をはじめとして、北大工学部建築環境学講座卒論生、修論生の協力がありました。　また　整理にあっては、黒沢、広中事務官の労と鈴木助手の協力がありました。　この他にも、寺井，中村，小林，土屋の各氏のご教示がありました。　記して感謝します。

最後に、この小論が、今後の寒地に於ける住宅の温熱環境改善の一助になって欲しいと切に願うものですが、その意味では、積雪寒冷であるが故に、当然であるとして見過したり、無意識になりがちな「寒さへの対処」や住宅の暖房と云うものを、更めて教えてくれた筆者の家族に感謝しなければならないでしょう。　妻の厚子は、記録用紙の交換に、また　測定対象住戸の1つとして長期の不在条件、あるいは間欠・夜間暖房時に於ける日中の室温測定環境の維持に努めてくれました。

鐘肉正道

－付－　解析用プログラム

1。形態係数　1

直交平面用サブルーティン　（他面2要素）　11

平行平面用サブルーティン　（　〃　）　11

主直交面用サブルーティン　（他面1要素）　12

主平行面用サブルーティン　（　〃　）　12

入力例　15

2。熱対流　16

BAND MATRIX サブルーティン　（荒井康幸氏の消去法）　23

渦寸法　サブルーティン　24

形態係数　サブルーティン　（1面6要素×4面）　24

輻射伝達関数　サブルーティン　（Radiosity GAUSES）　25

入力例　25

二形態係数用プログラム(1面2要素×6)

```
C     SHAPE FACTOR
      COMMON SFA,SFB,SFC,@,@P(9,9),DX(3),DY(3),DZ(2),H
      DIMENSION A(2),B(2),PL(2),A1(2),B1(2),PL1(2),A2(2),B2(2),PL2(2)
      DIMENSION SF(12,12),F(12)
      JSF=0
      DO 100 J=1,1
      J1=J
      READ(5,1000) DIMEN,NUMBER,NEXIT,((A(N),B(N),PL(N)),N=1,2)
 1000 FORMAT(A4,2I3,6F5.3,A4,2I3,6F5.3)
      SJ1=(B(1)-A(1))*(B(2)-A(2))
      SJ2=PL(1)*PL(2)
      IF(SJ1.E@.SJ2) GO TO 101
      JSF=JSF+2
      GO TO 102
  101 JSF=JSF+1
  102 ISF=0
      DO 300 I=1,6
      I7=I+J
      READ(5,1000) DIME1,NUMBE1,NEXIT1,((A1(N),B1(N),PL1(N)),N=1,2),
     1             DIME2,NUMBE2,NEXIT2,((A2(N),B2(N),PL2(N)),N=1,2)
      SI1=(B2(1)-A2(1))*(B2(2)-A2(2))
      SI2=PL2(1)*PL2(2)
      IF(I7.NE.7) GO TO 201
      READ(5,5010) H
 5010 FORMAT(F5.3)
  201 IF(SI1.EQ.SI2) GO TO 105
      ISF=ISF+2
      GO TO 106
  105 ISF=ISF+1
  106 IF(I.LT.J1) GO TO 200
      IF(I7.EQ.7) GO TO 500
      IF(I.NE.J) GO TO 107
      IF(SI1.NE.SI2) GO TO 108
      F(JSF)=SJ1
      SF(ISF,JSF)=0.
      GO TO 200
  108 F(JSF-1)=SJ1
      F(JSF)=SJ2-SJ1
      SF(ISF,JSF)=SF(ISF-1,JSF)=SF(ISF,JSF-1)=SF(ISF-1,JSF-1)=0.
      GO TO 200
  107 IF(SI1.NE.SI2) GO TO 110
      IF(SJ1.NE.SJ2) GO TO 111
      F(JSF)=SJ1
      SFA=PL2(2)
      SFB=PL1(2)
      SFC=PL1(1)
      CALL RSF
      @F=@
      SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 200
  110 IF(SJ1.EQ.SJ2) GO TO 112
      F(JSF-1)=SJ1
      F(JSF)=SJ2-SJ1
      DY(1)=A2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
      DZ(1)=PL1(2)-B1(2)
      DZ(2)=B1(2)-A1(2)
      IF(A1(1).GT.A2(1).AND.A1(1).GE.B2(1)) GO TO 2000
```

```
      IF(A1(1).LT.A2(1).AND.A2(1).GE.B1(1)) GO TO 2001
      IF(A1(1).GT.A2(1).AND.(B2(1).GT.A1(1).AND.B1(1).GE.B2(1)))
     1GO TO 2002
      IF(A1(1).LT.A2(1).AND.(B1(1).GT.A2(1).AND.B2(1).GE.B1(1)))
     1GO TO 2003
      IF(A1(1).GE.A2(1).AND.B2(1).GE.B1(1)) GO TO 2004
      IF(A1(1).LE.A2(1).AND.B2(1).LE.B1(1)) GO TO 2005
      GO TO 9999
 2000 DX(1)=B2(1)-A2(1)
      DX(2)=A1(1)-B2(1)
      DX(3)=B1(1)-A1(1)
      CALL RPL
      @F=@P(1,3)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 112
 2001 DX(1)=B1(1)-A1(1)
      DX(2)=A2(1)-B1(1)
      DX(3)=B2(1)-A2(1)
      CALL RPL
      @F=@P(3,1)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 112
 2002 DX(1)=A1(1)-A2(1)
      DX(2)=B2(1)-A1(1)
      DX(3)=B1(1)-B2(1)
      CALL RPL
      @F=@P(1,2)+@P(1,3)+@P(2,2)+@P(2,3)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 112
 2003 DX(1)=A2(1)-A1(1)
      DX(2)=B1(1)-A2(1)
      DX(3)=B2(1)-B1(1)
      CALL RPL
      @F=@P(2,1)+@P(2,2)+@P(3,1)+@P(3,2)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 112
 2004 DX(1)=A1(1)-A2(1)
      DX(2)=B1(1)-A1(1)
      DX(3)=B2(1)-B1(1)
      CALL RPL
      @F=@P(1,2)+@P(2,2)+@P(3,2)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 112
 2005 DX(1)=A2(1)-A1(1)
      DX(2)=B2(1)-A2(1)
      DX(3)=B1(1)-B2(1)
      CALL RPL
      @F=@P(2,1)+@P(2,2)+@P(2,3)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 112
  112 DX(1)=PL2(1)-B2(1)
      DX(2)=B2(1)-A2(1)
      DX(3)=A2(1)
      DY(1)=A2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
      DZ(1)=0.
      DZ(2)=PL1(2)
      CALL RPL
```

```
      @F=@P(2,1)+@P(2,2)+@P(2,3)
      IF(SJ1.EQ.SJ2) GO TO 120
      @F=@F-SF(ISF-1,JSF-1)*F(JSF-1)
      SF(ISF-1,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 111
  120 F(JSF)=SJ2
      SF(ISF-1,JSF)=@F/F(JSF)
      SFA=PL2(2)
      SFB=PL1(2)
      SFC=PL1(1)
      CALL RSF
      @F=@
      @F=@F-SF(ISF-1,JSF)*F(JSF)
      SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 200
  111 DX(1)=PL1(1)-B1(1)
      DX(2)=B1(1)-A1(1)
      DX(3)=A1(1)
      DY(1)=0.
      DY(2)=PL2(2)
      DZ(1)=PL1(2)-B1(2)
      DZ(2)=B1(2)-A1(2)
      CALL RPL
      @F=@P(1,2)+@P(2,2)+@P(3,2)
      IF(SI1.EQ.SI2) GO TO 130
      @F=@F-SF(ISF-1,JSF-1)*F(JSF-1)
      SF(ISF,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 113
  130 F(JSF-1)=SJ1
      F(JSF)=SJ2-SJ1
      SF(ISF,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      SFA=PL2(2)
      SFB=PL1(2)
      SFC=PL1(1)
      CALL RSF
      @F=@
      @F=@F-SF(ISF,JSF-1)*F(JSF-1)
      SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 200
  113 SFA=PL2(2)
      SFB=PL1(2)
      SFC=PL1(1)
      CALL RSF
      @F=@
      @F=@F-SF(ISF-1,JSF-1)*F(JSF-1)-SF(ISF-1,JSF)*F(JSF)
     1      -SF(ISF,JSF-1)*F(JSF-1)
      SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 200
  500 IF(SI1.NE.SI2) GO TO 510
      IF(SJ1.NE.SJ2) GO TO 511
      F(JSF)=SJ1
      SFA=PL1(2)
      SFB=PL1(1)
      SFC=H
      CALL PSF
      @F=@
      SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 200
```

```
  510 IF(SJ1.EQ.SJ2) GO TO 512
      F(JSF-1)=SJ1
      F(JSF)=SJ2-SJ1
      IF(A1(1).GT.A2(1).AND.A1(1).GE.B2(1)) GO TO 3000
      IF(A1(1).LT.A2(1).AND.A2(1).GE.B1(1)) GO TO 3001
      IF(A1(1).GT.A2(1).AND.(B2(1).GT.A1(1).AND.B1(1).GE.B2(1)))
     1GO TO 3002
      IF(A1(1).LT.A2(1).AND.(B1(1).GT.A2(1).AND.B2(1).GE.B1(1)))
     1GO TO 3003
      IF(A1(1).GE.A2(1).AND.B2(1).GE.B1(1)) GO TO 3004
      IF(A1(1).LE.A2(1).AND.B2(1).LE.B1(1)) GO TO 3005
      GO TO 9999
 3000 DX(1)=B2(1)-A2(1)
      DX(2)=A1(1)-B2(1)
      DX(3)=B1(1)-A1(1)
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.A1(2).GE.B2(2)) GO TO 4000
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.A2(2).GE.B1(2)) GO TO 4001
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.(B2(2).GT.A1(2).AND.B1(2).GE.B2(2)))
     1GO TO 4002
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.(B1(2).GT.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)))
     1GO TO 4003
      IF(A1(2).GE.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)) GO TO 4004
      IF(A1(2).LE.A2(2).AND.B2(2).LE.B1(2)) GO TO 4005
      GO TO 9999
 4000 DY(1)=B1(2)-A1(2)
      DY(2)=A1(2)-B2(2)
      DY(3)=B2(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4001 DY(1)=B2(2)-A2(2)
      DY(2)=A2(2)-B1(2)
      DY(3)=B1(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4002 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,8)+@P(2,7)+@P(3,7)+@P(3,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4003 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,8)+@P(1,9)+@P(2,8)+@P(2,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4004 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,8)+@P(2,8)+@P(3,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
```

```
      GO TO 512
 4005 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,7)+@P(2,8)+@P(2,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 3001 DX(1)=B1(1)-A1(1)
      DX(2)=A2(1)-B1(1)
      DX(3)=B2(1)-A2(1)
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.A1(2).GE.B2(2)) GO TO 4010
