

B-53 都市圏の資源・エネルギー循環と都市構造に関わる温暖化防止に関する研究

(3) 都市気候モデルによる建築及び市街地の熱特性評価に関する研究

③建築の熱環境負荷モデルの開発

研究代表者 建設省建築研究所第5研究部居住環境研究室 足永靖信

平成9～11年度合計予算額 9,672千円

(平成11年度予算額 3,224千円)

[要旨] 建築の空調システムが発する排熱が都市の気温を上昇させることで新たな冷房負荷が生じる都市構造がもたらす熱的悪循環の構図を明確化すべく、都市気温が建物のエネルギー消費および外界への排熱強度に及ぼす影響を分析した。

[キーワード] 都市気候、空調システムシミュレーション、熱負荷、COP

1. 序

都市の高温化（ヒートアイランド）現象の緩和は政府の地球温暖化対策推進大綱において対策の一つに掲げられている。図1は東京における最高気温と最大電力の関係を表したものである¹⁾。20℃以上で明瞭な正の相関があり、気温33℃において傾きを調べると160万kW/℃の値になる。この電力量160万kWは我が国全体の電力需要（ピーク時）のおおよそ1%、中型原子炉1基分の発電容量に相当する。東京の夏季気温が1℃上昇すると電力料金で200億円の損失が発生するとも言われている²⁾。管区气象台資料によると東京の夏季気温は過去100年間に約1.7℃上昇していることから都市気温の上昇によって年間340億円もの損失が潜在的に発生している計算になる。

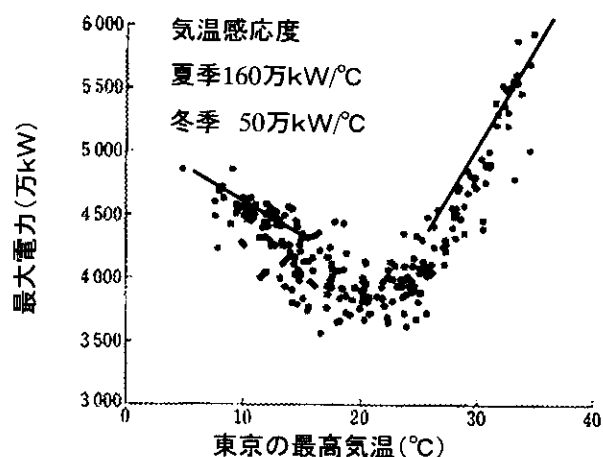


図1 東京の最高気温と最大電力の関係(酒井ら、1999)

なお、冬季の場合は気温の低下により約50万kW/℃の勾配になり、夏季より気温感応度はかなり低い値である。これは冷・暖房の空調機器効率の相違や冬季の灯油等の使用によるためと考えられる。我が国の場合、夏季のピーク負荷に対応した電力供給体制を敷いているが、ピーク負荷が先鋭化すると新たな発電所の建設費用を含め発電に要するコストが上昇する。そしてベースロードを超える需要が発生すれば効率の悪い水力等に頼らざるを得ないのが現状である。したがって、電力需要の平準化は二酸化炭素抑制の基本戦略であり、夏季における都市気温の高温化抑制は重要な課題として位置づけられると考えられる。

2. 研究目的

良好な室内熱環境の形成には断熱化等構造上の工夫、適切な空調設備の導入、ライフスタイルの見直しが必要となる。このうち、建物のエネルギー消費に直接関わるのは空調設備である。例えば業務建物の年間消費エネルギー量は1.6～1.8GJ/m²年（1次換算）³⁾であるが、空調関連（冷暖房、搬送動力）は約半分を占めると言われている⁴⁾。冷房と暖房に費やすエネルギー量を比較すると冷房によるものが半分強を占めている⁵⁾。残りは給湯、照明、コンセント等である。室内の熱負荷は壁の貫流熱、照明、人体発熱、室内のコンセント負荷、日射、換気負荷などであるがこれらの余剰熱を何らかの形で外界に排出することにより室内

の温湿度環境は目標値に保たれる。建物とエネルギーの関係においては、如何に効率よくエネルギーを使うかが課題とされてきた。一方、ヒートアイランド等の都市・地球環境問題に対峙するならば、如何に環境負荷を与えずにエネルギー（熱）を棄てるかが新たな視点になる。図2を用いて都市域における熱の流れを考えて見よう。都市域でヒートアイランド現象が発生すると夏季の冷房エネルギー消費が増加する。空調システムで消費されたエネルギーは排熱となり、外気温を上昇させる。そのため、ヒートアイランド化が進行し、新たな冷房負荷が生じてしまう。加えて外気温の上昇で空調機器の効率が低下してエネルギーロスに拍車がかかる点も指摘される。これは都市の熱的悪循環とも言えるものであり、環境悪化による不経済の構図を示唆している。そして、全ての矢印において建物が関わっていることが分かる。したがって建物がどのように熱を受け取り、どの程度エネルギーを費やしてどのように熱を放出するのか、といった一連の経路を見直し、大気環境負荷の観点から建物のモデリングを再構築する必要があると考えられる。

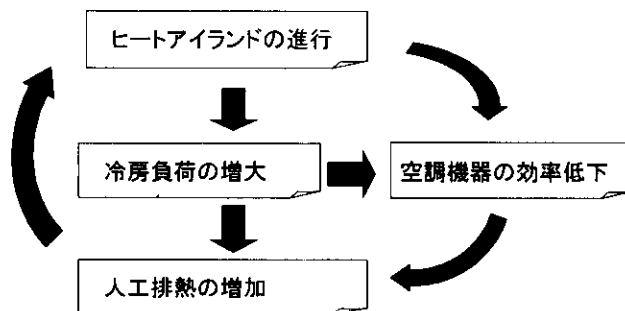


図2 ヒートアイランドがもたらす熱的悪循環⁶⁾

本研究は、ヒートアイランド現象の緩和による冷房エネルギー消費の抑制に関する検討を行うため、都市大気乱流モデルと連成した形で建物および空調システムが外気に放出する熱量を数値予測するモデルを開発し、建築が都市大気に与える熱量、すなわち排熱を大気熱環境負荷として定量化することを目的としている。そのため、表1に示す研究を実施したものである。なお、ここでは建築として事務所建物を中心に検討する。

表1 年度毎の研究内容

平成9年度実績	平成10年度実績	平成11年度実績
建築の熱環境負荷予測モデルの開発の予備的作業として、空調機器の形態の類型化、空調機器の性能値の収集・整備を行った。	建築の熱環境負荷予測プログラムを作成し、異なる外界気象条件における建物のエネルギー消費量と周辺大気への排熱に関する特性分析を行った。	建物の空調機器からの廃熱とヒートアイランド現象の相互関係を分析し、都市気候制御による温暖化物質の排出の削減量を明らかにした。

3. 研究方法

3.1 空調機器の形態の類型化

空気調和・衛生工学会竣工設備一覧⁷⁾から東京都における1990～1995年までの826物件のデータから事務所244、店舗30、ホテル9、共同住宅54の物件を抽出し、建物の規模ごとに空調設備の種類を調査した。今回の検討では冷房設備に範囲を絞っている。建物規模は低層（1～5階）、中層（6～10階）、高層（11～30階）の3段階に分類している。用途規模ごとに資料中で最も数が多く見られた空調設備を表2に示す。低層、中層の事務所建物、低層の店舗では電動HPビル用マルチ（以降、ビル用マルチと称する）が最も多く、住宅のルームエアコンと同様、個別分散的な空調が行われる傾向がある。高層の事務所や中層の店舗、ホテルになるとガスだき吸収式冷温水発生機（以降、冷温水発生機と称する）が多く用いられており、中央制御方式にシフトしていることが分かる。

