

大林組回転式空調実験室の熱負荷特性(第一報)

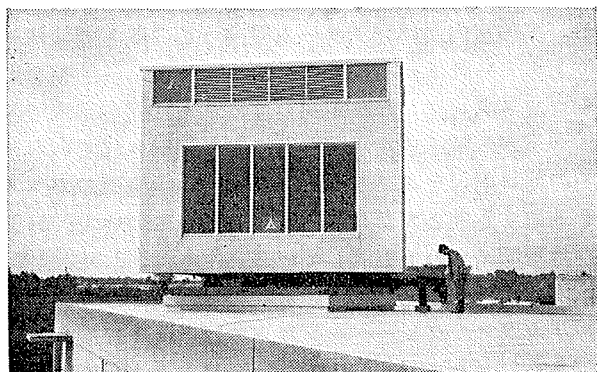
田中辰明

概 要

建物の空気調和における熱負荷特性を正確にとらえ、経済的な空気調和設備の設計が行なえる基礎資料を得る事を目的とした回転式空調実験室が昭和41年7月大林組技術研究所に竣工し、装置の熱負荷特性や、気象について同年夏から秋にかけ予備実験を行なったので、それを第一報として報告する。

1. 回転式空調実験室について

1.1. 装置の意義



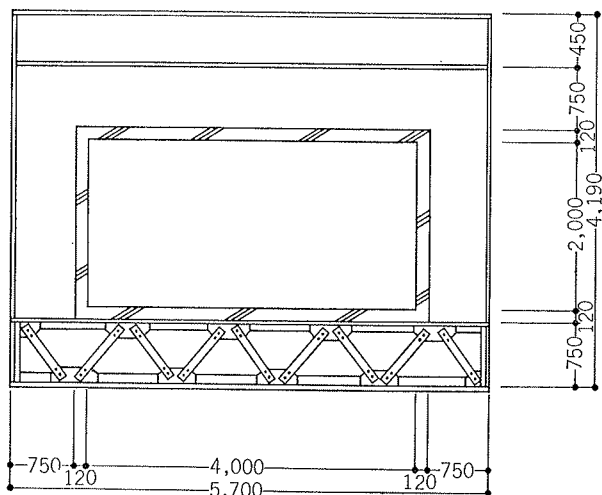
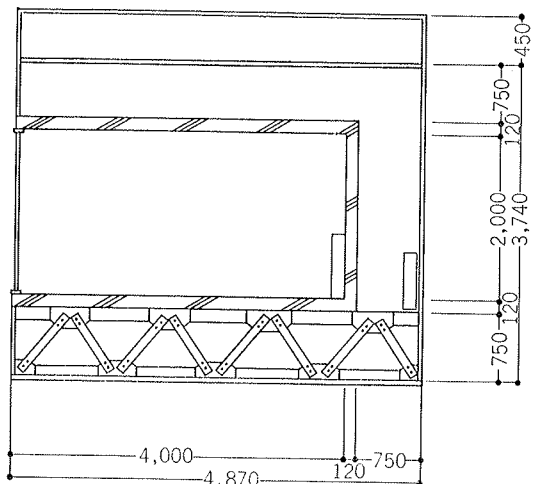
図一 大林組回転式空調実験室

最近暖冷房負荷計算のための資料もかなり整備され、一応の算定には支障のないようになってきた。しかし建築基準法の改正により超高層建築が出現するにおよび現在行なわれている負荷算定法が再検討され、種々問題点が指摘されるようになった。また、最近の建築の方向として従来のマッシブな窓の少ないものから、軽構造の熱容量の少ないものになってきており、一方近代建築の特徴としての窓面積の増大は日射熱取得の増大をまねく結果となってきた。従来のマッシブな建築であれば、夜間や明け方の冷気が蓄熱されていて昼間日射量が急激に増した時相殺されていたが、最近の建築では外壁の熱容量が少なく、ガラス透過の日射量が建物に与える影響が非常に多くなる傾向になってきた。また、従来の負荷計算法では日射があるとそのまま直ちに室内熱取得になるように計算していたが、実際はいったん床や家具に蓄熱された後、ある時間的遅れを伴って室温上昇となる事が指摘され、早大設備研究室を中心に模型室による試験や多くの建物の実測研究がなされた結果、負荷計算と実負荷が合致しないことが報告されるに至った。同じ建物に対して冷凍機やボイラーが処理しなければならぬ負荷を

できるだけ少なくしたい、そのためにゾーニングをうまく計画し、建物内で熱エネルギーを一方から一方へ移動する事により負荷を軽減する方式が検討されるようになった。そのためには蓄熱槽の特性を十分に極める事や、建物の熱負荷の変動について十分な研究とその資料を得る事が必要になってきた。我々建設業者の設備担当者は、より快適な室内環境を作る設備をもつ建物を安い費用で建設し安い費用で維持できるように設計し施工する責任を負わされている。そこで緻密な負荷計算を行なえる基礎資料が得られるよう、早大井上宇市教授、木村建一講師の御指導をいただき回転式空調実験室を完成させたのである。