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.A2(2).GE.B1(2)) GO TO 4011
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.(B2(2).GT.A1(2).AND.B1(2).GE.B2(2)))
     1GO TO 4012
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.(B1(2).GT.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)))
     1GO TO 4013
      IF(A1(2).GE.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)) GO TO 4014
      IF(A1(2).LE.A2(2).AND.B2(2).LE.B1(2)) GO TO 4015
      GO TO 9999
 4010 DY(1)=B1(2)-A1(2)
      DY(2)=A1(2)-B2(2)
      DY(3)=B2(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4011 DY(1)=B2(2)-A2(2)
      DY(2)=A2(2)-B1(2)
      DY(3)=B1(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4012 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,8)+@P(1,9)+@P(2,8)+@P(2,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4013 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,7)+@P(2,8)+@P(3,7)+@P(3,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4014 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,7)+@P(2,8)+@P(2,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4015 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
```

```
      CALL PPL
      @F=@P(1,8)+@P(2,8)+@P(3,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 3002 DX(1)=A1(1)-A2(1)
      DX(2)=B2(1)-A1(1)
      DX(3)=B1(1)-B2(1)
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.A1(2).GE.B2(2)) GO TO 4020
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.A2(2).GE.B1(2)) GO TO 4021
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.(B2(2).GT.A1(2).AND.B1(2).GE.B2(2)))
     1GO TO 4022
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.(B1(2).GT.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)))
     1GO TO 4023
      IF(A1(2).GE.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)) GO TO 4024
      IF(A1(2).LE.A2(2).AND.B2(2).LE.B1(2)) GO TO 4025
      GO TO 9999
 4020 DY(1)=B1(2)-A1(2)
      DY(2)=A1(2)-B2(2)
      DY(3)=B2(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(3,6)+@P(3,7)+@P(4,6)+@P(4,7)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4021 DY(1)=B2(2)-A2(2)
      DY(2)=A2(2)-B1(2)
      DY(3)=B1(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,4)+@P(1,9)+@P(6,4)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4022 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,5)+@P(2,6)+@P(2,7)+@P(2,8)+@P(3,5)+@P(3,6)+@P(3,7)
     1+@P(3,8)+@P(4,5)+@P(4,6)+@P(4,7)+@P(4,8)+@P(5,5)+@P(5,6)
     2+@P(5,7)+@P(5,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4023 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,4)+@P(1,5)+@P(1,8)+@P(1,9)+@P(2,4)+@P(2,5)+@P(2,8)
     1+@P(2,9)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,8)+@P(5,9)+@P(6,4)+@P(6,5)
     2+@P(6,8)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4024 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,5)+@P(1,8)+@P(2,5)+@P(2,8)+@P(3,5)+@P(3,8)+@P(4,5)
     1+@P(4,8)+@P(5,5)+@P(5,8)+@P(6,5)+@P(6,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4025 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
```

```
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,4)+@P(2,5)+@P(2,6)+@P(2,7)+@P(2,8)+@P(2,9)+@P(5,4)
     1+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(5,7)+@P(5,8)+@P(5,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 3003 DX(1)=A2(1)-A1(1)
      DX(2)=B1(1)-A2(1)
      DX(3)=B2(1)-B1(1)
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.A1(2).GE.B2(2)) GO TO 4030
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.A2(2).GE.B1(2)) GO TO 4031
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.(B2(2).GT.A1(2).AND.B1(2).GE.B2(2)))
     1GO TO 4032
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.(B1(2).GT.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)))
     1GO TO 4033
      IF(A1(2).GE.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)) GO TO 4034
      IF(A1(2).LE.A2(2).AND.B2(2).LE.B1(2)) GO TO 4035
      GO TO 9999
 4030 DY(1)=B1(2)-A1(2)
      DY(2)=A1(2)-B2(2)
      DY(3)=B2(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,4)+@P(1,9)+@P(6,4)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4031 DY(1)=B2(2)-A2(2)
      DY(2)=A2(2)-B1(2)
      DY(3)=B1(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(3,6)+@P(3,7)+@P(4,6)+@P(4,7)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4032 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,4)+@P(1,5)+@P(1,8)+@P(1,9)+@P(2,4)+@P(2,5)+@P(2,8)
     1+@P(2,9)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,8)+@P(5,9)+@P(6,4)+@P(6,5)
     2+@P(6,8)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4033 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,5)+@P(2,6)+@P(2,7)+@P(2,8)+@P(3,5)+@P(3,6)+@P(3,7)
     1+@P(3,8)+@P(4,5)+@P(4,6)+@P(4,7)+@P(4,8)+@P(5,5)+@P(5,6)
     2+@P(5,7)+@P(5,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4034 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,4)+@P(2,5)+@P(2,6)+@P(2,7)+@P(2,8)+@P(2,9)+@P(5,4)
     1+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(5,7)+@P(5,8)+@P(5,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
```

```
 4035 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,5)+@P(1,8)+@P(2,5)+@P(2,8)+@P(3,5)+@P(3,8)+@P(4,5)
     1+@P(4,8)+@P(5,5)+@P(5,8)+@P(6,5)+@P(6,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 3004 DX(1)=A1(1)-A2(1)
      DX(2)=B1(1)-A1(1)
      DX(3)=B2(1)-B1(1)
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.A1(2).GE.B2(2)) GO TO 4040
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.A2(2).GE.B1(2)) GO TO 4041
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.(B2(2).GT.A1(2).AND.B1(2).GE.B2(2)))
     1GO TO 4042
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.(B1(2).GT.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)))
     1GO TO 4043
      IF(A1(2).GE.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)) GO TO 4044
      IF(A1(2).LE.A2(2).AND.B2(2).LE.B1(2)) GO TO 4045
      GO TO 9999
 4040 DY(1)=B1(2)-A1(2)
      DY(2)=A1(2)-B2(2)
      DY(3)=B2(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(6,3)+@P(6,4)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4041 DY(1)=B2(2)-A2(2)
      DY(2)=A2(2)-B1(2)
      DY(3)=B1(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(1,4)+@P(6,4)+@P(7,4)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4042 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(5,2)+@P(5,3)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,8)+@P(5,9)+@P(6,2)
     1+@P(6,3)+@P(6,4)+@P(6,5)+@P(6,8)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4043 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(4,1)+@P(4,2)+@P(4,6)+@P(4,5)+@P(4,7)+@P(4,8)+@P(5,1)
     1+@P(5,2)+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(5,8)+@P(5,7)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4044 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(5,1)+@P(5,2)+@P(5,3)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(5,7)
     1+@P(5,8)+@P(5,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
```

```
 4045 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,4)+@P(2,5)+@P(2,6)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(8,4)
     1+@P(8,5)+@P(8,6)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 3005 DX(1)=A2(1)-A1(1)
      DX(2)=B2(1)-A2(1)
      DX(3)=B1(1)-B2(1)
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.A1(2).GE.B2(2)) GO TO 4050