表2 建物用途と規模および空調設備

建物用途	規模	空調設備
事務所	低層	(電動HP)ビル用マルチ
	中層	(電動HP)ビル用マルチ
	高層	(ガスだき吸収式)冷温水発生機
店舗	低層	(電動HP)ビル用マルチ
	中層	(ガスだき吸収式)冷温水発生機
ホテル	中層	(ガスだき吸収式)冷温水発生機
共同住宅	中層	ルームエアコン
	高層	ルームエアコン

3. 2 空調機器の性能値の収集・整備

熱源機器の COP (Coefficient of performance) は定格および部分負荷運転で値が異なり、温度条件によっても影響を受ける。図3にビル用マルチの COP 曲線を示す。低負荷側でピークを持ち、気温の上昇に伴い性能が劣化することが分かる。なお、ビル用マルチの機器データはインバータ方式のものである。冷温水発生機の COP 曲線を図4に示す。直だきタイプのため COP の値はビル用マルチのものとは比べて低く現れている。冷却水が高温化すると効率が低下する傾向が見られる。部分負荷率の影響はわずかである。図5は家庭用エアコンの COP 曲線である。ビル用マルチと同様、気温、部分負荷率の影響が大きいことが分かる。COP 曲線はメーカーにより様々であるが、今回は式(1)～(3)に示されるものを取り扱うこととし、計算機利用に便利のように温度T、部分負荷率ηを独立変数とする近似関数として整理した。

ビル用マルチ (定格 45 kW、基準温度 35℃) の場合

$$\begin{aligned} COP = & (-0.0001264T^4 + 0.0159323T^3 \\ & - 0.7349594T^2 + 14.1826691T - 73.6597179) \\ & [0.0438628(\ln\eta)^4 + 0.1753023(\ln\eta)^3 \\ & + 0.1108607(\ln\eta)^2 - 0.1061092(\ln\eta) \\ & + 0.1532472] \quad \dots\dots(1) \end{aligned}$$

冷温水発生機 (定格 422kW、基準温度 32℃) の場合

$$\begin{aligned} COP = & (-0.003687T^3 + 0.3007235T^2 \\ & - 8.4349513T + 95.9385995) \\ & (-0.0277937\eta^4 + 0.1986228\eta^3 \\ & - 0.3560266\eta^2 + 0.2273992\eta \\ & + 0.0326140) \quad \dots\dots(2) \end{aligned}$$

家庭用エアコン (定格 4kW、基準温度 35℃) の場合

$$\begin{aligned} COP = & (-0.00706011T^2 + 0.102672787T \\ & + 31.8178619) \times (2.87508506\eta^5 - 8.68619042\eta^4 \\ & + 10.0778913\eta^3 - 5.5603828\eta^2 + 1.33199356\eta \\ & + 0.0724151) \quad \dots\dots(3) \end{aligned}$$

3. 3 空調システムの排熱生成のプロセス

建物と外界の熱交換を考えるため、冷温水発生機を用いたシステムを例にして熱収支の関係を図6に示す。主な放熱源^{注1)}として①冷却塔の放熱、②冷温水発生機、③冷温水発生機の補機、換気ファン、ポンプ類、冷却塔動力などの補助機器、④換気、漏気による熱交換、⑤配管損失、⑥外壁表面からの対流、放射が考えられる。このうち⑥は空調システムと直接関係せず、⑤は排熱経路が不確かでありオーダーとしても小さいことから空調システムの排熱としては①～④のみを考慮した。なお、⑥については大気乱流モデルとの計算において別途考慮する必要がある。その他、ちゅう(厨)房、エレベータ、給湯設備の排熱が考えられるが、本研究では取り扱っていない。図7に全体的な算定手順を示す。ある気象条件において発生した冷

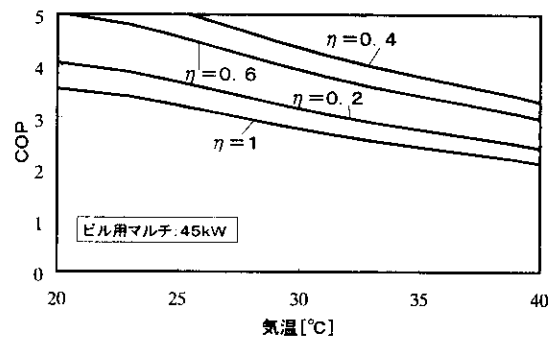


図3 ビル用マルチのCOP

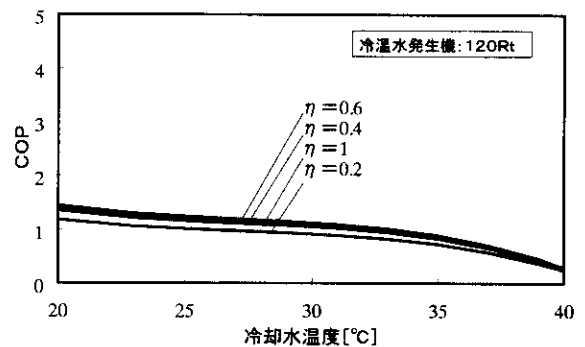


図4 冷温水発生機のCOP

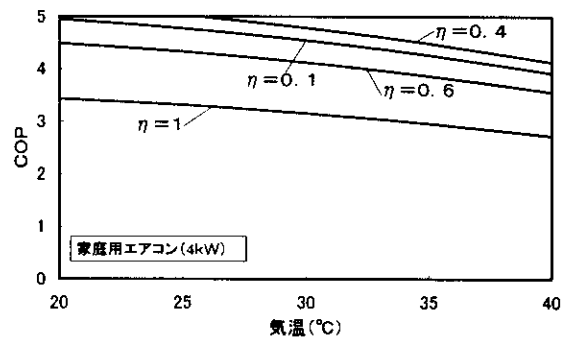


図5 家庭用エアコンのCOP

房負荷の処理に必要な空調用エネルギー消費量を算出して最終的に空調システムから外界に排出される熱量を予測する。本論の場合、空調用エネルギーとは熱源機器および補助機器が消費する二次エネルギーの和を意味しており、電力、ガスなどの消費量を熱量に換算した値をさしている。冷房負荷と換気負荷は空調システムを經由して室外機から放熱されるので、空調システムの排熱に含める。すなわち、空調システムの排熱は冷房負荷と換気負荷^{注2)}、空調用エネルギー消費量の和として計上する。冷温水発生機の場合はガス燃焼に伴う潜熱発生分^{注3)}をこれに加える必要がある。冷却塔を用いる場合は顕熱と潜熱の内訳も計算する。空調用エネルギー消費量は熱源機器および搬送機器の運転パターンや熱源機器の冷房時のCOPを考慮して算出する。これらの一連の解析を行うことで建築の排熱、すなわち熱環境負荷を定量化することができる。なお、冷房負荷の解析にはMICRO-PEAK/1987を用いた。