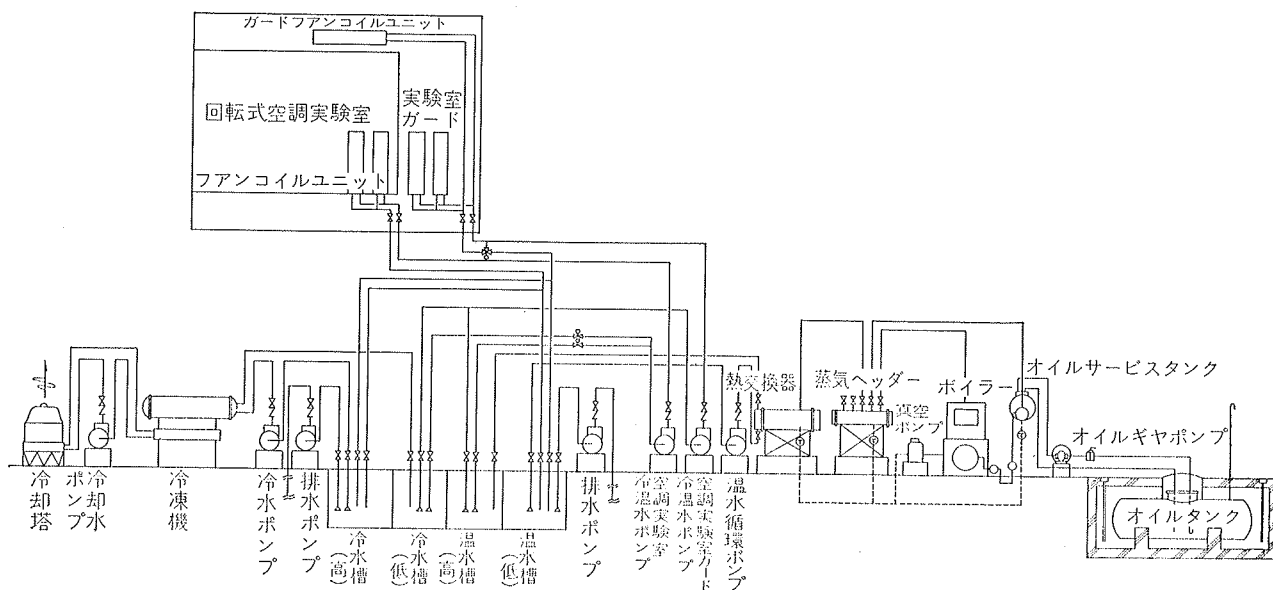
1.2. 装置の概要

回転式空調実験室はある部屋の相当大きな模型と考えればよく、建物架台に回転装置がつき、東西南北どの方位にでも向くようになっている。これは別に太陽を追って部屋を回転させるのではなく、同じ部屋について方位を変えた時の熱負荷特性を知るため回転できるようにしているのであり、一度ある方位に向け実験室を固定してしまおうとその方位に関しての実験が終るまでの相当長い間は回転させないものである。建物前面のみが全面ガラス(5mm, 透明)で実験室有効空間は4m×4m×2m(天井高)で構造は鉄筋コンクリート、内部もコンクリート打ち放しのままである。実験室は前面を除く五面はそれぞれ巾75cmのガードルームにおおわれている。ガードルームの外壁はスタイロフォーム50mm(25mmを2枚目違い張り)により断熱され、アルミニウム角波板により仕上げられている。屋根の部分は日射の影響を多く受けるのでガードルームの上にさらに屋根裏を設けガラリーを設け自然換気により熱を除去している。実験室内にはSF-400型ファンコイルユニット2台により取得熱を除きまたは損失熱を補うようになっていて、熱量の測定方法は配管途中にオーバル型微小流量計を設け行きと返りの配管の実験室のすぐ近くにチーズを用いプラグ止めとしそこにサーモカップルを挿入し30分ごとに流量を読み



図一 回転式空調実験室 断面図

流量と温度差の積から熱量を測った。この方法は微小流量計もキャリブレーションの結果きわめて誤差が少ない事から正確な熱量を知る事はできるが手間がかかるものである。今冬より熱量計が入り熱量を測定室内で時々刻々知れるようになるので楽になると思う。実験室内のファンコイルユニットには機械室の冷温水ポンプから室温を希望の温度(一般に夏期は26°C, 冬期20°C)一定に保つように二方弁により温冷水の割合を変えて送られている。その制御はPID方式により電子空気式で行なわれている。ガードルームにもファンコイルユニット SF 600型2台と SC 600型1台が置かれ、電子管式比例動作により三方弁を用い、ガードルームの室温が実験室室温を微小温度差で追いかけていくよう追従制御または実験室の室温には関係のない単独制御ができるようになっていいる。追従制御するという事は実験室の上の部屋も下の部屋も隣の部屋も実験室と同じ条件で空調されており熱の授受は前面のガラスを通してのみ行なわれると考えて解析が行なえる。実験室内、コンクリート壁内(この壁が間仕切り壁と考えられる)には表面を含め至る所、各種深さに銅コンスタントンの熱電対が埋め込まれ測定室内で各所温度が、電子式指示記録計により記録されている。その他日射量をエプリー日射計を用い垂直面のガラスを透過する前とガラスを透過してからについて、および水平面について実測している。また、外気の温湿度、風向、風速も自記されている。実験室前面のガラスはペアガラス、グレーペーンなど種類を換えて使う事もできるし、ルーバーによるサンコントロールの実験、日射によるヒートゲインの測定、実物室に対する冷房負荷の研究などが行なえる。回転式空調実験室に関する配管系統図を図一3に示す。これらの機器は当所空調実験室内の他の実験にも使える温冷熱源となっている。機器リストを表一に示す。



図一3 回転式空調実験室系統図

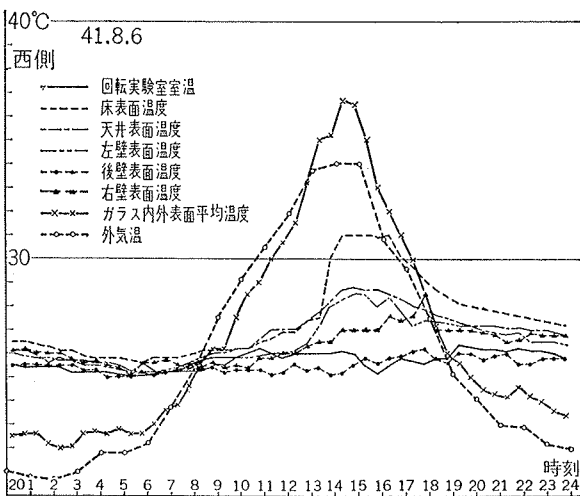
番号	名称	仕様
1	ボイラ	M1507S 204.2kg/h サンレイH型 0.4kW ヒーター 1kW
2	熱気ヘッダー	200φ×1200L
3	熱交換器	7000L/分 4 500φ×1200L
4	サービスタンク	100L 蒸気ヒーター
5	真空給水ポンプ	VWK-300 300EDR
6	蒸気ポンプ	KP-2 径φ×3.51/分×3.5kg/cm ² ×5/分
7	温水循環ポンプ	OV-MH 40φ 120L/分×8m×0.75kW
8	回転実験室→下温水ポンプ	P RK 25φ 12L/分×10m×0.2kW
9	回転実験室←上温水ポンプ	FK 25φ 12L/分×10m×0.2kW
10	冷水循環ポンプ	OV-MH 40φ 71L/分×8m×0.75kW
11	冷水ポンプ	OV-MH 50φ 195L/分×8m×0.75kW
12	クーリングユニット	DLC-75W 7.5kW
13	オイルタンク	1000L 800φ×2000L 地下埋設油タンク
14	冷却扇	15トン 195L/分 0.4kW
15	自動制御用コンプレッサー	日立スーパーベコシ 47.5L/分 200V×0.2kW
16	全上用アラームアラーム	ACT-30