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.A2(2).GE.B1(2)) GO TO 4051
      IF(A1(2).GT.A2(2).AND.(B2(2).GT.A1(2).AND.B1(2).GE.B2(2)))
     1GO TO 4052
      IF(A1(2).LT.A2(2).AND.(B1(2).GT.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)))
     1GO TO 4053
      IF(A1(2).GE.A2(2).AND.B2(2).GE.B1(2)) GO TO 4054
      IF(A1(2).LE.A2(2).AND.B2(2).LE.B1(2)) GO TO 4055
      GO TO 9999
 4050 DY(1)=B1(2)-A1(2)
      DY(2)=A1(2)-B2(2)
      DY(3)=B2(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(4,1)+@P(4,6)+@P(4,7)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4051 DY(1)=B2(2)-A2(2)
      DY(2)=A2(2)-B1(2)
      DY(3)=B1(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(3,6)+@P(4,6)+@P(9,6)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4052 DY(1)=B1(2)-B2(2)
      DY(2)=B2(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(4,1)+@P(4,2)+@P(4,5)+@P(4,6)+@P(4,7)+@P(4,8)+@P(5,1)
     1+@P(5,2)+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(5,7)+@P(5,8)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4053 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A2(2)
      DY(3)=A2(2)-A1(2)
      CALL PPL
      @F=@P(5,2)+@P(5,3)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,8)+@P(5,9)+@P(6,2)
     1+@P(6,3)+@P(6,4)+@P(6,5)+@P(6,8)+@P(6,9)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
 4054 DY(1)=B2(2)-B1(2)
      DY(2)=B1(2)-A1(2)
      DY(3)=A1(2)-A2(2)
      CALL PPL
      @F=@P(2,4)+@P(2,5)+@P(2,6)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(8,4)
     1+@P(8,5)+@P(8,6)
      SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
      GO TO 512
```

```
4055 DY(1)=B1(2)-B2(2)
     DY(2)=B2(2)-A2(2)
     DY(3)=A2(2)-A1(2)
     CALL PPL
     @F=@P(5,1)+@P(5,2)+@P(5,3)+@P(5,4)+@P(5,5)+@P(5,6)+@P(5,7)
    1+@P(5,8)+@P(5,9)
     SF(ISF-1,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
     GO TO 512
 512 DX(1)=A2(1)
     DX(2)=B2(1)-A2(1)
     DX(3)=PL2(1)-B2(1)
     DY(1)=PL2(2)-B2(2)
     DY(2)=B2(2)-A2(2)
     DY(3)=A2(2)
     CALL PPL
     @F=0.
     DO 5000 IJ=1,9
5000 @F=@F+@P(IJ,5)
     IF(SJ1.EQ.SJ2) GO TO 520
     @F=@F-SF(ISF-1,JSF-1)*F(JSF-1)
     SF(ISF-1,JSF)=@F/F(JSF)
     GO TO 511
 520 F(JSF)=SJ2
     SF(ISF-1,JSF)=@F/F(JSF)
     SFA=PL2(2)
     SFB=PL2(1)
     SFC=H
     CALL PSF
     @F=@
     @F=@F-SF(ISF-1,JSF)*F(JSF)
     SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
     GO TO 200
 511 DX(1)=A1(1)
     DX(2)=B1(1)-A1(1)
     DX(3)=PL1(1)-B1(1)
     DY(1)=PL1(2)-B1(2)
     DY(2)=B1(2)-A1(2)
     DY(3)=A1(2)
     CALL PPL
     @F=0.
     DO 5001 IJ=1,9
5001 @F=@F+@P(IJ,5)
     IF(SI1.EQ.SI2) GO TO 530
     @F=@F-SF(ISF-1,JSF-1)*F(JSF-1)
     SF(ISF,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
     GO TO 513
 530 F(JSF-1)=SJ1
     F(JSF)=SJ2-SJ1
     SF(ISF,JSF-1)=@F/F(JSF-1)
     SFA=PL1(2)
     SFB=PL1(1)
     SFC=H
     CALL PSF
     @F=@
     @F=@F-SF(ISF,JSF-1)*F(JSF-1)
     SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
     GO TO 200
 513 SFA=PL1(2)
```

```
      SFB=PL1(1)
      SFC=H
      CALL PSF
      @F=@
      @F=@F-SF(ISF-1,JSF-1)*F(JSF-1)-SF(ISF-1,JSF)*F(JSF)
     1     -SF(ISF,JSF-1)*F(JSF-1)
      SF(ISF,JSF)=@F/F(JSF)
      GO TO 200
 9999 WRITE(6,5019) I,J
 5019 FORMAT(1H ,10HNON CALTCU,2I5)
      GO TO 1234
  200 WRITE(6,5020) DIME1,NUMBE1,NEXIT1,((A1(N),B1(N),PL1(N)),N=1,2),
     1                  DIME2,NUMBE2,NEXIT2,((A2(N),B2(N),PL2(N)),N=1,2)
 5020 FORMAT(1H ,A4,2I3,6F5.3,A4,2I3,6F5.3)
      WRITE(6,5030) I,J,( F(K),K=1,JSF)
      DO 5031 K2=1,JSF
 5031 WRITE(6,5032) (SF(K1,K2),K1=1,ISF)
 5032 FORMAT(1H ,8X,12F10.5)
 5030 FORMAT(1H ,2I4,12F10.5,/)
  300 CONTINUE
  100 CONTINUE
 1234 STOP
      END
C     SUBROUTINE R.SHAPE-FACTOR 直交平面用サブルーティン(他面形要素)
      SUBROUTINE RSF
      COMMON SFA,SFB,SFC,@,@P(9,9),DX(3),DY(3),DZ(2),H
      DIMENSION ALFA(3),OMEGA(3)
      A=SFA**2
      B=SFB**2
      C=SFC**2
      IF(A.EQ.0.OR.B.EQ.0.OR.C.EQ.0) GO TO 5
      ALFA(1)=ARCOS(SFB/SQRT(B+C))
      ALFA(2)=ARCOS(SFA/SQRT(A+C))
      ALFA(3)=ARCOS(SQRT(A+B)/SQRT (A+B+C))
      DO 10 I=1,3
      SFCOT=COT(ALFA(I))
      OMEGA(I)=(ALFA(I)*SFCOT-ALOG(SIN(ALFA(I)))/2.+SFCOT**2*
     1ALOG(COS(ALFA(I)))/2.)
   10 CONTINUE
      PAI=3.1415927
      @=C/PAI*(OMEGA(1)+OMEGA(2)-OMEGA(3))
      GO TO 6
    5 @=0.
    6 RETURN
      END
C     SUBROUTINE P.SHAPE-FACTOR 平行平面用サブルーティン(他面形要素)
      SUBROUTINE PSF
      COMMON SFA,SFB,SFC,@,@P(9,9),DX(3),DY(3),DZ(2),H
      DIMENSION ALFA(4),OMEGA(4)
      A=SFA**2
      B=SFB**2
      C=SFC**2
      IF(A.EQ.0.OR.B.EQ.0.OR.C.EQ.0) GO TO 5
      ALFA(1)=ARCOS(SFC/SQRT(A+C))
      ALFA(2)=ARCOS(SFC/SQRT(B+C))
      ALFA(3)=ARCOS(SQRT(A+C)/SQRT(A+B+C))
      ALFA(4)=ARCOS(SQRT(B+C)/SQRT(A+B+C))
      DO 10 I=1,4
```

```
      SFCOT=COT(ALFA(I))
      OMEGA(I)=(ALFA(I)*SFCOT-ALOG(SIN(ALFA(I)))/2.+SFCOT**2*
     1ALOG(COS(ALFA(I)))/2.)
   10 CONTINUE
      PAI=3.1415927
      Q=2./PAI*(B*(OMEGA(3)-OMEGA(2))+A*(OMEGA(4)-OMEGA(1)))
      GO TO 6
    5 Q=0.
    6 RETURN
      END
C     SUBROUTINE REC.PLANE   主直交面サブルーティン(他面1要素)
      SUBROUTINE RPL
      COMMON SFA,SFB,SFC,Q,QP(9,9),DX(3),DY(3),DZ(2),H
      DIMENSION  QK(6),DXD(6)
      DXD(1)=DX(1)
      DXD(2)=DX(2)
      DXD(3)=DX(3)
      DXD(4)=DX(1)+DX(2)
      DXD(5)=DX(2)+DX(3)
      DXD(6)=DX(1)+DX(2)+DX(3)
      DO 10 K=1,6
      SFC=DXD(K)
      SFA=DY(2)+DY(1)
      SFB=DZ(1)+DZ(2)
      CALL RSF
      Q1661=Q
      SFB=DZ(1)
      CALL RSF
      Q166=Q
      SFA=DY(1)
      CALL RSF
      Q66=Q
      SFB=DZ(1)+DZ(2)
      CALL RSF
      Q661=Q
      Q11=Q1661-Q661-Q166+Q66
      QK(K)=Q11
   10 CONTINUE
      QP(2,2)=QK(2)
      QP(1,2)=QP(2,1)=(QK(4)-QK(1)-QK(2))/2.
      QP(2,3)=QP(3,2)=(QK(5)-QK(2)-QK(3))/2.
      QP(1,3)=QP(3,1)=(QK(6)-QK(5)-QK(4)+QK(2))/2.
      RETURN
      END
C     SUBROUTINE PALA.PLANE   主平行面サブルーティン(他面1要素)
      SUBROUTINE PPL
      COMMON SFA,SFB,SFC,Q,QP(9,9),DX(3),DY(3),DZ(2),H
      DIMENSION  QK1(2,2),QK2(2,2),QK3(2,2),QK4(2,2)
      SFC=H
      DO 10 I=1,2
      DO 10 J=1,2
      SFB=DX(I+1)
      SFA=DY(J)+DY(J+1)
      CALL PSF
      Q6565=Q
      SFA=DY(J)
      CALL PSF
      Q66=Q
```

```
      SFB=DX(I)+DX(I+1)
      CALL PSF
      @1616=@
      SFB=DX(I)
      CALL PSF
      @11=@
      SFA=DY(J)+DY(J+1)
      CALL PSF
      @1212=@
      SFA=DY(J+1)
      CALL PSF
      @22=@
      SFB=DX(I+1)
      CALL PSF
      @55=@
      SFB=DX(I+1)+DX(I)
      CALL PSF
      @2525=@
      SFA=DY(J)+DY(J+1)
      CALL PSF
      @A1=@
      @K1(I,J)=@55
      @K2(I,J)=(@2525-@22-@55)/2.
      @K3(I,J)=(@6565-@66-@55)/2.
      @K4(I,J)=(@A1-@6565-@1616-@1212-@2525+@11+@22+@55+@66)/4.
   10 CONTINUE
      @P(5,5)=@K1(1,1)
      @P(2,5)=@P(5,2)=@K2(1,1)
      @P(5,6)=@P(6,5)=@K3(1,1)
      @P(1,5)=@P(5,1)=@P(2,6)=@P(6,2)=@K4(1,1)
      @P(5,8)=@P(8,5)=@K2(2,1)
      @P(5,7)=@P(7,5)=@P(6,8)=@P(8,6)=@K4(2,1)
      @P(4,5)=@P(5,4)=@K3(1,2)
      @P(2,4)=@P(4,2)=@P(3,5)=@P(5,3)=@K4(1,2)
      @P(4,8)=@P(8,4)=@P(5,9)=@P(9,5)=@K4(2,2)
      DO 11 I=1,2
      SFB=DX(I+1)
      SFA=DY(1)+DY(2)+DY(3)
      CALL PSF
      @6565=@
      SFA=DY(1)+DY(2)
      CALL PSF
      @66=@
      SFB=DX(I)+DX(I+1)
      CALL PSF
      @1616=@
      SFB=DX(I)
      CALL PSF
      @11=@
      SFA=DY(1)+DY(2)+DY(3)
      CALL PSF
      @1212=@
      SFA=DY(3)
      CALL PSF
      @22=@
      SFB=DX(I+1)
      CALL PSF
      @55=@
```