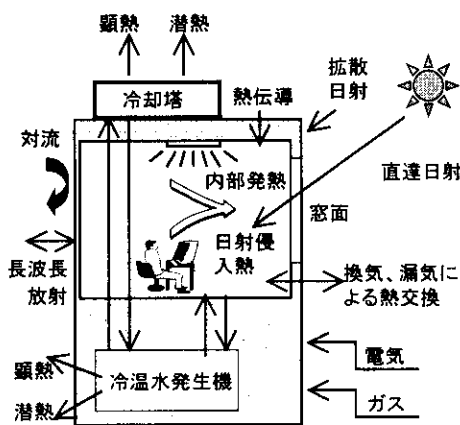


図6 建物の熱収支

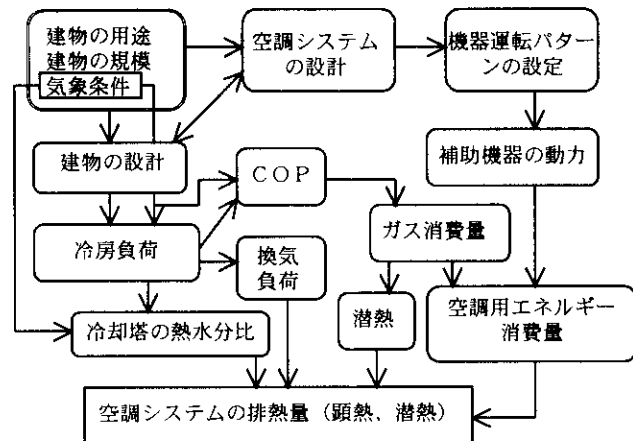


図7 排熱の分析

3.4 冷却塔のモデル化

冷却塔内の水は蒸発を伴いながら流下していくが、空気側の状態量も場所により変化する。したがって、冷却塔の蒸発量を知るには熱水分同時移動計算を行う必要があるが、実際には潜熱比率を固定する簡易な方法が適用されることが多いようである⁹⁾。熱水分同時移動モデルを用いた計算例は少なく、冷却塔の入口水温を固定した方法⁹⁾が見られるものの冷房負荷との連成が正確に行われていない問題点がある。冷却塔単体の計算方法は便覧等に掲載されている¹⁰⁾が、空調システムの放熱特性との関係で解析された例は少ない。

以下に説明するのは、冷却塔の循環水量、風量および大気条件から冷房負荷の変動に対応した冷却塔の出入口水温を求め、冷却塔内の水、空気の温度分布については熱水分同時移動モデルを用いて顕熱、潜熱の放出量の算出を行う方法である。図8にモデルの概略を示す。なお、冷却塔の種類は向流型としている。

まず、式(4)を用い、冷却水出入口温度差および出口空気の比エンタルピを計算する。

$$Q \left(1 + \frac{\zeta}{COP} \right) = G (h_{G,out} - h_{G,in}) = c_p L (T_{t,in} - T_{t,out}) \quad \dots\dots(4)$$

ここで、Q：冷房負荷、 ζ ：冷却塔負荷率 ($\zeta=0.83$)、

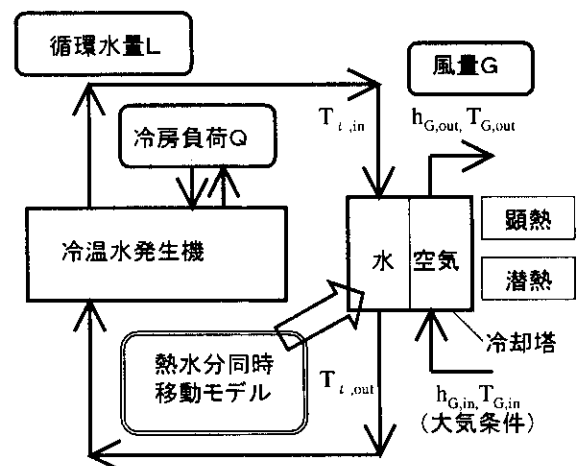


図8 冷却塔モデル

G：風量、L：循環水量、 C_l ：水の比熱、 h_G ：空気の比エンタルピ、 T_l ：冷却水温度である。ただし、飛沫、蒸発による循環水量の損失は無視している。

次に、T-h 線図上に操作線を描き、次式より U/N 値を算出する¹⁰⁾。

$$U/N = \int_{T_{l,out}}^{T_{l,in}} \frac{c_l dT}{h_s - h_l} \quad \dots\dots(5)$$

ここで、 h_s は操作線の比エンタルピ、 h_l は飽和比エンタルピである。そして、U/N 値について設計値を実現する冷却水の出入口温度の組み合わせを繰り返し計算で求める。得られた冷却水の出口温度は冷温水発生機の COP の算出条件として用いられる。

冷却塔内部の蒸発機構については熱水分同時移動モデルを適用し、入口から出口に至る空気の状態量の逐次解析を行った。図 9 に示す T-h 線図において操作線上の点 B からタイラインの傾き $dh/dT (= -20)$ を考慮して界面の状態点 C と操作線との関係から微小下流の状態点 A' および B' を求める。これらを新たな出発点として同様の計算を繰り返す。空気の比エンタルピの値が操作線の上端値と一致したときを出口に達したと判断し、計算を打ち切る。顕熱量 Q_s 、潜熱量 Q_l の内訳は次式から求める。

$$\left. \begin{aligned} Q_s &= G(c_{G,out}T_{G,out} - c_{G,in}T_{G,in}) \\ Q_l &= Q \left(1 + \frac{\xi}{COP} \right) - Q_s \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots(6)$$

C_G は湿り空気の比熱である。

なお、タイラインの傾きは充填物の種類や環境条件により複雑に変化することが知られているが、一般に空気の状態量に及ぼす影響は少ないとされているので、今回は固定値扱いとしている。図 9 にはタイラインの傾きを -10、-20、-30、-∞ の 4 段階に設定した場合の計算例も示しているが、出口空気の気温は 33.4~34.0℃ の範囲に収まっている。このとき、潜熱比率の値は 0.95~0.97 の値を示し、タイラインの傾きの設定が及ぼす相違は大きくても 2% 以内である。以降の解析ではタイラインの傾きを -20 とした。

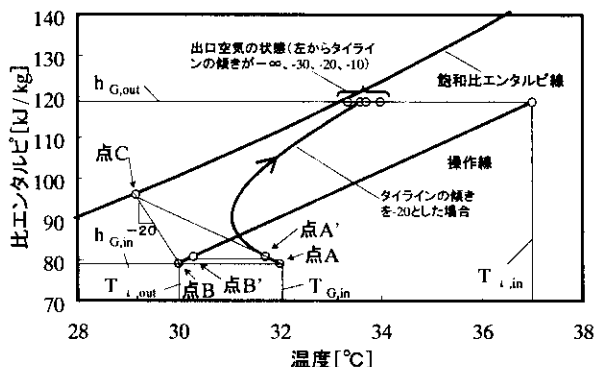


図 9 冷却塔の熱水分同時移動解析
(向流型、循環水量 108m³/h、風量 80,074kg/h)