表一 回転式空調実験室機器リスト

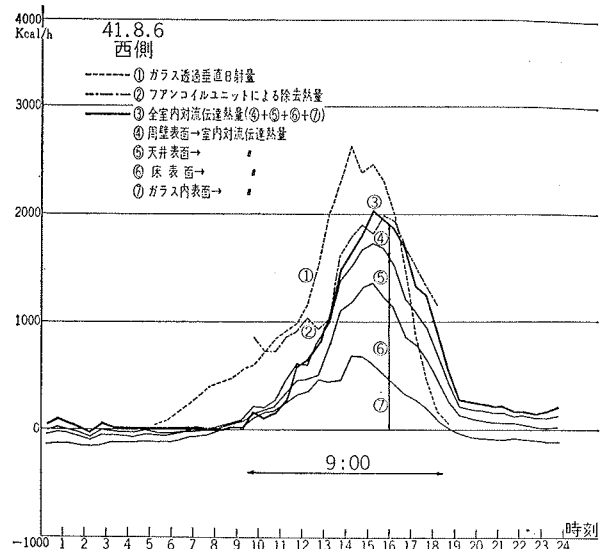
2. 回転式空調実験室の熱負荷特性

2.1. 夏期の熱負荷特性

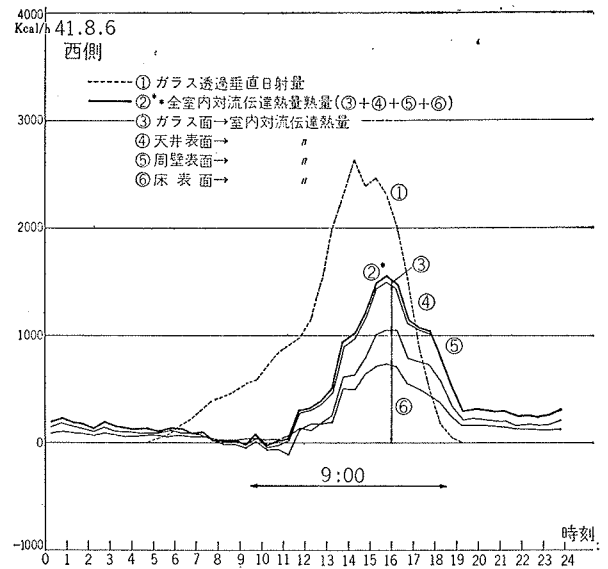
夏期に行なった実験データとして8月6日、8月8日(ともに装置は西を向いている)と8月20日(装置は東を向いている)を示す。解析に際しては窓ガラスを透過して入ってくる日射熱はそれが当たる床や壁を温め、温められた床や壁からの再ふく射または反射により他の壁や天井が温められる、そうやって室内側各表面が全般的に温められるがその過程において表面から対流熱伝達が生じ室内空気中で温められ、それがガラス透過の日射熱並びに室内外温度差によりガラスを貫流して入ってくる熱による冷房負荷であると解釈した。そしてその熱量はファンコイルユニットにより除去され記録されている。実験室温を一定に保持するためのPIDによる制御装置が完成したのは9月に入ってからであったのでそれ以前は手動コントロールを行なったので図一4、図一8、図一11に見られるように装置運転中必ずしも室温一定には保たれていない。



