

個別分散型空調システムのエネルギー消費量・ランニングコスト評価

山下, 周一
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

東, 啓臣
九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻修士課程

赤司, 泰義
九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

渡辺, 俊行
九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

他

<https://doi.org/10.15017/19033>

出版情報：都市・建築学研究. 4, pp.131-137, 2003-07-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門
バージョン：
権利関係：

個別分散型空調システムのエネルギー消費量・ランニングコスト評価

Energy Consumption and Running Cost Evaluation of Building Individual Air-Conditioning System

山下周一*¹, 東 啓臣*¹, 赤司泰義*², 渡辺俊行*², 井崎智伸*¹
 Shuichi YAMASHITA, Hiroomi HIGASHI, Yasunori AKASHI,
 Toshiyuki WATANABE and Tomonobu IZAKI

In this paper, a simulation model for energy and cost calculations of building individual air-conditioning system is constructed for the purpose of developing energy diagnostic tools for energy saving, and the model is applied to case studies on comparison between EHP (Electric Heat Pump system) and GHP (Gas Heat Pump system) energy/cost performances in an engineering research and education building in a new campus of Kyushu University, which is under planning and constructing as the first stage. As the results, it is verified that EHP is superior to GHP on energy saving because the secondary energy consumption rate of EHP is about twenty five percent of GHP and the primary energy consumption rate of EHP is about fifty seven percent of GHP. On the other hand, the annual running cost of EHP is about ten percent higher than one of GHP.

Keywords: Individual Air-Conditioning System, Diagnostic Tools for Energy Saving, Energy Consumption, Running Cost, System Simulation

個別分散型空調システム, 省エネ診断ツール, エネルギー消費量,
 ランニングコスト, システムシミュレーション

1 はじめに

建築関連においては、現在 150 種類もの省エネ手法があると言われている。良質な建築ストックのためにも、それらの手法を建築・設備システムの設計・運用段階で効果的に反映させることが求められるが、そのためには、検討物件に対してどれほどの省エネルギーが図られていて、その先にどれほどの省エネルギーが可能なかを費用対効果に基づいて定量的かつ迅速に把握することが必要である。

図1は、事務所ビルの空調システム経年変化を示したもので、2000年竣工の事務所ビルのうち約50%が個別分散型空調システムを採用している¹⁾。特に、中・小規模の事務所ビルで個別分散型空調システムの採用割合が多い(図2)¹⁾。個別分散型空調システムは、設計・施工が比較的容易で、室温の個別制御が可能なことからテナントビルなどの熱料金の分離計測にも都合がよい。今後、空調システムの省エネルギー性能の評