3-5 単体建物の解析方法

3-5-1. 気象条件

単体建物の解析に熱環境負荷予測モデルを適用する上でまず、気象条件の設定を行った。気象条件は HASP 標準気象データ(東京、8月)から日中の気温が月最高値、月平均値、月最低値を示した 3 日分を抽出し、それぞれ月最高気温日、月平均気温日、月最低気温日と名付け、日射などの気象要素とともに整備した。図 10 に各日の気温および日射量の日変動を表す。なお、月最高気温日 14 時の全天日射量の値が同時刻の月平均気温日のものより低下しているが、逆転は一時的なもので計算結果への影響はほとんどないと思われる。

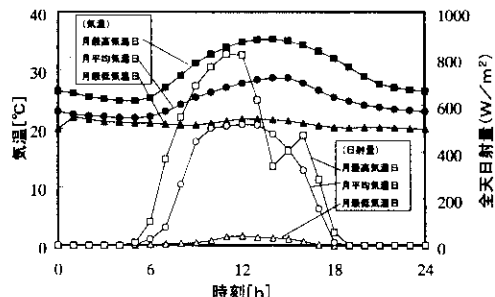
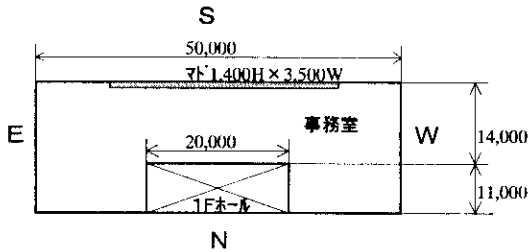


図 10 気温および日射量の日変動
(東京、8月)

3-5-2 事務所建物の算定条件

解析対象は東京に位置するRC造6階建の事務所建物である。基準階の平面プランを図11に示す。壁、屋根の構成を表3に示す。室内の発生熱は、省エネルギー基準の計算方法に従い、照明、コンセント負荷、人体発熱の原単位を想定した¹¹⁾。室内発熱の日変化を図12に示す。



階	用途	床面積 (m ²)
R F	機械設置	
2~6 F	事務所	1,250
1 F	事務所 1030、ホール 220	1,250
B 1 F	機械室	500

図11 事務所建物の基準階平面プラン

表3 壁、屋根の構成

壁		屋根	
材料	厚(mm)	材料	厚(mm)
屋外	-	屋外	-
タイル	10	押さえコンクリート	20
コンクリート	175	アスファルト防水	5
ポリイソシアネートフォーム	25	ポリイソシアネートフォーム	50
空気層	-	コンクリート	130
石膏ボード	12	空気層	-
室内	-	ロック-吸音板	12
		室内	-

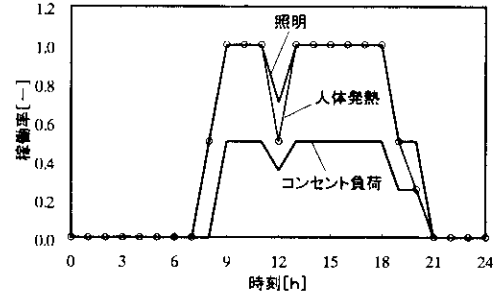
3-5-3 空調システムと運転方法

表2の分類に基づき、空調システムはビル用マルチを用いたものを対象とするが、比較のため冷温水発生機を用いた空調システムも分析に加えた。表4、表5に各空調システムの機器仕様を示す。両システムとも空調機器として換気熱源機の他に外気処理機器(AHU)および機械室の換気装置を設置した。また冷温水発生機を用いたシステムでは冷却塔の他に冷却水ポンプ、冷温水ポンプを考慮した。ただし、空調の室内機器の動力は計算から除外した。両システムの運転時間はいずれも8:00~20:00とした。

各空調システムの運転方法を以下に述べる。まず、ビル用マルチを用いた場合であるが、各階に設置された熱源機器は式(7)に示されるように同じ部分負荷率 η で運転されると仮定した。

$$\eta = Q_f / n P_m \quad \dots\dots (7)$$

ここで、 Q_f は各階の冷房負荷、 n は各階の空調機の台数、 P_m は基準温度におけるビル用マルチの定格能力を示す。



用途	事務室	ホール
照明	25W/m ²	15W/m ²
人体	0.2人/m ²	0.03人/m ²
機器発熱	20W/m ²	0W/m ²
外気量	4.0m ³ /m ² h	0.6m ³ /m ² h

稼働率1のときの原単位

図12 室内発生熱

表4 ビル用マルチを用いた空調システムの機器仕様

階	室名	機器名	仕様	台数
1F	事務室	ビル用マルチ	冷房能力: 56.0kW 暖房能力: 63.0kW 圧縮機: 20HP (5.5kW+4.8kW)	2
	ホール	ビル用マルチ	冷房能力: 45.0kW 暖房能力: 50.0kW 圧縮機: 16HP (5.5kW+6.5kW)	1
2F~6F	事務室	ビル用マルチ	冷房能力: 45.0kW 暖房能力: 50.0kW 圧縮機: 16HP (5.5kW+6.5kW)	3×5
B1F	機械室	換気ファン	3.7kW	2
		外調機	2.7kW	2

冷温水発生機を用いたシステムでは、2台の設置機のうち低負荷時は1台のみの運転とするが、1台の冷房能力を超える負荷が発生したときは2台目も運転させる方式とした。すなわち、部分負荷率 η は式(8)で表される。

$$\left. \begin{aligned} Q_c \leq P_o & \quad \eta = \frac{Q_c}{P_o} \\ Q_c > P_o & \quad \eta = \frac{Q_c}{2P_o} \end{aligned} \right\} \dots\dots (8)$$

ここで、 Q_c は建物全体の冷房負荷、 P_o は基準温度における冷温水発生機の定格能力である。冷温水発生機の補機および冷却塔の電力消費量は機器の動力に冷温水発生機の運転台数を乗じて算出した。冷却水ポンプ、冷温水ポンプは冷温水発生機の運転台数に関係なく運転時の出力は一定とする。

極低負荷時にはON-OFF運転を想定して部分負荷率の下限値をビル用マルチ 25%、冷温水発生機 20%とした。

表5 冷温水発生機を用いた空調システムの機器仕様

階	室名	機器名	仕様	台数
B1F	機械室	冷温水発生機	二重効用吸収式 冷房能力：421.9kW 暖房能力：386.0kW 冷温水量：73m ³ /h 電源：3.2kW	2
		冷却水ポンプ	開放型 冷却水量：123m ³ /h 電源：7.5 kW	2
		冷温水ポンプ	渦巻きポンプ 冷却水量：73m ³ /h 電源：7.5 kW	2
		換気ファン 外調機	3.7kW 2.7kW	2 2
RF	屋上	冷却塔	二重効用吸収式用 冷却能力：774.0kW (37.4℃ → 32℃ WB27℃) 循環水量：108m ³ /h 電源：2.2 kW	2

3-6. 都市キャノピー層の解析方法

3-6-1. 建物・空調モデル¹²⁾

単体建物のモデルを建物群に拡張し、空調システムを含めたモデルの統合化を行った。建物・空調モデルの算定手順を図13に示す。まず、建物および地面の各面（東西南北の壁面および屋上面、地面）における形態係数を算出する。次に、太陽高度と角関係から各面の日陰率を求める。放射計算は短波、長波を考慮した繰り返し計算を行い長波の場合は各面を黒体面と見なした解析を行った。室内熱負荷は壁の層構成を考慮して熱伝導方程式を解き、壁、開口部の貫流熱、開口部からの日射侵入および内部発熱、換気交換熱を合算して求める。室内熱負荷、外気条件からCOPを決定し人工排熱量を求める。また、建物外壁の表面、地表面については対流熱が発生しているため人工排熱とともに大気環境負荷として取り扱う。これらの熱量は大気の分割メッシュに対してソース項として受け渡され、後述の大気乱流モデルと連成した解析が行われる。