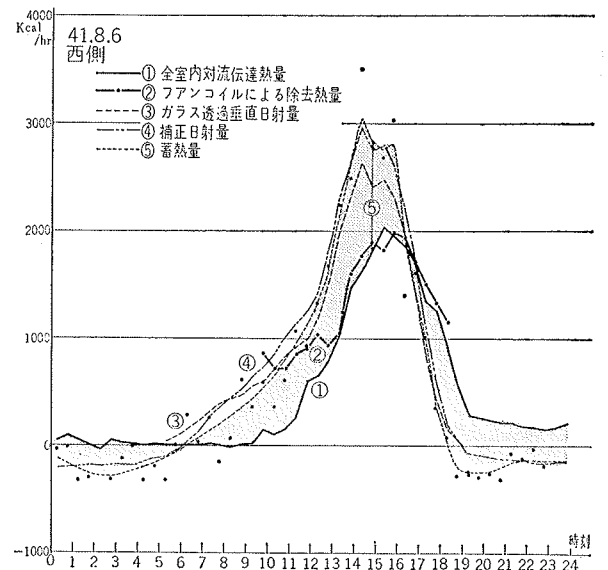
図一4 温度測定値



図一5 負荷曲線



図一6 負荷曲線



図一7 負荷曲線

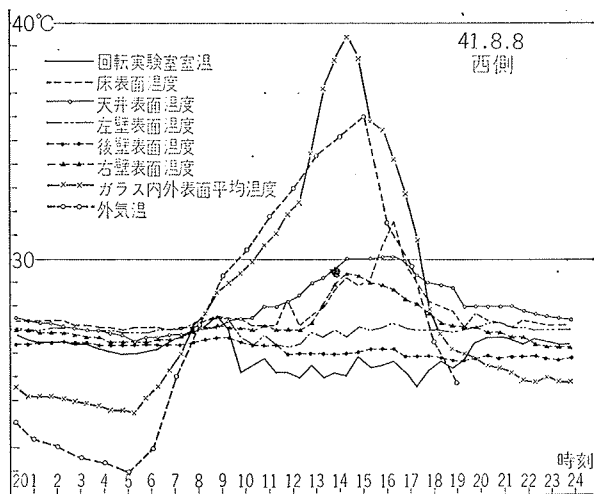


図-8 温度測定値

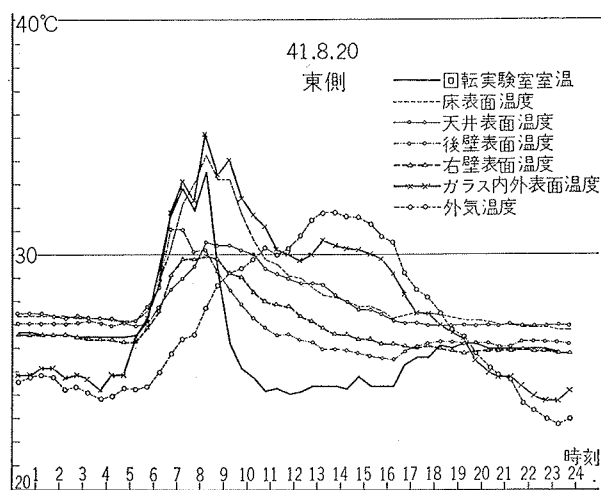


図-11 温度測定値

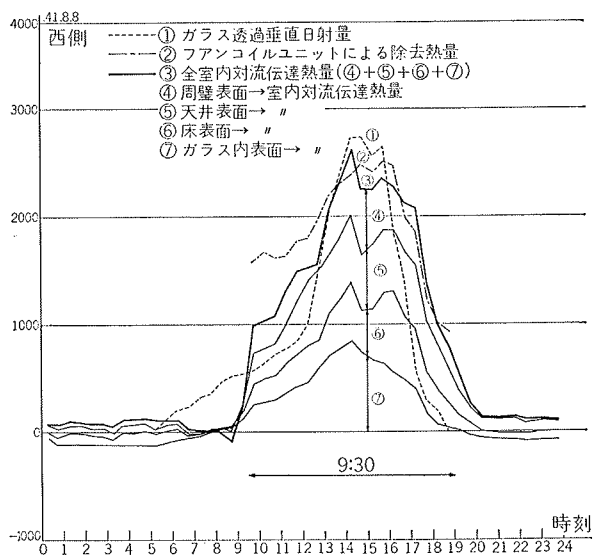


図-9 負荷曲線

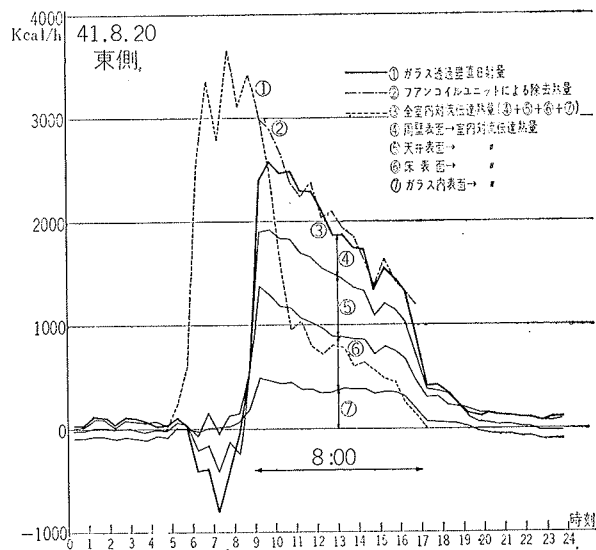


図-12 負荷曲線

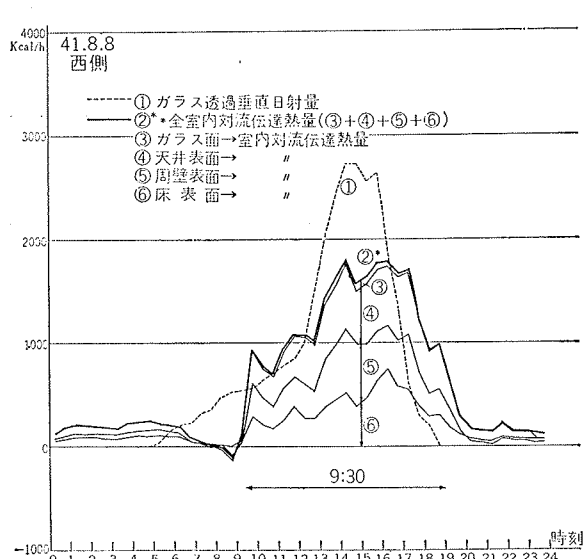


図-10 負荷曲線

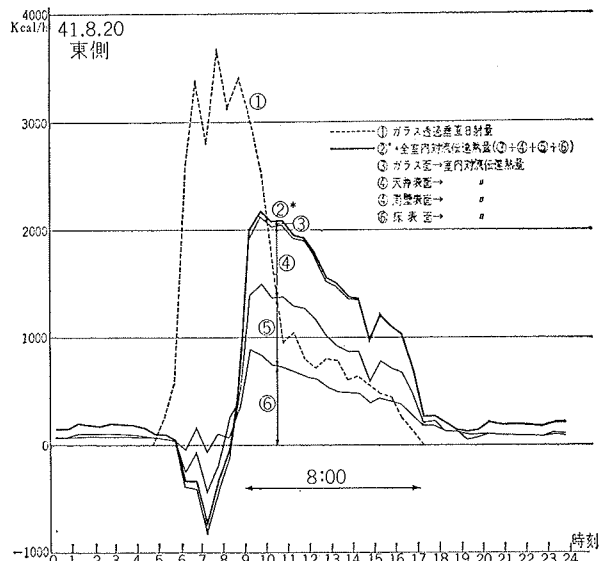


図-13 負荷曲線

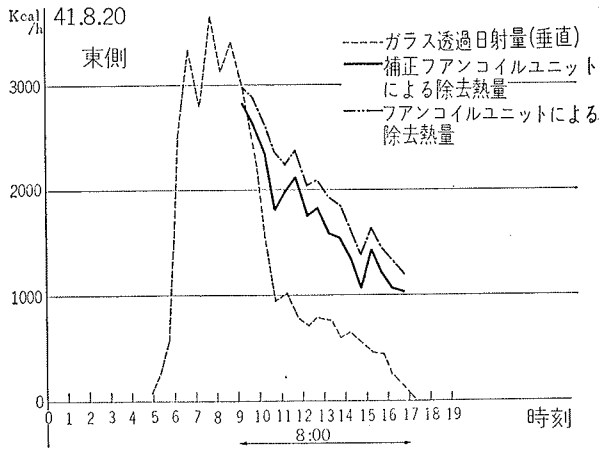


図-14 負荷曲線

2.2. 室内側対流伝達率 α_{ic} について

固体からその周囲の流体へ熱の移動する場合、またはその反対に流体から固体へ熱の移動する現象を熱伝達と呼ぶが、流体へのふく射もあるわけで複雑な熱流である。一般にニュートンの冷却則が用いられ固体の温度を θ 、周囲流体の温度を τ とするとき面積 F から T 時間に流れ熱量 Q は

$$Q = \alpha \cdot F \cdot T (\theta - \tau) \dots\dots\dots(1)$$

で示され α を熱伝達率 (kcal/m²h²°C) と呼んでいる。この熱伝達率は固体の表面状況、流体の流動状況などによって著しく相違するものである。建築の場合習慣的に室内側熱伝達率として 7kcal/hm²°C が用いられてきたが、今回実験の結果対流熱伝達率だけでも 8 kcal/m²h²°C ある事が確かめられた。図-5、図-9 は実験室内表面温度を多数測定していたので表面温度と室温の差に $\alpha_{ic}=8$ を乗じたもので、その合計すなわち全室内対流伝達熱量が③の曲線で示されている。この曲線はファンコイルユニットによる除去熱量 (曲線②) ときわめてよく一致する事が確かめられた。ただし装置を運転していない時は室内風速もきわめて遅くなるので室内側対流熱伝達率 α_{ic} を 6kcal/hm²°C とし解析を行なった。

2.3. 従来の負荷計算法と実負荷

各所表面温度はサーモカップルシートを主に使って測定したが、ガラスの表面温度測定に際しては問題があるようである。サーモカップルシート自体が茶色に着色されており熱を吸収しやすいので本来のガラス表面温度よりやや高めの温度を検出しているようである。したがって図-5、図-9、図-12ではガラスからの対流熱伝達量がやや過大に出ている恐れがある。そこでガラスからの対流熱伝達量は

$$\text{日射がない時 } q' = K_G (\theta_0 - \theta_r) = \alpha_c (\theta'_G - \theta_r) \dots\dots\dots(2)$$

$$\text{日射がある時 } q = \alpha_{ic} (\theta_G - \theta_r) \dots\dots\dots(3)$$