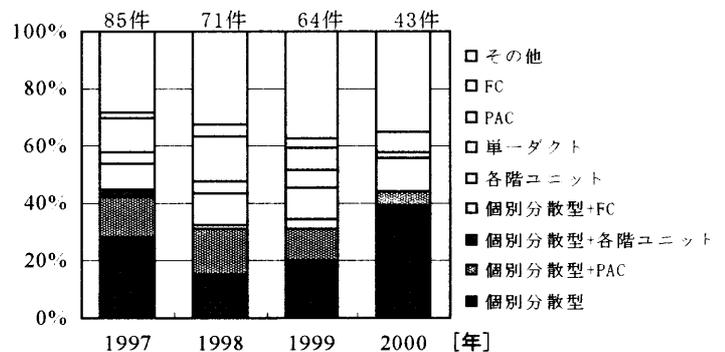


図1 事務所ビルの空調システム経年変化

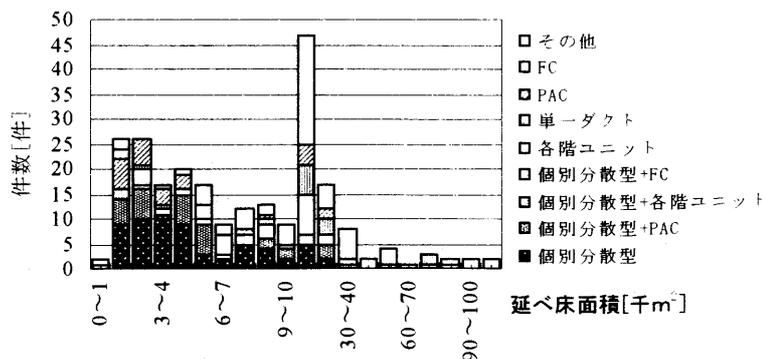


図2 事務所ビルの延床面積と空調システム

*1 空間システム専攻修士課程

*2 都市・建築学部門

価に個別分散型空調システムを扱う機会も増加すると思われるが、そのための有効な診断ツールは十分に整備されていない。

本報では、個別分散型空調システムにおけるエネルギー消費量の計算モデルを作成し、九州大学新キャンパス工学地区研究教育棟（第Ⅰ期）へのシミュレーションに適用して、電気式ヒートポンプ（EHP）とガス式ヒートポンプ（GHP）の比較検討を行った。現在、この工学地区研究教育棟は研究室や教官室、実験室を中心に GHP による個別分散型空調システム導入が検討されている。

2 個別分散型空調システムのモデル化

図3に個別分散型空調システムの概要を示す。個別分散型空調システムでは、冷温水が循環する空調システムと異なり、冷媒が室内機まで搬送され、室内機の冷暖房コイルにて吸込空気と熱交換される。冷媒の挙動については、室外機一台に対して複数の室内機が接続しており、コイル内表面（冷媒側）の熱伝達率や冷媒の凝縮・蒸発温度など不明で扱いにくい点が多く、それらの詳細を個別に計算していくことが極めて困難である。よって、ここでは個別分散型空調システムのモデル化を室外機と室内機が統合した1つのシステムとして考える。システム全体の能力は、室外機能力と室内機合計能力を比較して、その小さい方の能力値によって決定されるが、今回のモデル化では、室外機能力よりも室内機合計能力が小さい場合を想定する。

図4にプログラムフローを示す。まず、空調時の室温設定湿度に対する除去・供給熱量を算出する。顕熱の除去・供給熱量と室温の熱収支関係は、既存のシミュレーションプログラム HASP/ACLD/8501²⁾で得られる仮想冷房負荷と蓄熱応答係数を使って、次の式(1)で表される。

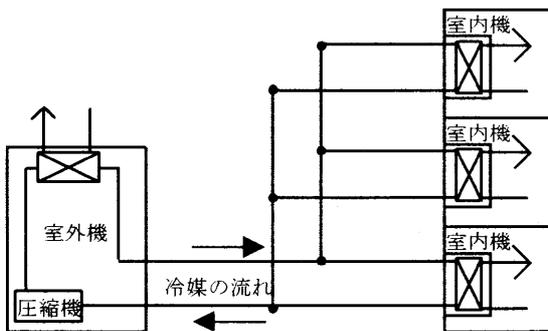


図3 個別分散型空調システム概要

$$\left. \begin{aligned}
 LCS_n + q_n + E_n + G_{air,n} \Delta h_n &= 0 \\
 q_n &= -P_{S0} \Delta \theta_{R,n} + LSS_n \\
 LSS_n &= Q_{1,n} + Q_{2,n} \\
 Q_{1,n} &= -P_{S1} \Delta \theta_{R,n-1} + R_{S1} Q_{1,n-1} \\
 Q_{2,n} &= -P_{S2} \Delta \theta_{R,n-1} + R_{S2} Q_{2,n-1} \\
 \Delta \theta_{R,n} &= \theta_{R,n} - \theta_{ref} \\
 \Delta h_n &\cong c_{pd} (\theta_{IN,n} - \theta_{R,n})
 \end{aligned} \right\} \text{式(1)}$$