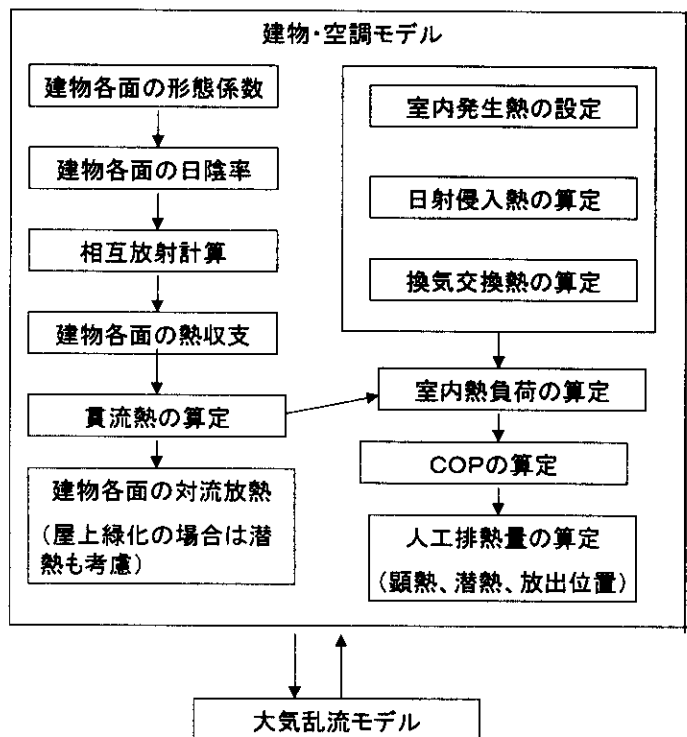


図13 建物・空調モデル

3-6-2. 都市大気乱流モデル

都市キャノピー層を含む大気境界層の3次元解析を行う場合、現在、環境工学で幅広く用いられている $k-\varepsilon$ モデルの適用が考えられるが、建物が都市風に及ぼす影響と成層大気の拡散特性に留意する必要がある。前者については、植物キャノピー層の抗力モデルを都市キャノピー層の解析に応用し、計算の効率化を図った。後者の問題では、渦粘性表現で現れるモデル係数 C_μ 、乱流プラントル数 P_{r_i} について大気安定度の影響を検討する必要がある。大気分野では Yamada のレベル 2.5¹³⁾ が活用されているが、ここでは Launder のモデル¹⁴⁾ を用いることにする。Launder のモデルの活用例としては Gambo による Constant Flux Layer の解析¹⁵⁾、Ca らによる都市キャノピー層の解析¹⁶⁾、平岡によるエクマン層の解析¹⁷⁾ が行われているが、レベル 2.5 相当の $k-\varepsilon$ モデルを建物抗力が作用する都市キャノピー層へ適用した例はほとんど見られない。都市大気乱流モデルを図 14 に示す。

$$\begin{aligned} \text{連続方程式} \quad & \frac{1}{G} \frac{\partial G \langle \bar{u}_i \rangle}{\partial x_i} = 0 \\ \text{運動方程式} \quad & \frac{\partial \langle \bar{u}_i \rangle}{\partial t} + \frac{1}{G} \frac{\partial G \langle \bar{u}_i \rangle \langle \bar{u}_k \rangle}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho_a} \frac{\partial \langle \bar{p} \rangle}{\partial x_i} + \frac{1}{G} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(G v_i \frac{\partial \langle \bar{u}_i \rangle}{\partial x_k} \right) - \beta g_i \delta_{i3} (\langle \bar{\theta}_v \rangle - \theta_{v,0}) \\ & - \varepsilon_{ik} \Omega_k \bar{u}_i - a C_\beta \left(\langle \bar{u}_k \rangle^2 \right)^{0.5} \bar{u}_i \\ \text{エネルギー輸送方程式} \quad & \frac{\partial \langle \bar{\theta} \rangle}{\partial t} + \frac{1}{G} \frac{\partial G \langle \bar{u}_k \rangle \langle \bar{\theta} \rangle}{\partial x_k} = \frac{1}{G} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(G \frac{v_i}{P_{r_i}} \frac{\partial \langle \bar{\theta} \rangle}{\partial x_k} \right) + \frac{\langle H_a \rangle + \langle H_s \rangle}{G C_p \rho_a} \\ \text{水蒸気輸送方程式} \quad & \frac{\partial \langle \bar{q} \rangle}{\partial t} + \frac{1}{G} \frac{\partial G \langle \bar{u}_k \rangle \langle \bar{q} \rangle}{\partial x_k} = \frac{1}{G} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(G \frac{v_i}{P_{r_i}} \frac{\partial \langle \bar{q} \rangle}{\partial x_k} \right) + \frac{\langle Q_a \rangle + \langle Q_s \rangle}{G \rho_a} \\ \text{乱流エネルギー輸送方程式} \quad & \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{1}{G} \frac{\partial G \langle \bar{u}_k \rangle k}{\partial x_k} = D_k + P_k - \varepsilon + G_k + F_k \\ \text{粘性消散率輸送方程式} \quad & \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{1}{G} \frac{\partial G \langle \bar{u}_k \rangle \varepsilon}{\partial x_k} = D_\varepsilon + \frac{\varepsilon}{\kappa} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \varepsilon + C_{3\varepsilon} G_k + C_{\rho\varepsilon} F_\varepsilon) \\ D_k = \frac{1}{G} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(G \frac{v_i}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) \quad , P_k = v_i \left(\frac{\partial \langle \bar{u}_i \rangle}{\partial x_k} + \frac{\partial \langle \bar{u}_k \rangle}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \langle \bar{u}_i \rangle}{\partial x_k} \\ G_k = g_i \beta \frac{v_i}{P_{r_i}} \frac{\partial \langle \bar{\theta}_v \rangle}{\partial x_k} \delta_{i3} \quad , F_k = a C_\beta \left(\langle \bar{u}_k \rangle^2 \right)^{3/2} \quad , D_\varepsilon = \frac{1}{G} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(G \frac{v_i}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right) \quad , F_\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{L_0} \\ C_\mu = \frac{0.8\phi\gamma - 0.5\gamma(\phi_\theta - \gamma)0.53 - 0.94R_f}{0.8\gamma + \phi(\phi_\theta - \gamma)1 - R_f} \\ P_{r_i} = P_{r_i0} \frac{1.59 - R_f(1.5\phi_\theta + 2.82)}{1.59 + R_f(3\phi - 5.22)} \\ \gamma = \phi_\theta \frac{1.59 - 5.22R_f}{1.59 - 2.82R_f} \end{aligned}$$