で示されさらにガラスにおける熱平衡から

$$\alpha_G I_0 + \alpha_0 (\theta_0 - \theta_G) = \alpha_{ic} (\theta_G - \theta_r) \dots\dots\dots(4)$$

ただし、 K_G : ガラスの熱貫流率

θ_0 : 外気温度

θ_r : 実験室々温

α_{ic} : 室内側対流熱伝達率

θ'_G : 日射のない時のガラスの温度

α_G : ガラスの熱吸収率

I_0 : 屋外垂直日射量

θ_G : 日射がある時のガラスの温度

(4)式を変形し

$$\alpha_G I_0 + \alpha_0 \theta_0 + \alpha_{ic} \theta_r = (\alpha_0 + \alpha_{ic}) \theta_G \dots\dots\dots(5)$$

$$\theta_G = \frac{1}{\alpha_0 + \alpha_{ic}} (\alpha_G I_0 + \alpha_0 \theta_0 + \alpha_{ic} \theta_r) \dots\dots\dots(6)$$

(6)式を(3)式に代入して、室内に入る熱を q とすると、

$$q = \alpha_{ic} \left\{ \frac{1}{\alpha_0 + \alpha_{ic}} (\alpha_G I_0 + \alpha_0 \theta_0 + \alpha_{ic} \theta_r) - \theta_r \right\} \dots\dots\dots(7)$$

$$q = \frac{\alpha_{ic} \alpha_G}{\alpha_0 + \alpha_{ic}} I_0 + \frac{\alpha_{ic} \alpha_0}{\alpha_0 + \alpha_{ic}} (\theta_0 - \theta_r) \dots\dots\dots(8)$$

$$q = \frac{\alpha_{ic} \alpha_G}{\alpha_0 + \alpha_{ic}} I_0 + K_G (\theta_0 - \theta_r) = \frac{\alpha_{ic} \alpha_G}{\alpha_G + \alpha_{ic}} I_0 + q' \dots\dots\dots(9)$$

ここで $\alpha'_0=20$, $\alpha_{ic}=8$, $\alpha_G=0.06$ と仮定すると

$$q = \frac{8 \times 0.06}{28} I_0 + q' = 0.0168 I_0 + q' \dots\dots\dots(10)$$

となる。この式を用いガラスからの対流熱伝達量を求めて作成したグラフが図-6、図-10、図-13である。この値を採用するならばきほど 8kcal/hm²°Cとした室内側対流熱伝達率をさらに大きな値としなければならぬ。何れにせよ、従来の熱負荷計算法では日射があるとそれがそのままその時刻の室内熱取得となりさらに内外温度差によりガラスを貫流して入ってくる熱を加え冷房負荷としていたのであるから、図-5～図-13から明白であるように実際の負荷はそれよりも量的に減少し、さらにピークも時間的遅れがある事が今回の予備実験で明らかとなった。