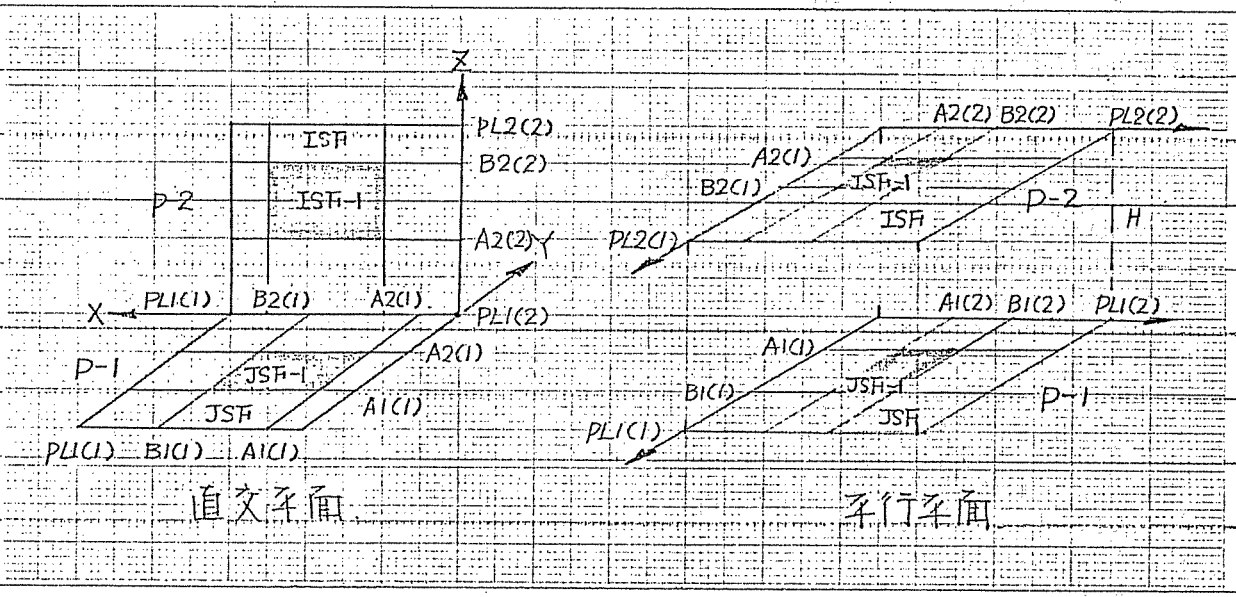
```
      SFB=DX(I+1)+DX(I)
      CALL PSF
      @2525=@
      SFA=DY(1)+DY(2)+DY(3)
      CALL PSF
      @A1=@
      @K3(I,1)=(@6565-@66-@55)/2.
      @K4(I,1)=(@A1-@6565-@1616-@1212-@2525+@11+@22+@55+@66)/4.
   11 CONTINUE
      @P(1,4)=@P(4,1)=@P(3,6)=@P(6,3)=@K4(1,1)-@P(2,4)
      @P(6,9)=        @P(7,4)=@P(4,7)=@K4(2,1)-@P(5,9)
      @P(4,6)=@P(6,4)=@K3(1,1)-@P(5,4)
      DO 12 J=1,2
      SFB=DX(3)
      SFA=DY(J)+DY(J+1)
      CALL PSF
      @6565=@
      SFA=DY(J)
      CALL PSF
      @66=@
      SFB=DX(1)+DX(2)+DX(3)
      CALL PSF
      @1616=@
      SFB=DX(1)+DX(2)
      CALL PSF
      @11=@
      SFA=DY(J)+DY(J+1)
      CALL PSF
      @1212=@
      SFA=DY(J+1)
      CALL PSF
      @22=@
      SFB=DX(3)
      CALL PSF
      @55=@
      SFB=DX(1)+DX(2)+DX(3)
      CALL PSF
      @2525=@
      SFA=DY(J)+DY(J+1)
      CALL PSF
      @A1=@
      @K4(1,J)=(@A1-@6565-@1616-@1212-@2525+@11+@22+@55+@66)/4.
      @K2(1,J)=(@2525-@22-@55)/2.
   12 CONTINUE
      @P(1,8)=@P(2,7)=@K4(1,1)-@P(6,8)
      @P(2,9)=@P(3,8)=@K4(1,2)-@P(5,9)
      @P(2,8)=@K2(1,1)-@P(5,8)
      @P(3,9)=@K2(1,2)-@P(4,9)
      SFB=DX(3)
      SFA=DY(1)+DY(2)+DY(3)
      CALL PSF
      @6565=@
      SFA=DY(1)+DY(2)
      CALL PSF
      @66=@
      SFB=DX(1)+DX(2)+DX(3)
      CALL PSF
      @1616=@
```

```
SFB=DX(1)+DX(2)
CALL PSF
@11=@
SFA=DY(1)+DY(2)+DY(3)
CALL PSF
@1212=@
SFA=DY(3)
CALL PSF
@22=@
SFB=DX(3)
CALL PSF
@55=@
SFB=DX(1)+DX(2)+DX(3)
CALL PSF
@2525=@
SFA=DY(1)+DY(2)+DY(3)
CALL PSF
@A1=@
@K4(1,1)=(@A1-@6565-@1616-@1212-@2525+@11+@22+@55+@66)/4.
@P(1,9)=@P(3,7)=@K4(1,1)-@P(6,9)-@P(5,9)-@P(2,9)
RETURN
END
```