記号 u : 風速, θ : 温位, θ_v : 仮温位, p : 圧力, q : 混合比, x : 距離, t : 時間, g : 重力加速度, κ : 乱流エネルギー, ε : 粘性消散率, ρ_a : 密度, β : 体積膨張率, G : 有効体積率, H_a : 空気中の発生熱, H_s : 固体表面の発生熱, Q_a : 空気中の発生水蒸気, Q_s : 固体表面の発生水蒸気, P_{r_i} : 乱流プラントル数, C_μ : 渦粘性モデルの係数, v_i : 渦粘性係数, R_f : フラックスリチャードソン数, C_{f_i} : ドラッグ係数, a : 建物面積密度, L_0 : 特徴長さ
定数: $C_2, C_3, C_{p\varepsilon}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, \phi, \phi_\theta$

図 14 都市大気乱流モデル

4. 結果と考察

4-1. 単体建物の解析結果

4-1-1. エネルギー消費とシステム COP の日変化

ビル用マルチの計算結果を図 15 に示す。なお、システム COP は建物全体の冷房負荷を空調システム全体のエネルギー消費量で除した値とした。気温が高い日ほど熱源機器のエネルギー消費量は大きくなるが、機械室の換気に要するエネルギー消費量（図 15 中の表示は補助機器）は各日共通の日変化となる。システム COP の値はいずれの日にも日変化が見られるが、変化のパターンは日により異なっている。月最低気温日の場合、部分負荷率が落ち込むため、負荷が高まる日中に値が回復する傾向が見られる。月平均気温日のシステム COP は、部分負荷率は効率的に有利な範囲で推移しているが、気温の上昇に伴い値が小さくなる。月最高気温日になると部分負荷率、気温ともに悪い条件が重なり日中のシステム COP の値が最も低く現れている。図 16 に冷温水発生機の計算結果を示す。ビル用マルチの場合と比べ、熱源機器のエネルギー消費量は大幅に増加している。補助機器は機械室のファン類に熱源機器の補機、冷却塔動力、ポンプ類を加えたものとしている。月最高気温日の日中には負荷の関係上、稼働する温冷水発生機は 2 台に増えるので補助機器のエネルギー消費量はわずかながら大きくなる。システム COP は全体的に安定しており、おおむね 1 前後の値を示している。内部発生熱の関係でエネルギー消費量は日中に少し落ち込んだ形を呈する。

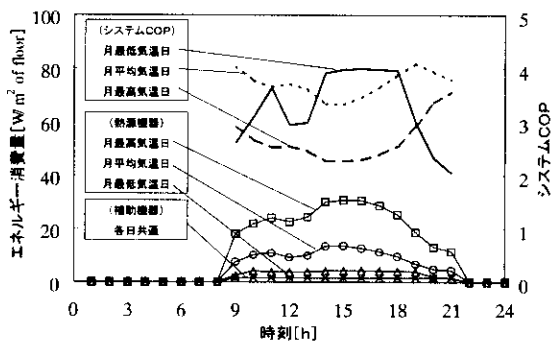


図 15 空調用エネルギー消費量とシステム COP の日変動（ビル用マルチ）

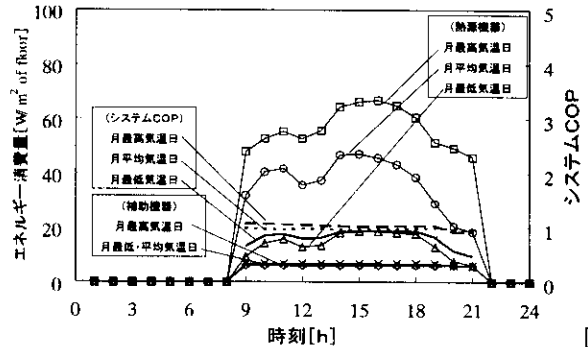


図 16 空調用エネルギー消費量とシステム COP の日変動（冷温水発生機）

4-1-2. 既往調査との比較

空調用エネルギー消費量の計算結果を既往の実態調査データ⁵⁾とともに表したのが図 17 である。縦軸を日総量に対する比率で表示し、計算値は月平均気温日のものを用いた。時間変動を含めた調査例は少なく、気象条件や空調運転や内部発生熱の設定など細かな条件まで一致させることは不可能であったが、計算値は実測値の日変化を良く再現している。部分的には空調システムによる相違も伺えるが、全体的には冷房負荷の変動に順応したものであると言える。

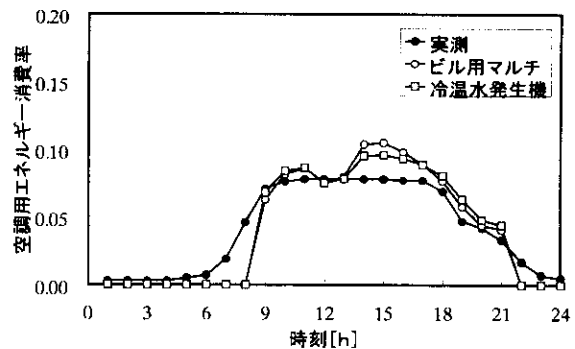


図 17 既往調査との比較

4-1-3. 冷却塔の放熱

図 18 に冷却塔の潜熱、顕熱の放熱量の日変化を示す。冷却塔の放熱の大部分は潜熱で賄われていることが分かる。顕熱は小さい値であるが、日毎に微妙に異なっている。月最高気温日の顕熱の値は負（吸熱）で

あるが、他の2日は正（放熱）になっている。全熱に占める顕熱の日総量値の比率を入とすると、入値は、月最低気温日では 22.8%、月平均気温日で 8.5%、月最高気温日は-10.4%である。冷却水と外気の温度差と顕熱の算出値の関係を図 19 に表す。両者の間には正の相関が見られる。この計算結果は、顕熱成分の算出において冷却水温度の予測が重要であることを示している。

なお、運転方式によっては上記とは異なり風量を熱負荷に応じて制御し水温を固定する場合もあり得る。そのような方式の場合の入値を計算すると月最低気温日 24.9%、月平均気温日 13.3%、月最高気温日-0.9%となる。このとき、風量は2~4倍の日変動があり、一定値と見なせない。

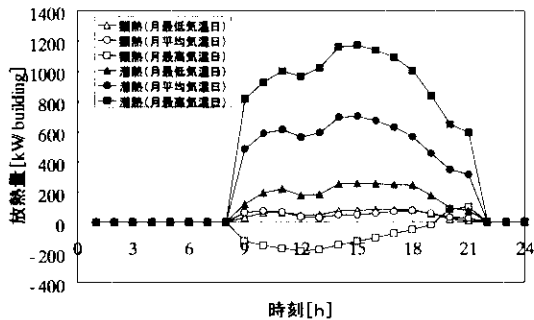


図 18 冷却塔の放熱量の日変化

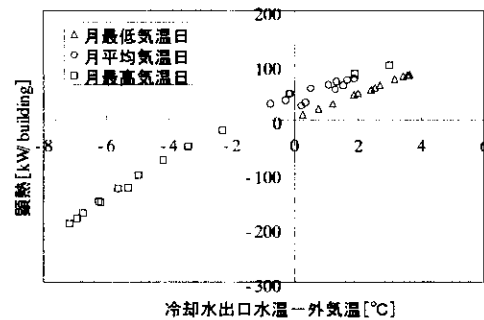


図 19 冷却水と外気の温度差と顕熱の関係

4-1-3. 気温とエネルギー消費、COP の関係

空調用エネルギー消費量とシステム COP について気温との関係を図化したものを図 20 に示す。気温の上昇とともに室内の熱負荷は増加し、システム COP の値が低下することも相まってエネルギー消費量が加速的に増加することが分かる。気温が 25℃から 10℃上昇するとエネルギー消費量は約 3 倍になり、効率率は約半分になり落ち込む。このような空調システムの特徴が図 1 で述べた電力需要の先鋭化の背景になっていると考えられる。