2.4. 蓄熱係数について

前節での解析方法で透過最大日射量に対する日射により温められた室内各表面からの対流伝達熱量の減少の割合が米国キャリア社の Storage Factor (蓄熱係数) であると考えられるが、減少の割合は室内仕上材の吸収率や重量、方位や時刻、装置の運転時間、室温の設定により異なり、キャリア社のデータもその理論的根拠ははっきりしないようである。図-5、図-6、図-9、図-10などのファンコイルユニットによる除去熱量や対流熱伝達量には外気温度による影響も入っているため、蓄熱係数を日射による影響のみとするため次式による値をファンコイルの除去熱量より差し引き、これを補正ファンコイルによる除去熱量と称した。(図-14)

$$q_g = K_G (\theta_0 - \theta_r) \dots\dots\dots(11)$$

K_G : ガラスの熱貫流率

θ_r : 室温

θ_0 : 外気温

この補正量は中間期の朝夕や冬期のように外気温が

室温より下ってしまう時はファンコイルユニットの除去熱量に加えなければいけない。この室内外貫流熱量をガラス透過垂直日射量に加えたりして補正もできるのでこの補正値を補正日射量と呼び、蓄熱係数として以下の3つの方法を考えた。

$$\textcircled{1} \text{ SF} = \frac{H_{1r} + H_{2r}}{H_{02} \pm H_{ar}} = \frac{H_{1r} + H_{2r}}{\text{補正日射量}}$$

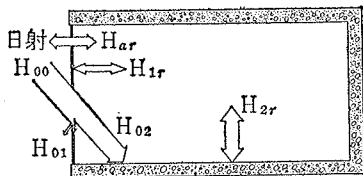
$$\textcircled{2} \text{ SF} = \frac{0.0168H_{00} + H_{2r}}{H_{02}}$$

$$\textcircled{3} \text{ SF} = \frac{\text{ファンコイルの除去熱量} \pm H_{ar}}{H_{02}} = \frac{\text{補正ファンコイル除去熱量}}{H_{02}}$$

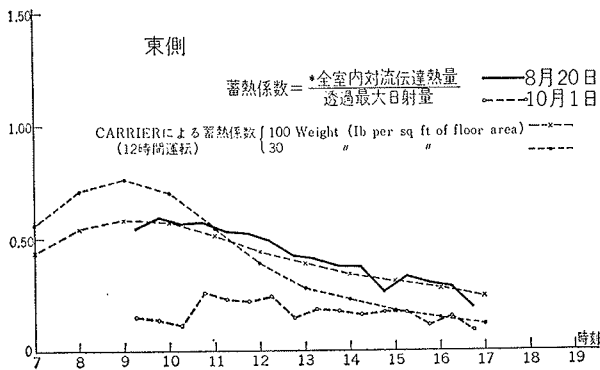
ただし記号

- H_{00} : 屋外垂直日射量
- H_{01} : ガラスに吸収される日射量
- H_{02} : ガラス透過垂直日射量
- H_{1r} : ガラスー室内対流伝達熱量
- H_{2r} : コンクリートー室内対流伝達熱量
- H_{0r} : 室内外貫流熱量

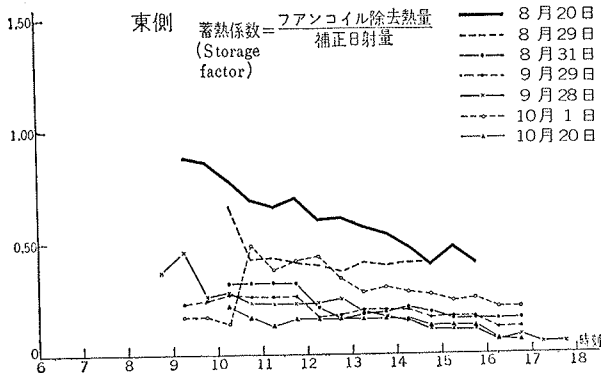
①, ②, ③の方法で蓄熱係数を求めると②による値が最も小さく、次に③, ①の順に大きな値を示す。こ