*RUN 入力配列

```
SWAL  6  60.45  2.25  2.7   0.    1.8   2.4
SWAL  6  60.45  2.25  2.7   0.    1.8   2.4   SWAL  6  60.45  2.25  2.7   0.    1.8   2
SWAL  2  60.45  2.25  2.7   0.    1.8   2.4   CEIL  2  60.    2.7   2.7   0.    5.4   5
SWAL  3  60.6   2.4   2.4   0.45  2.25  2.7   EWAL  3  60.6   2.4   2.4   0.9   3.6   5
SWAL  4  60.    1.8   2.4   0.45  2.25  2.7   WWAL  4  60.    1.8   2.4   0.    2.7   5
SWAL  5  60.45  2.25  2.7   0.6   2.4   2.4   FLOO  5  60.    2.7   2.7   0.    5.4   5
SWAL  1  60.45  2.25  2.7   0.    1.8   2.4   NWAL  1  60.45  2.25  2.7   0.6   1.8   2
5.4
```

FIN *******



熱対流解析用プログラム(非定常法)

```
C       EXPERIMENTAL ROOM   LAVATORY
C       BOUYANT CIRCULATION OF TURBULENT AIR SPACES
        DIMENSION DX(20),DY(20),OM(20,20),PS(20,20),KOSI(20)
        DIMENSION U(20,20),V(20,20),RAMDA(20,20)
        DIMENSION OMP(20,20),OMA(20,20),GKX(20,20),GKY(20,20)
        DIMENSION VOFLX(4),VOFLEX(4),TMFLX(4)
        DIMENSION STRIX(289,19),FJOSU(289),DISTAN(9,20,20)
        DIMENSION A(20,20),B(20,20),C(20,20),D(20,20)
        DIMENSION H(20,20),S(20,20),O(20,20),TMA(20,20),TM(20,20),
       1 TMP(20,20)
        DIMENSION WKC(20),WKF(20),WKR(20),WKL(20)
        DIMENSION L(7),M(7),P(30,30),PL(30),TT(24),PPL(30),RAD(24,24)
C       PR.NUMBER AND GRAVITY
        PR=1./0.71
        GRAVTY=1.27*10.0**8
        TOUT=273.
        GPT=GRAVTY/TOUT
C       HEAT SUPPLY OF ROOM  (C*RO=0.3, HEATING SPACES=0.4*0.050)
        HEATSP= 87.0/(0.3*0.4*0.050)
C       THE INITIAL CONDITION OF ROOM AIR TEMPERATURE
        TINTIA=0.0
C       THERMAL CONDUCTANCE OF WALL SURFACE  (NU*C*RO/PR )**2.E0.(1/2*DN)
        DENDO=PR*0.0561*0.3*2.
C       THERMAL CAPACITY OF WALL ( 1/100 )
        WALCAP=1./(0.2*20.0*0.025/100.)
C       COEFFICIENT OF TURBULENT KINEMATIC VISCOSITY
        TRB1=0.35
        TRB2=7.0
        TRB2=TRB2*0.0561
        DO 3002 I=1,20
        DO 3003 J=1,20
        GKX(I,J)=GKY(I,J)=0.0561
        PS(I,J)=U(I,J)=V(I,J)=OM(I,J)=0.
        TMA(I,J)=TM(I,J)=TMP(I,J)=TINTIA
 3003   OMP(I,J)=OMA(I,J)=0.
 3002   KOSI(I)=I
 3000   FORMAT(16I5)
 3001   FORMAT(8F10.4)
C       LENGTH OF THE GRIDE SMALL SPACE ,AND O.H.T.C
        READ(5,3001) (DX(I),I=1,20)
        READ(5,3001) (DY(J),J=1,20)
        DO 3030 I=1,20
 3030   WKC(I)=1.1695
        DO 3031 J=1,20
 3031   WKR(J)=6.2228
        DO 3032 J=1,13
 3032   WKL(J)=1.1695
        DO 3033 J=14,20
 3033   WKL(J)=0.6454
        DO 3034 I=1,7
 3034   WKF(I)=1.0629
        DO 3035 I=8,20
 3035   WKF(I)=1.1695
C       TIME (HOUR)
        T=0.0
C       SHAPE FACTOR
        READ(5,3000) (L(I),I=1,7)
        READ(5,3000) (M(J),J=1,7)
```

```
      CALL SHAPEF(DX,DY,L,M,P,PL)
      EPSI=0.9
      MITISU=24
      ECBK=EPSI*4.88*1.01
      CALL TJUHAN(P,EPSI,RAD,MITISU)
C     MEMORY OUT FROM MT
      READ(5,3000) MEMOIN,MEMOOT
 1100 FORMAT(    13E10.3)
 1101 FORMAT(     8E15.6)
      IF(MEMOOT.EQ.0) GO TO 3800
      DO 3801 J=1,20
      READ(2,1100) (  U(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) (  V(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) ( PS(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) ( OM(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) (OMA(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) (OMP(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) ( TM(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) (TMA(I,J),I= 1,13)
      READ(2,1100) (TMP(I,J),I= 1,13)
 3801 CONTINUE
      DO 3802 J=1,20
      READ(2,1100) (  U(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) (  V(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) ( PS(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) ( OM(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) (OMA(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) (OMP(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) ( TM(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) (TMA(I,J),I=14,20)
      READ(2,1100) (TMP(I,J),I=14,20)
 3802 CONTINUE
      READ(2,1101) T
      REWIND 2
 3800 MEMOOT=MEMOOT
C     VORTEX SCALL OF GRIDE
      IDX1=JDY1=1
      IDX2=20
      JDY2=20
      CALL VORTEX(DX,DY,RAMDA,IDX1,IDX2,JDY1,JDY2)
C     CLASSIFICATION OF DISANCE IN THE MAIN ROOM
      DO 4173 MU=1,9
      DO 4173 I=1,2
      DO 4173 J=1,2
 4173 DISTAN(MU,I,J)=0.
      DO 4170 J=3,19
      Y=DY(J)+DY(J-1)
      PDY1=1./DY(J-1)
      PDY2=1./DY(J)
      PY=PDY1*PDY2
      DO 4170 I=3,19
      X=DX(I)+DX(I-1)
      PDX1=1./DX(I-1)
      PDX2=1./DX(I)
      PX=PDX1*PDX2
      DISTAN(1,I,J)=3.*X*Y*(PX+PY)
      DISTAN(2,I,J)=Y*(3.*PDX2-DX(I)*PY)
      DISTAN(3,I,J)=DY(J-1)*PDX2+DX(I)*PDY1
```

```
      DISTAN(4,I,J)=X*(3.*PDY1-DY(J-1)*PX)
      DISTAN(5,I,J)=DY(J-1)*PDX1+DX(I-1)*PDY1
      DISTAN(6,I,J)=Y*(3.*PDX1-DX(I-1)*PY)