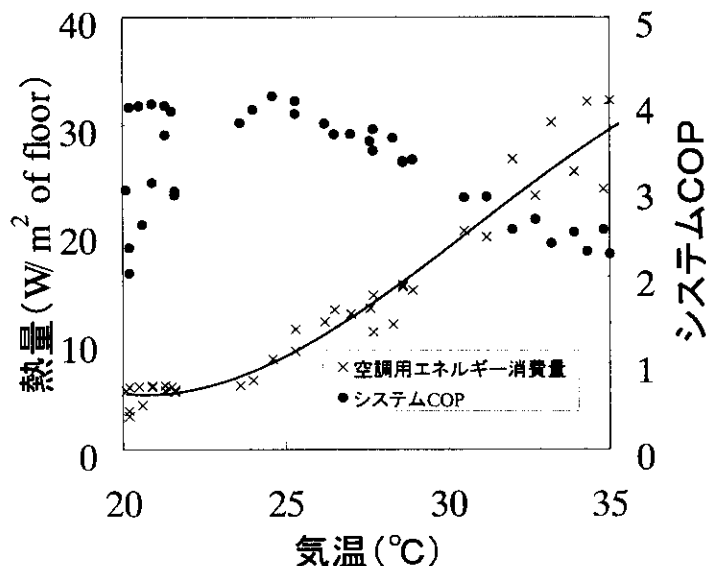


図 20 空調システムのエネルギー消費量およびシステム COP の気温との関係（ビル用マルチ、数値解析）

4-2. 都市キャノピー層の解析結果

16m 高さ (4 階建)、16m 幅のRC 建物が建坪率 50%で均一に配置している街区を想定し解析を行った。空調システムの運転時間は自在に設定可能であるが、今回は 24 時間運転としている。気温、冷房エネルギー消費量、COP の日変動を図 21、図 22 に示す (ビル用マルチ)。冷房エネルギー消費量は大きく日変動しており、気温にやや遅れながら日中にピークを示している。12 時に値が低下しているのはランチタイムを想定し照明負荷を低く設定しているためである。COP の値は日中の気温上昇により低くなっていることが分かる。朝方は部分負荷率が高まる関係で COP の値が大きく現れている。図 23 は空調システムの種類 (冷温水発生機、ビル用マルチ)、緑化 (屋上緑化、全面緑化・建物なし) の条件を変えて求めた気温変化を表したものである。ビル用マルチを用いた場合の気温が最も高く現れており、次いで屋上緑化 (ビル用マルチを使用)、冷温水発生機、全面緑化の順になっている。ビル用マルチが用いられている場合、屋上緑化を行うと日中、夜間の気温が 0.2~1.3℃低下し、冷房エネルギー量は日総量で約 14%削減される。冷温水発生機を用ると、午後 1 時から午後 4 時の温度上昇はビル用マルチのものと比較して抑制されている。これは人工熱を冷却塔にて潜熱の形で放出しているためと考えられる。全面緑化 (建物なし) の場合は日中、夜間ともに温度上昇は抑えられている。これは、緑が日射熱を蒸散により大気へ放出するため地盤への蓄熱が少なく夜間気温が低下しているためと考えられ、夏季の熱環境において人工排熱の抑制とともに日射熱のコントロールが重要であることを示唆している。図 24 に示す都心と郊外の気温は都市のヒートアイランド化を示す典型的なものであるが、上で述べた建物域と全面緑化の気温変化と非常に類似している。詳しくは海陸風を含めたネスティング解析を行わなくてはならないが、都市キャノピーモデルにより都市気温の特徴的な日変化はほぼ再現できると考えられる。

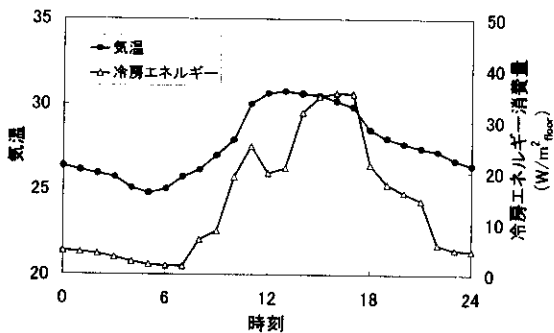


図 2 1 気温と冷房エネルギーの日変動
(ビル用マルチを使用)

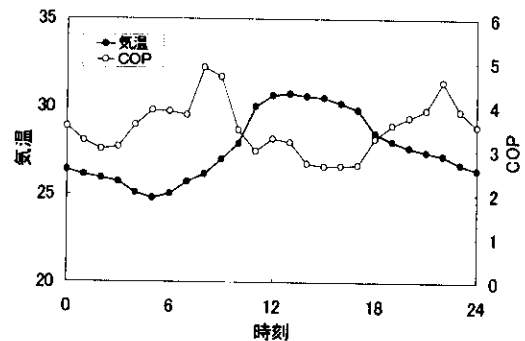


図 2 2 気温と COP の日変動
(ビル用マルチを使用)

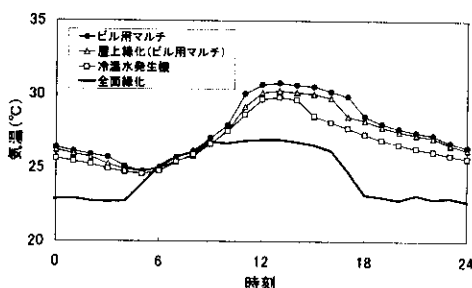


図 2 3 冷温水発生機を用いた場合と
全面緑化した場合 (建物なし) の結果

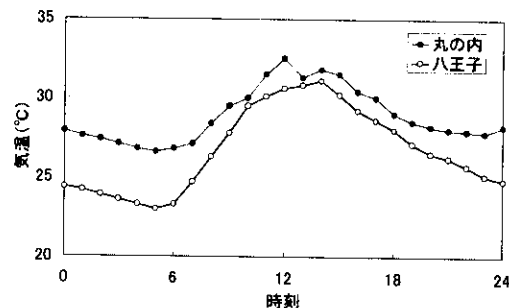


図 2 4 都心と郊外の気温変化
アメダスデータ (1997. 9. 2)