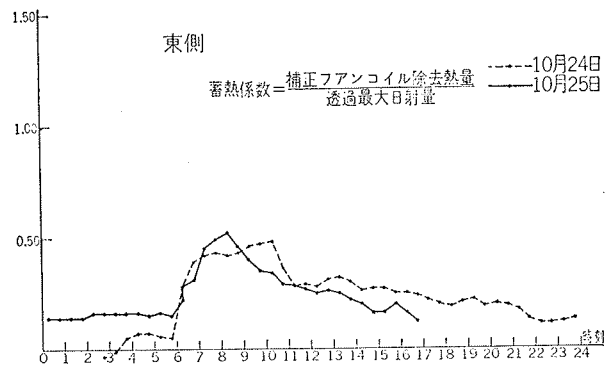
図一五 室内外熱の授受



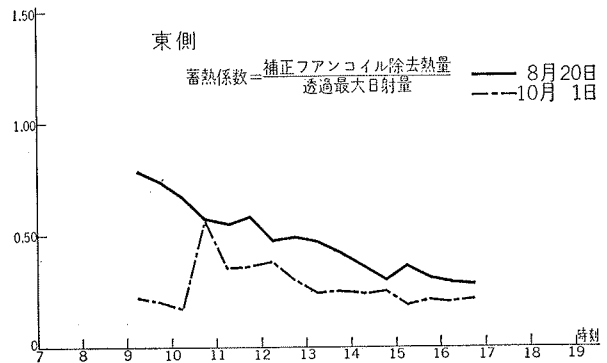
図一六 蓄熱係数



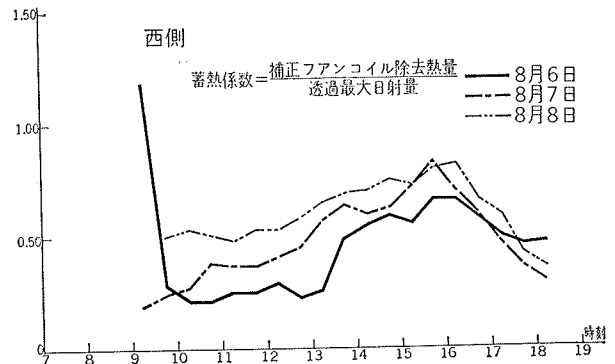
図一七 蓄熱係数



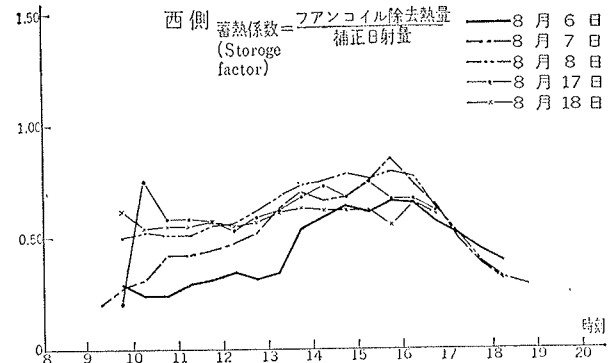
図一八 蓄熱係数



図一九 蓄熱係数



図二〇 蓄熱係数



図二一 蓄熱係数

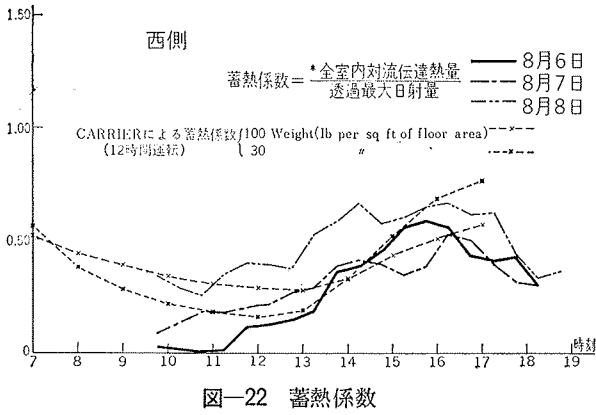


図-22 蓄熱係数

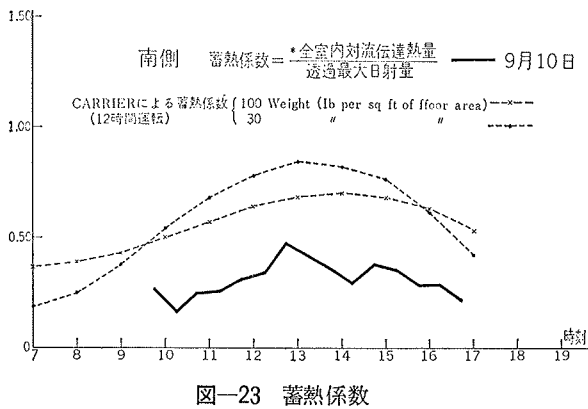


図-23 蓄熱係数

の3方法で実測を行なった蓄熱係数について図-15から図-23までに中間期の分も含めて示すがいまだ種々検討中であり正式に数値として提案するにはいたっていない。運転時間を変えた場合の仮定に問題があり、運転停止後も構造体に蓄熱されていた熱は放熱を続ける訳で翌日の運転開始時まで断熱状態となる訳ではないからである。

2.5. 中間期の負荷変動

解析の方法は夏期と同じで結果を図-24から図-29に示し、10月1日、10月22日と24日の分を報告する。中間期というと従来暖房も冷房も行なわず単に換気のみが行なわれてきたが、超高層建築が出現する昨今では建物の熱容量の減少と、中間期でも日射量は夏期に比べ少しも減少していない、空調に対する要求がシビアになってきた事から建物の場所によって冷房または暖房の必要性が生じてきた。しかし中間期の建物の熱負荷変動のデータは今まで皆無である。著者などは回転式空調実験室を使用し中間期のデータを得た。解析結果からわかるようにガラス透過の日射量は夏期と比べ減少していないがファンコイルユニットによる除去熱量は大巾に減少している。この減少分は何処へ行ってしまったか？ この大部分が間仕切壁であるコンクリートに蓄熱されたのである。コンクリートの蓄熱量は比熱 $C=0.21\text{kcal/kg}^\circ\text{C}$ 、比重 $r=2300\text{kg/m}^3$ であるからコンクリートの初期の温度差 $\Delta\theta$ と

の積 $\Delta\theta \cdot C \cdot \gamma$ で表わされる。蓄熱量を30分づつ計算してグラフにしたのが図-7 (夏期) と図-29 (中間期) であり中間期の蓄熱量の方が大きくなっている。これは室温の設定が夏期は 26°C 中間期に 21°C である事と10月23日 (日) は装置運転を中止しかつ夜間に冷え込んだためコンクリートの温度が下り許容蓄熱量が増大したと考えられる。回転式空調実験室のコンクリート容積は 6.72m^3 でありその半分に実験室の方から蓄熱されるとすると温度差 1°C 当りの蓄熱量は