ここで、 n ：時刻、 LCS_n ：仮想冷房負荷[kW]、 q_n ：蓄熱負荷[kW]、 LSS_n ：前時刻までの励振による蓄熱負荷[kW]、 E_n ：除去・供給熱量[kW]、 $G_{air,n}$ ：新鮮外気導入量[kg(DA)/s]、 $\Delta \theta_{R,n}$ ：室温 $\theta_{R,n}$ と基準温度 θ_{ref} との差[K]、 Δh_n ：室空気と新鮮外気導入空気のエンタルピー差[kJ/kg(DA)]、 c_{pd} ：乾き空気の定圧比熱[kW・s/(kg(DA)・K)]、 $\theta_{IN,n}$ ：新鮮外気導入空気温度[°C]、 $P_{S0}, P_{S1}, P_{S2}, R_{S1}, R_{S2}$ ：蓄熱応答係数

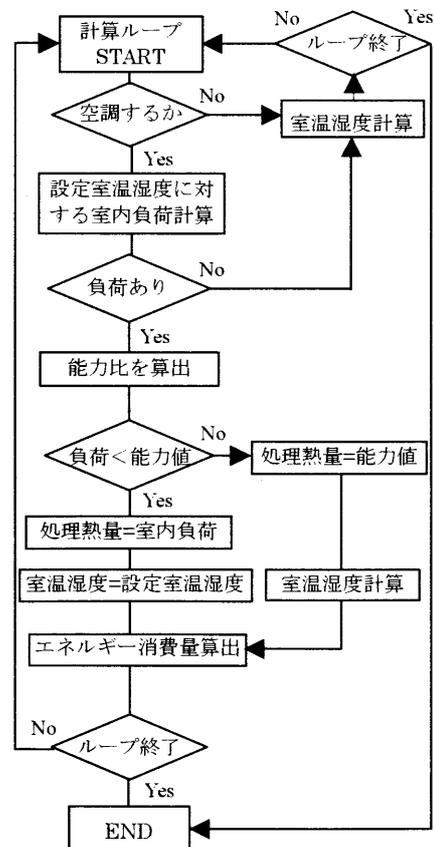


図4 プログラムフロー

式(1)末尾のエンタルピー差が近似されているのは、潜熱とのインターアクションを避けるため、潜熱の除去・供給熱量についても、室絶対湿度を使って式(1)と同様な熱収支式を立てることができる。この熱収支式により、空調時には室設定温湿度が実現するものとして除去・供給熱量を算出し、非空調時には除去・供給熱量を0とおいて室の自然温湿度を算出する。空調時の除去・供給熱量が室内機の処理能力を上回る場合には、その室内機処理能力を除去・供給熱量に代入して、室設定温湿度と異なる室温湿度を計算する。

元来のHASP/ACLD/8501では、計算時間間隔が1時間と固定されている関係で、空調開始時や空調停止時に見られる室温の跳躍的な変動に対応するための直角三角波の蓄熱応答係数が二等辺三角波の蓄熱応答係数と併せて用意されていた。今回、シミュレーションの適用性を拡張するために、計算時間間隔を1分まで短くとることを可能にした。よって、二等辺三角波の蓄熱応答係数のみでそういった室温の跳躍を反映できる。

一方、個別分散型空調システムのエネルギー消費量については、システムの能力・入力・部分負荷特性の概念を利用する。通常、熱源機器の定格能力(処理熱量)、定格入力(エネルギー消費量)は、蒸発器と凝縮器における冷媒との熱交換温度によって影響を受ける。個別分散型空調システムにおけるGHPおよびEHPの場合、冷房時の能力と入力に影響を及ぼす変数は、室内機における吸込空気湿球温度と室外機における外気温度ということになる。よって、室内吸込空気湿球温度と外気温度に対する能力比と入力比を求め(図5、図6)、それぞれに定格能力、定格入力に乗じることで、当該時刻のシステムの最大能力値と最大入力値を算出する。次に、室から要求される除去・供給熱量と最大能力値の比によって部分負荷率を求め、図7から得られる入力比補正に最大入力値に乗じることでエネルギー消費量が計算される(式(2))。図5~図7は参考文献3),4)から作成した。また、個別分散型空調システムでは、複数の室内機が複数の室に分散配置されるが、その際の室内吸込空気湿球温度は、該当する複数室の平均湿球温度とする。式(2)で前時刻の室温湿度が使われている理由は、除去・供給熱量が室内機の処理能力を上回る場合など、当該時刻では室温湿度が計算されていない状況に対処するためだが、計算時間間隔を分単位に短く設定できるので前時刻の値を使用する影響は小さく、また空調開始時を除けばそういった状況はほとんど発生しない。