5. 本研究により得られた成果

本研究の成果を以下に述べる。

- (1) 竣工設備資料から建物の規模ごとに空調設備の種類を調査し、低層、中層の事務所建物、低層の店舗では電動 HP ビル用マルチ（以降、ビル用マルチと称する）が最も多く、住宅のルームエアコンと同様、個別分散的な空調が行われる傾向があるのに対して高層の事務所や中層の店舗、ホテルになるとガスだき吸収式冷温水発生機（以降、冷温水発生機と称する）が多く用いられており、中央制御方式にシフトしていることを述べた。
- (2) 熱源機器の COP (Coefficient of performance) の資料を収集・整理し、ビル用マルチの COP は低負荷側でピークを持ち、気温の上昇に伴い性能が劣化すること、冷温水発生機の COP は直だきタイプのため COP の値はビル用マルチのもの比べて低く部分負荷率の影響はわずかであること、家庭用エアコンの COP はビル用マルチと同様、気温、部分負荷率の影響が大きいことを指摘するとともに、これらを計算機利用のため温度、部分負荷率の近似関数に整備した。
- (3) 冷房負荷の発生と空調用のエネルギー消費、そして排熱に至る空調システムの排熱生成のプロセスをモデル化し、冷却塔の放熱特性や熱源機器の COP 特性、室内の発生熱やシステムの運転方法を考慮した一連の解析を行うことで建築の熱環境負荷を定量的に導く手法を開発した。
- (4) 単体建物のモデルを建物群に拡張し空調システムを含めて統合化を行い、建物群の短波、長波の放射収支の算定、建物外壁および地表面の対流熱の算定、空調システムの排熱の算定を行う手法を開発した。
- (5) 抗力モデルを都市キャノピー層の解析に応用し計算の効率化を図るとともに、成層大気の拡散特性については渦粘性表現で現れるモデル係数 C_d 、乱流プラントル数をフラックスリチャードソン数の関数とすることでレベル 2.5 相当の改善を施し、都市大気乱流モデルを構築した。
- (6) 東京の事務所建物を対象とした夏季解析結果から、ビル用マルチを用いた場合はシステム COP の値は部分負荷率、気温の影響を大きく受けるが、冷温水発生機の場合はシステム COP の値はあまり変わらないこと、冷却塔の放熱の大部分は潜熱で賄われており、全熱に占める顕熱の割合は夏季平均で 8.5%~13.3% であること、ビル用マルチの場合、気温上昇とともに室内の熱負荷が増加しシステム COP の低下も相まってエネルギー消費量が加速的に増加することを示した。
- (7) 均一な建物を配置した街区を想定し都市気温と空調システムに関する連成解析を行った結果から、ビル用マルチを用いた場合、日中の気温上昇によりエネルギー消費量が高まり COP 値が低くなる傾向を明らかにするとともに、冷温水発生機を用いると主に日中の気温が低下すること、屋上緑化を施すと日中、夜間ともに気温の上昇が抑制され、約 14% の省エネルギー効果がもたらされることを示した。

注 釈

注1) 空調システムの排熱には冷却塔の放熱など大気へ直接放散されるものと換気ファン、ポンプ、ボイラからの放熱など時間遅れを伴うものが考えられるが、本論では両者とも直ちに大気に放出されると仮定している。

注2) 全熱交換機の入口、出口のエンタルピについて外気導入側を E_i 、 E_o 、排出側を e_i 、 e_o とすると、

$$\text{室内換気負荷} = G(E_o - e_i) = G(1 - \beta)(E_i - e_i)$$

$$\text{屋外換気負荷} = G(e_o - E_i) = G(1 - \beta)(e_i - E_i)$$

ここで、 G は流量、 β は全熱交換機の効率である。

今回は $\beta = 0.6$ とした。顕熱、潜熱の計算も同様である。

注3) メタン、エタン等の混合ガスの低位発熱量と高位発熱量の関係から低位発熱量に対する潜熱分を算出した。

6. 参考文献

- 1) 酒井均ら：電力会社における気象情報の活用、空気調和衛生工学、Vol. 73-7、1999. 7
- 2) 建設省都市局資料
- 3) (社) 日本ビルエネルギー総合管理技術協会、平成 10 年度版建築物エネルギー消費量調査報告書
- 4) 空調設備基準委員会：事務所建物におけるエネルギー消費量の実態、空気調和・衛生工学、Vol. 53-6、1979. 6、 pp. 535-551
- 5) 尾島俊雄研究室：建築の光熱水原単位、早稲田大学出版部、1995. 6
- 6) 足永靖信：都市気候の緩和、熱供給、(社) 日本熱供給事業協会、1998. 10
- 7) 竣工設備調査用紙一覧、空気調和・衛生工学、空気調和・衛生工学会、1990-1995
- 8) 西岡真穂、松尾陽、永田明寛：都市キャノピーにおける建物からの放熱熱とその影響（その 2）建築の熱放散に関するシミュレーション、建築学会大会学術講演梗概集(1995. 8)、 pp. 587-588
- 9) 西村浩一、中村泰人：冷却塔の水分蒸発量と放熱特性、日本建築学会計画系論文集 NO. 484(1996. 6)、 pp. 53-62
- 10) 空気調和・衛生工学便覧Ⅱ（第 10 版）：空気調和・衛生工学会(1981)、 pp. 432-435
- 11) 住宅・建築省エネルギー機構：建築物の省エネルギー基準と計算の手引き(1997)
- 12) Yasunobu ASHIE, Vu Thanh Ca and Takashi ASAEDA : Building Canopy Model for the analysis of Urban Climate, Journal of wind engineering and industrial aerodynamics 81, ELSEVIER, 1999, pp. 234-248
- 13) Yamada, T. : The critical Richardson number and the ratio of the eddy transport coefficients obtained from a turbulence closure model, J. Atmos. Sci., 32, pp. 926-933, 1975
- 14) Launder, B. E. : On the effects of a gravitational field on the turbulent transport of heat and momentum, J. Fluid Mech., 67, part 3, pp. 569-581, 1975
- 15) Gambo, K. : Notes on the turbulence closure model for atmospheric boundary layer, J. Meteor. Soc. Japan, 56-5, pp. 466-480, 1978
- 16) Ca. V. T., T. ASAEDA, Y. ASHIE: Development of a numerical model for the evaluation of the urban thermal environment, J. Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 81, pp. 181-196, 1999
- 17) 平岡久司： ϵ 式を用いた乱流モデルによる Leipzig Wind Profile の再現性の検討、日本建築学会計画系論文集、第 525 号、 pp. 53-58、1999. 11

[国際共同研究等の状況] 該当なし

[研究成果の発表状況]

(1) 口頭発表 (1997～)

- ・足永靖信他：建物の構造および廃熱を考慮した建物敷地スケールのキャノピーモデル、日本建築学会学術講演梗概集、1997. 9
- ・足永靖信他：保水性建材を用いた市街地熱環境計画手法の開発（その 6 業務建物の排熱特性）、空気調和衛生工学会学術講演会論文集、1998. 8
他 英文 14 編、和文 20 編

(2) 論文発表等 (1997～)

- 足永靖信、田中稔、山本亨：事務所建物の空調システムの排熱特性に関する研究、空気調和衛生工学会論文集、Vol. 75、 pp. 89-97、1999. 10
- ヴタンカ、足永靖信他：都市大気境界層の乱流モデリング（都市建築計画における都市気候予測システムの開発その 1）、日本建築学会計画系論文集（投稿中）
- Y. ASHIE et al. : Building canopy model for the analysis of urban climate, Journal of wind engineering

and industrial aerodynamics 81, ELSEVIER, pp. 237-248, 1999. 5

・ 足永靖信：住宅地における熱環境の動向と対策、雨水技術資料 Vol. 35、(社) 雨水貯留浸透技術協会、1999. 12

・ 足永靖信：都市気候の緩和、熱供給、(社) 日本熱供給事業協会、1998. 10

他 英文1編、和文2編

(3) 出願特許、受賞等 該当なし