$$6.72 \times \frac{1}{2} \times 2300 \times 0.21 \times 1 = 1620 \text{ kcal}$$

にも達する事に注目しなければいけない。

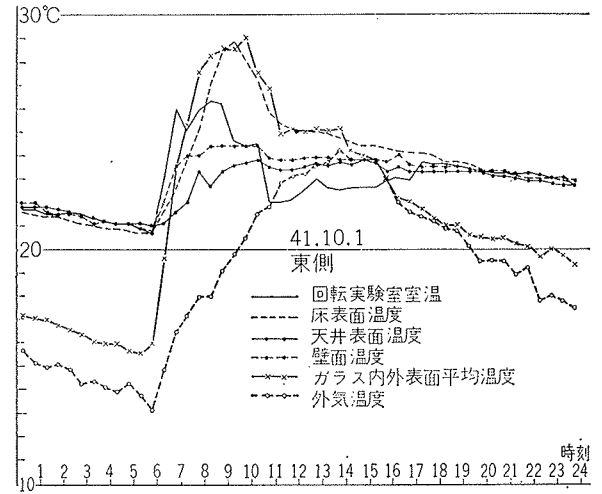


図-24 温度測定値

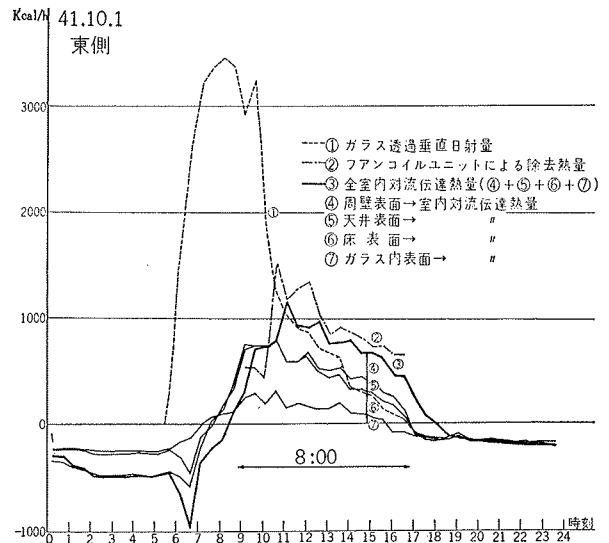


図-25 負荷曲線

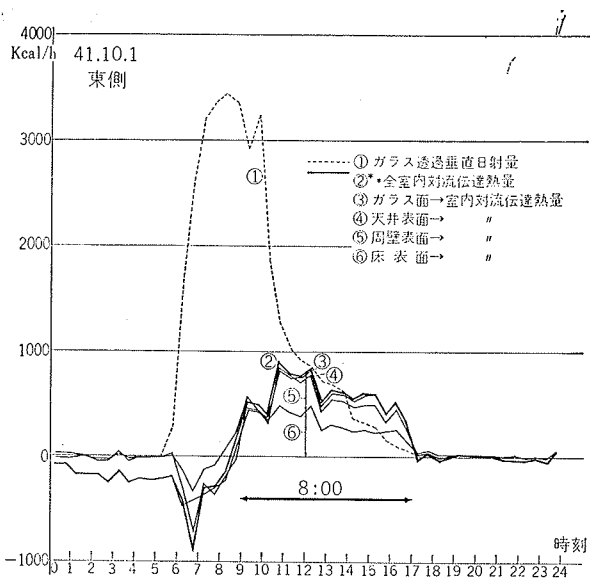


図-26 負荷曲線

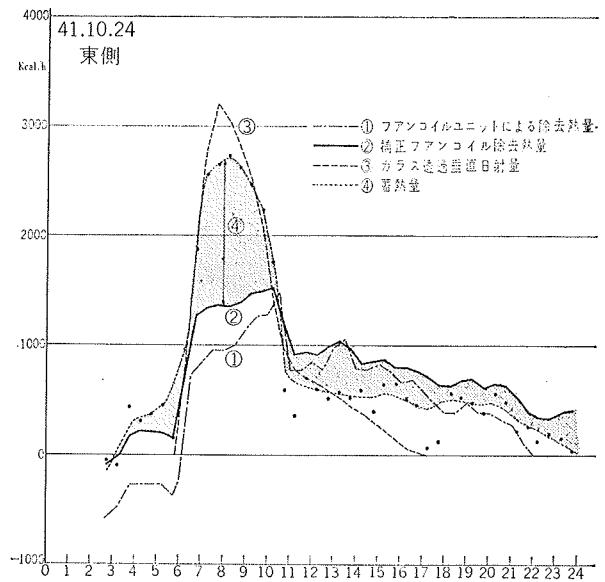


図-29 負荷曲線

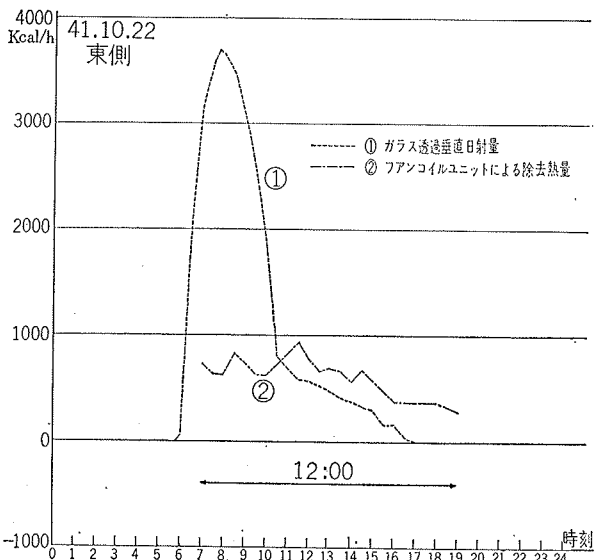


図-27 負荷曲線

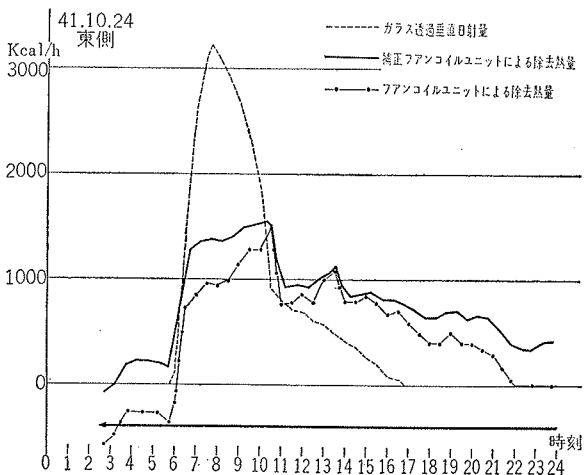


図-28 負荷曲線

後記

この実験はまだ始めたばかりで実験装置や、測定装置、データの解析などすべての面で不備な点が多くこの試験結果をそのまま結論とするのは早計であるが、あえて結果を公表し御批判を仰ぐしだいである。なおこの装置の設計から実験、解析まで早稲田大学建築学科井上市市教授と木村建一講師に御指導いただいた事を記し厚く謝意を表するしだいでありました。また実験やデータ整理にあたっては早大大学院生小林清蔵君、早大学生相楽典泰君、平山昌宏君、宮川保之君、宮原直樹君の協力を得た事、装置の施工にあたっては三機工業株式会社のよい技術提供があった事を記し厚く謝意を表します。

参考文献

- 1) Modern Air Conditioning, Heating, and Ventilating
- 2) ASHRAE Guide And Data Book 1963
- 3) 木村建一 空気調和・衛生工学・4 1964 Vol. 38. No. 4