      DISTAN(7,I,J)=DY(J)*PDX1+DX(I-1)*PDY2
      DISTAN(8,I,J)=X*(3.*PDY2-DY(J)*PX)
 4170 DISTAN(9,I,J)=DY(J)*PDX2+DX(I)*PDY2
C     KESU-KO NO KESAN   ** INTEGLATION METHOD
      DO 3987 NJOSU=1,289
      DO 3987 MCKETA=1,19
 3987 STRIX(NJOSU,MCKETA)=0.
      ITKAI=0
      DO 170 J=3,19
      DO 170 I=3,19
      JOSU=(I-2)+(J-3)*17
      IF((J.EQ.19).AND.(I.EQ.19)) GO TO 151
      IF(J.EQ.19) GO TO 150
      IF(I.EQ.19) GO TO 160
      IF(I.EQ.3) GO TO 161
      STRIX(JOSU,17)=-DISTAN(7,I,J)
  161 STRIX(JOSU,2)=-DISTAN(2,I,J)
      STRIX(JOSU,18)=-DISTAN(8,I,J)
      STRIX(JOSU,19)=-DISTAN(9,I,J)
      GO TO 151
  160 STRIX(JOSU,18)=-DISTAN(8,I,J)
      STRIX(JOSU,17)=-DISTAN(7,I,J)
      GO TO 151
  150 STRIX(JOSU,2)=-DISTAN(2,I,J)
  151 STRIX(JOSU,1)=DISTAN(1,I,J)
  170 CONTINUE
C     DT TIME OF START  (DT=0.001 HOUR)
      DT=0.001
      NKAI=1
C     BOUNDARY DISTANCE (VORTISITY ON WALL SURFACE)
      PDY2=1./DY(2)
      PDY16=1./DY(19)
      PDX2=1./DX(2)
      PDX17=1./DX(19)
      DY2U=1./(DY(2)**2)
      DY25D=1./(DY(19)**2)
      DX2R=1./(DX(2)**2)
      DX25L=1./(DX(19)**2)
C     MAIN CALCULATION ROOP
      DO 3599 K=1,6
      PPL(K)=1./PL(K)
      PPL(19-K)=1./PL(19-K)
      PPL(K+6)=1./PL(K+6)
      PPL(25-K)=1./PL(25-K)
 3599 CONTINUE
C     BOUNDARY CONDITION START NUMBER N,NC12,NF12,NWL12,NWR12
      N=2
      DO 1000 NDT=1,4000
C     JOSU-KO NO KESAN  **INTEGLATION METHOD
      DO 101 J=3,19
      DO 101 I=3,19
      WORTEX=(OM(I,J)*DX(I)*DY(J)+OM(I-1,J)*DX(I-1)*DY(J)
     1       +OM(I-1,J-1)*DX(I-1)*DY(J-1)+OM(I,J-1)*DX(I)*DY(J-1))*2.
      IF(J.EQ.3) GO TO 120
      IF((J.GT.3).AND.(J.LT.19)) GO TO 130
```

```
      PSPSUM=PS(I-1,J+1)*DISTAN(7,I,J)+PS(I,J+1)*DISTAN(8,I,J)
     1 +PS(I+1,J+1)*DISTAN(9,I,J)
      IF(I.EQ.3) GO TO 141
      IF((I.GT.3).AND.(I.LT.19)) GO TO 199
      PSPSUM=PSPSUM+PS(I+1,J-1)*DISTAN(3,I,J)+PS(I+1,J)*DISTAN(2,I,J)
      GO TO 199
  141 PSPSUM=PSPSUM+PS(I-1,J-1)*DISTAN(5,I,J)+PS(I-1,J)*DISTAN(6,I,J)
      GO TO 199
  120 PSPSUM=PS(I-1,J-1)*DISTAN(5,I,J)+PS(I,J-1)*DISTAN(4,I,J)
     1 +PS(I+1,J-1)*DISTAN(3,I,J)
      IF(I.EQ.3) GO TO 121
      IF((I.GT.3).AND.(I.LT.19)) GO TO 199
      PSPSUM=PSPSUM+PS(I+1,J)*DISTAN(2,I,J)+PS(I+1,J+1)*DISTAN(9,I,J)
      GO TO 199
  121 PSPSUM=PSPSUM+PS(I-1,J)*DISTAN(6,I,J)+PS(I-1,J+1)*DISTAN(7,I,J)
      GO TO 199
  130 PSPSUM=0.
      IF(I.EQ.3) GO TO 131
      IF((I.GT.3).AND.(I.LT.19)) GO TO 199
      PSPSUM=PS(I+1,J-1)*DISTAN(3,I,J)+PS(I+1,J)*DISTAN(2,I,J)
     1 +PS(I+1,J+1)*DISTAN(9,I,J)
      GO TO 199
  131 PSPSUM=PS(I-1,J-1)*DISTAN(5,I,J)+PS(I-1,J)*DISTAN(6,I,J)
     1 +PS(I-1,J+1)*DISTAN(7,I,J)
  199 JOSU=(I-2)+(J-3)*17
      FJOSU(JOSU)=WORTEX+PSPSUM
  101 CONTINUE
      CALL ARAI(STRIX,FJOSU,NJOSU,MCKETA,ITKAI)
      ITKAI=ITKAI+1
C     STREAM FUNCTION OF GRIDE (CHANGING FROM BAND MATRIX)
      DO 123 J=3,19
      DO 123 I=3,19
      JOSU=(I-2)+(J-3)*17
  123 PS(I,J)=        FJOSU(JOSU)
C     MEAN TEMPERATURE OF SMALL PLANE
      DO 3500 K=1,6
      TT(K)=TT(19-K)=0
      DO 3501 K1=L(K)+1,L(K+1)
      TT(K)=TT(K)+DX(K1)*TM(K1,1)*PPL(K)
 3501 TT(19-K)=TT(19-K)+DX(K1)*TM(K1,20)*PPL(19-K)
      TT(K+6)=TT(25-K)=0.
      DO 3502 K1=M(K)+1,M(K+1)
      TT(K+6)=TT(K+6)+DY(K1)*TM(20,K1)*PPL(K+6)
 3502 TT(25-K)=TT(25-K)+DY(K1)*TM(1,K1)*PPL(25-K)
 3500 CONTINUE
C     BOUNDARY CONDITION
      CAP=DT*WALCAP
      NC12=0
      NF12=0
      DO 701 I=2,19
      OMP(I,1)=(PS(I,3)-PS(I,2)+PS(I+1,3)-PS(I+1,2))*(-DY2U)
      IF(I-L(N+NC12)) 524,524,525
  525 NC12=NC12+1
  524 DRN=0.
      DO 527 K24=1,24
  527 DRN=  RAD(K24,1+NC12  )*ECBK*(TT(K24)-TT(1+NC12))+DRN
      TMP( I, 1)=CAP*(DRN-WKC(I)*TM( I, 1)+DENDO*PDY2 *
     1           (TM( I, 2)-TM( I, 1)))+TM( I, 1)
```

```
      OMP(I,20)=(PS(I,19)-PS(I,20)+PS(I+1,19)-PS(I+1,20))*(-DY25D)
      IF(I-L(N+NF12)) 724,724,725
  725 NF12=NF12+1
  724 DRN=0.
      DO 727 K24=1,24
  727 DRN= RAD(K24,18-NF12)*ECBK*(TT(K24)-TT(18-NF12))+DRN
      TMP( I,20)=CAP*(DRN-WKF(I)*TM( I,20)+DENDO*PDY16*
     1          (TM( I,19)-TM( I,20)))+TM( I,20)
  701 CONTINUE
      NWL12=0
      NWR12=0
      DO 1701 J=2,19
      OMP(1,J)=(PS(3,J)-PS(2,J)+PS(3,J+1)-PS(2,J+1))*(-DX2R)
      IF(J-M(N+NWL12)) 824,824,825
  825 NWL12=NWL12+1
  824 DRN=0.
      DO 827 K24=1,24
  827 DRN= RAD(K24,24-NWL12)*ECBK*(TT(K24)-TT(24-NWL12))+DRN
      TMP( 1, J)=CAP*(DRN-WKL(J)*TM( 1, J)+DENDO*PDX2 *
     1          (TM( 2, J)-TM( 1, J)))+TM( 1, J)
      OMP(20,J)=(PS(19,J)-PS(20,J)+PS(19,J+1)-PS(20,J+1))*(-DX25L)
      IF(J-M(N+NWR12)) 624,624,625
  625 NWR12=NWR12+1
  624 DRN=0.
      DO 627 K24=1,24
  627 DRN= RAD(K24,7+NWR12)*ECBK*(TT(K24)-TT(7+NWR12))+DRN
      TMP(20, J)=CAP*(DRN-WKR(J)*TM(20, J)+DENDO*PDX17*
     1          (TM(19, J)-TM(20, J)))+TM(20, J)
 1701 CONTINUE
C     VELOCITY AND TURBULENT KINEMATIC VISCOCITY
      DO 702 I=2,19
      PDX=1./DX(I)
      DO 702 J=2,19
      IF(I.EQ.2) GO TO 703
      U(I,J)=-(PS(I,J)-PS(I,J+1))/DY(J)
  703 IF(J.EQ.2) GO TO 702
      V(I,J)= (PS(I+1,J)-PS(I,J))*PDX
  702 CONTINUE
C     VELOCITY FOR ISO-FLOW
      DO 110 I=2,18
      DO 110 J=3,18
      GKX(I,J)=TRB1*((RAMDA(I,J)+RAMDA(I+1,J))*0.5)**2*ABS(OM(I,J)+
     1         OM(I+1,J))*0.5+TRB2
  110 CONTINUE
      DO 111 I=3,18
      DO 111 J=2,18
      GKY(I,J)=TRB1*((RAMDA(I,J)+RAMDA(I,J+1))*0.5)**2*ABS(OM(I,J)+
     1         OM(I,J+1))*0.5+TRB2
  111 CONTINUE
      DT=0.001
C     HEAT OR VORTICITY BALLANCE OF GRIDE SMALL SPACES
      DO 300 I=2,19
      X1=2./(DX(I+1)+DX(I))
      X2=2./(DX(I)+DX(I-1))
      PDX=1./DX(I)
      DO 300 J=2,19
      PDY=1./DY(J)
C     UP-STREAM FUNCTION
```

```
      IF(U(I+1,J)-0.) 302,301,301
  301 VOFLX(1)=VOFLEX(1)=TMFLX(1)=0.
      GO TO 303
  302 VOFLEX(1)=U(I+1,J)*(-PDX)
      VOFLX(1)=VOFLEX(1)*OM(I+1,J)
      TMFLX(1)=VOFLEX(1)*TM(I+1,J)
  303 IF(V(I,J)-0. ) 305,304,304
  304 VOFLX(2)=VOFLEX(2)=TMFLX(2)=0.0
      GO TO 306
  305 VOFLEX(2)=V(I,J)*(-PDY)
      VOFLX(2)=VOFLEX(2)*OM(I,J-1)
      TMFLX(2)=VOFLEX(2)*TM(I,J-1)
  306 IF(U(I,J)-0. ) 308,308,307
  307 VOFLEX(3)=U(I,J)*PDX
      VOFLX(3)=VOFLEX(3)*OM(I-1,J)
      TMFLX(3)=VOFLEX(3)*TM(I-1,J)
      GO TO 309
  308 VOFLX(3)=VOFLEX(3)=TMFLX(3)=0.0
  309 IF(V(I,J+1)-0.) 310,310,311
  310 VOFLX(4)=VOFLEX(4)=TMFLX(4)=0.0
      GO TO 312
  311 VOFLEX(4)=V(I,J+1)*PDY
      VOFLX(4)=VOFLEX(4)*OM(I,J+1)
      TMFLX(4)=VOFLEX(4)*TM(I,J+1)
C     FILTLATION OR VENTILATION OF THE GRIDE SMALL SPACES
  312 A(I,J)=VOFLX(1)+VOFLX(2)+VOFLX(3)+VOFLX(4)
      H(I,J)=TMFLX(1)+TMFLX(2)+TMFLX(3)+TMFLX(4)
      B(I,J)=VOFLEX(1)+VOFLEX(2)+VOFLEX(3)+VOFLEX(4)
      Y1=2./(DY(J-1)+DY(J))
      Y2=2./(DY(J)+DY(J+1))
C      DIFFUSION OF THE GRIDE SMALL SPACES EACH OTHER
      C(I,J)= (GKX(I,J)*OM(I+1,J)*X1+GKX(I-1,J)*OM(I-1,J)*X2)*PDX+
     1       (GKY(I,J-1)*OM(I,J-1)*Y1+GKY(I,J)*OM(I,J+1)*Y2)*PDY
      D(I,J)= (GKX(I,J)*X1+GKX(I-1,J)*X2)*PDX+
     1        (GKY(I,J-1)*Y1+GKY(I,J)*Y2)*PDY
      S(I,J)=((GKX(I,J)*TM(I+1,J)*X1+GKX(I-1,J)*TM(I-1,J)*X2)*PDX+
     1       (GKY(I,J-1)*TM(I,J-1)*Y1+GKY(I,J)*TM(I,J+1)*Y2)*PDY)*PR
C     BOUYANCY
      O(I,J)=-GPT*((DX(I)*TM(I+1,J)+DX(I+1)*TM(I,J))*X1
     1           -(DX(I-1)*TM(I,J)+DX(I)*TM(I-1,J))*X2)*0.5*PDX
C     CHECK OF DT
      DTMAX=0.95/(D(I,J)*PR+B(I,J))
      IF(DT-DTMAX) 300,399,399
  399 DT=DTMAX
  300 CONTINUE
      T=T+DT
C     TEMPERATURE OR VORTICITY
      DO 388 I=2,19
      DO 388 J=2,19
      TMSIGM=S(I,J)       +H(I,J)
      VOSIGM=C(I,J)       +A(I,J) +O(I,J)
      IF((I.LE.4).AND.(J.GE.14)) GO TO 389
      GO TO 390
  389 TMSIGM=TMSIGM+HEATSP
  390 FLOG2=DT*(D(I,J)*PR+B(I,J))
      FLOG1=DT*(D(I,J)+B(I,J))
      IF(NDT-3) 330,331,331
C     DT TIME STEP METHOD
```

```
  330 DELT=DT
      TMEG=TM(I,J)
      OMEG=OM(I,J)
      FLOGT=1.
      FLOG=1.
      GO TO 332
C     LEAP FLOG METHOD
  331 DELT=2*DT
      TMEG=TMA(I,J)
      OMEG=OMA(I,J)
      FLOGT=1.+FLOG2
      FLOG=1.+FLOG1
  332 TMP(I,J)=(DELT*TMSIGM+(1.-FLOG2                    )    *TMEG)/FLOGT
      OMP(I,J)=(DELT*VOSIGM+(1.-FLOG1                    )    *OMEG)/FLOG
  388 CONTINUE
C     CHANGING PART FROM ,P, INTO ,A, TIME OF TERM
      DO 340 I=1,20
      DO 340 J=1,20
      TMA(I,J)=TM(I,J)
      TM(I,J)=TMP(I,J)
      OMA(I,J)=OM(I,J)
  340 OM(I,J)=OMP(I,J)
C     PRINT OUT OR MEMORY INTO MT
      IF(NKAI-NDT/400) 1000,1001,1000
 1001 MN=1
      WRITE(6,4002) NDT,T,DT
 4002 FORMAT(1H ,I10,F10.6,E10.3)
      WRITE(6,1003) (KOSI(I),I=1,13)
      DO 1004 J=1,20,MN
 1004 WRITE(6,1005) J,(TM(I,J),I=1,13)
      WRITE(6,1003) (KOSI(I),I=14,20)
      DO 1006 J=1,20,MN
 1006 WRITE(6,1005) J,(TM(I,J),I=14,20)
 1005 FORMAT(1H ,I2,1X,13E10.3)
 1003 FORMAT(1H ,3X,13I10)
      NKAI=NKAI+1
      DO 1014 J=1,20,MN
 1014 WRITE(6,1005) J,(PS(I,J),I=1,13)
      DO 1016 J=1,20,MN
 1016 WRITE(6,1005) J,(PS(I,J),I=14,20)
      IF(NDT.NE.4000) GO TO 1000
C     MEMORY OF THE CALCULATING RESULTS INTO THE MT.
      IF(MEMOIN.EQ.0) GO TO 3700
      DO 3701 J=1,20
      WRITE(2,1100) (  U(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) (  V(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) ( PS(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) ( OM(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) (OMA(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) (OMP(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) ( TM(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) (TMA(I,J),I=1,13)
      WRITE(2,1100) (TMP(I,J),I=1,13)
 3701 CONTINUE
      DO 3702 J=1,20
      WRITE(2,1100) (  U(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) (  V(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) ( PS(I,J),I=14,20)
```

```
      WRITE(2,1100) ( OM(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) (OMA(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) (OMP(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) ( TM(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) (TMA(I,J),I=14,20)
      WRITE(2,1100) (TMP(I,J),I=14,20)
 3702 CONTINUE
      WRITE(2,1101) T
      REWIND 2
 3700 MEMOIN=MEMOIN
      DO 1106 J=1,20
 1106 WRITE(6,1005) J,(RAMDA(I,J),I=1,13)
      DO 1107 J=1,20
 1107 WRITE(6,1005) J,(RAMDA(I,J),I=14,20)
      WRITE(6,1005) IDX1,(DX(I),I=1,13)
      WRITE(6,1005) IDX2,(DX(I),I=14,20)
      WRITE(6,1005) JDY1,(DY(J),J=1,13)
      WRITE(6,1005) JDY2,(DY(J),J=14,20)
      DO 1206 J=1,20
 1206 WRITE(6,1005) J,(GKX  (I,J),I=1,13)
      DO 1207 J=1,20
 1207 WRITE(6,1005) J,(GKX  (I,J),I=14,20)
      DO 1306 J=1,20
 1306 WRITE(6,1005) J,(GKY  (I,J),I=1,13)
      DO 1307 J=1,20
 1307 WRITE(6,1005) J,(GKY  (I,J),I=14,20)
 1000 CONTINUE
      STOP
      END
C     SUBROUTINE OF ARAI*S MATRIX  バンドマトリックスの解法ひ
      SUBROUTINE ARAI(STRIX,FJOSU,NJOSU,MCKETA,ITKAI)
      DIMENSION STRIX(289,19),FJOSU(289)
      IF(ITKAI.NE.0) GO TO 100
      DO 11 K=1,NJOSU-1
      IF(NJOSU-K+1-MCKETA) 20,30,30
   20 N1=NJOSU-K+1
      GO TO 40
   30 N1=MCKETA
   40 DO 11 J=2,N1
      IF(STRIX(K,J).EQ.0.0) GO TO 11
      TEMP=STRIX(K,J)/STRIX(K,1)
      DO 10 I=2,J
      IK=K+I-1
      JI=J-I+1
   10 STRIX(IK,JI)=STRIX(IK,JI)-STRIX(K,I)*TEMP
   11 CONTINUE
  100 DO 110 K=1,NJOSU-1
      IF(NJOSU-K+1-MCKETA) 120,130,130
  120 N1=NJOSU-K+1
      GO TO 140
  130 N1=MCKETA
  140 DO 110 J=2,N1
      KJ=K+J-1
  110 FJOSU(KJ)=FJOSU(KJ)-FJOSU(K)*STRIX(K,J)/STRIX(K,1)
      FJOSU(NJOSU)=FJOSU(NJOSU)/STRIX(NJOSU,1)
      DO 50 K=1,NJOSU-1
      KN=NJOSU-K
      IF(K-MCKETA) 60,70,70
```

```
      60 MB=K+1
         GO TO 80
      70 MB=MCKETA
      80 DO 90 J=2,MB
         KMC=KN+J-1
      90 FJOSU(KN)=FJOSU(KN)-STRIX(KN,J)*FJOSU(KMC)
      50 FJOSU(KN)=FJOSU(KN)/STRIX(KN,1)
         RETURN
         END
         SUBROUTINE VORTEX(DX,DY,RAMDA,IDX1,IDX2,JDY1,JDY2)  渦寸法の計算
         DIMENSION DX(20),DY(20),RAMDA(20,20)
         RH=RL=0.
         DO 10 I=IDX1,IDX2
      10 RL=RL+DX(I)
         DO 11 J=JDY1,JDY2
      11 RH=RH+DY(J)
         DXSUM=0.
         DO 20 I=IDX1,IDX2
         DXSUM=DXSUM+DX(I)
         TX=DXSUM-DX(I)*0.5
         IF(TX-RL*0.5) 21,21,22
      22 TX=RL-TX
      21 DYSUM=0.
         DO 30 J=JDY1,JDY2
         DYSUM=DYSUM+DY(J)
         TY=DYSUM-DY(J)*0.5
         IF(TY-RH*0.5) 31,31,32
      32 TY=RH-TY
      31 IF(TX-TY) 40,40,41
      40 RAMDAL=TX
         GO TO 50
      41 RAMDAL=TY
      50 RAMDA(I,J)=0.575*RAMDAL
         IF(RAMDA(I,J)-RH*0.1) 30,30,53
      53 RAMDA(I,J)=RH*0.1
      30 CONTINUE
      20 CONTINUE
         RETURN
         END
C        SHAPE FACTOR (24 PLANE=6DIVIEDED*4 C=F IS L,,RW=LW IS M) 形態係数
C        SUBROUTINE OF VORTICITY SCALE
         SUBROUTINE SHAPEF(DX,DY,L,M,P,PL)
         DIMENSION DX(20),DY(20),L(7),M(7),P(30,30),PL(30)
         DO 100 I=1,6
         PL(I)=PL(19-I)=0
         DO 101 K=L(I)+1,L(I+1)
         PL(I)=PL(I)+DX(K)
     101 PL(19-I)=PL(19-I)+DX(K)
         PL(I+6)=PL(25-I)=0
         DO 102 K=M(I)+1,M(I+1)
         PL(I+6)=PL(I+6)+DY(K)
     102 PL(25-I)=PL(25-I)+DY(K)
     100 PL(24+I)=PL(I)
         DO 200 I=1,30
         DO 200 J=1,30
     200 P(I,J)=0.
         DO 201 M1=1,4
         I1=1+6*(M1-1)
```

```
      DO 402 J=19,24
  402 P(J,I)=P(I,J)*PL(J)/PL(I)
      DO 403 I=19,24
      DO 403 J=1,7
  403 P(J,I)=P(I,J)*PL(J)/PL(I)
      RETURN
      END
C     RADIOSITY                          多重反射の輻射伝達関数
      SUBROUTINE TJUHAN(P,EPSI,RAD,MITISU)
      DIMENSION BETA(25,25),RADIO(24),RAD(24,24),P(30,30)
      DO 9101 LL=1,MITISU
      DO 9101 KK=1,MITISU
      IF(LL.EQ.KK) GO TO 9102
      BETA(KK,LL)=(1.-EPSI)*P(LL,KK)
      GO TO 9101
 9102 BETA(KK,LL)=(1.-EPSI)*P(LL,KK)-1.
 9101 CONTINUE
      KT=MITISU+1
      JYOSU=MITISU+1
      EPS=10.0**(-5)
      DO 9199 NBAN=1,MITISU
      DO 9200 JOSU=1,MITISU
      I1=NBAN
      I2=JOSU
 9200 BETA(JOSU,MITISU+1)=EPSI*P(I1,I2)*(-1)
      CALL GAUSES(BETA,KT,JYOSU,EPS,RADIO,ILL)
      DO 9198 JOSU=1,MITISU
 9198 RAD(NBAN,JOSU)=RADIO(JOSU)
 9199 CONTINUE
      RETURN
      END
¥RUN
DX  0.000   0.0125  0.0125  0.025   0.050   0.100   0.200   0.3
    0.300   0.300   0.300   0.300   0.300   0.200   0.100   0.0
    0.025   0.0125  0.0125  0.000
DY  0.000   0.0125  0.0125  0.025   0.050   0.100   0.200   0.2
    0.241   0.242   0.242   0.241   0.241   0.200   0.100   0.0
    0.025   0.0125  0.0125  0.000
L   1   5   7   10  13  15  20
M   1   5   7   10  13  15  20
    1   1
¥FD   F02,FILE=(OLD,FN1327.S1),UNIT=MTO,VOL=(SPEC,MAM269),DEVD=TA
```

FIN *******