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{E_n}{QR \times f(\theta_{WB,n-1})} \\ P_n &= PR \times g(\theta_{WB,n-1}, \theta_{O,n}) \times u(x) \end{aligned} \right\} \text{式(2)}$$

ここで、 x : 部分負荷率, QR : システムの定格能力値[kW], PR : システムの定格入力値[kW], $f(\theta_{WB,n-1})$: 能力比, $g(\theta_{WB,n-1}, \theta_{O,n})$: 入力比, $u(x)$: 入力比補正, $\theta_{WB,n-1}$: 室湿球温度(平均)[°C], $\theta_{O,n}$: 外気温度(= $\theta_{IN,n}$)[°C], P_n : エネルギー消費量[kW]

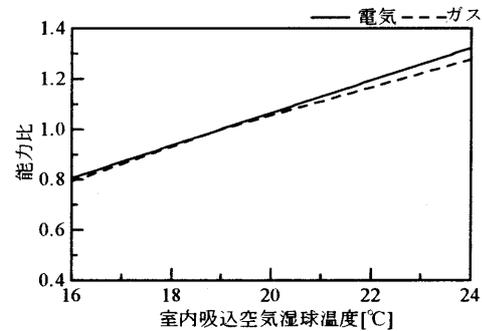


図5 システムの能力比特性(冷房時)

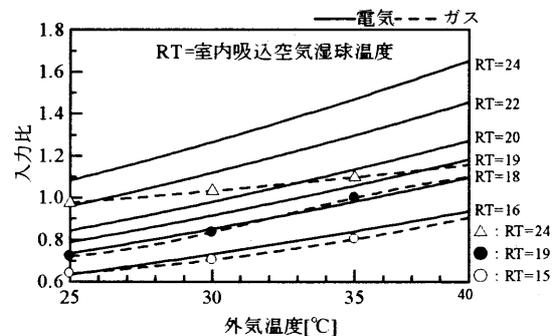


図6 システムの入力比特性(冷房時)

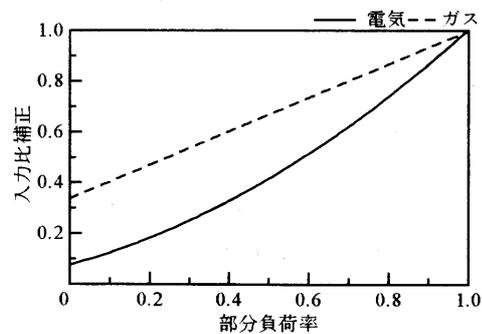


図7 システムの部分負荷特性(冷房時)

3. 九州大学新キャンパス工学系研究教育棟への適用

3.1 計算条件

(1) 建物モデル化

建物モデル化は、現段階までに実際に計画されている工学系研究教育棟のプラン及び仕様を基に作成した⁵⁾。窓面積比や1棟当りの延床面積、事務室、講義室、研究室、実験室関連の延床面積に占める割合、壁体仕様等をできるだけ変えずに、シミュレーションが可能な範囲でプランを変更、単純化した。図8に実際に計画されている基準階平面図、図9にモデル化された1階平面図と基準階平面図を示す。1階と2階は事務室、学部講義室、実験室を配置し、3階以上の基準階は教官室、研究室、実験室が配置される。表1に実際の計画と建物モデルにおける室用途別の延床面積比と窓面積比の比較を示し、表2に建物モデル概要を示す。

(2) 空調のゾーニング

大学施設は様々な用途を持つ複数の室によって構成される。講義室、事務室、教官室、研究室、実験室ではその使い方も内部発熱の状況もそれぞれ異なったものになる。個別分散型空調システムでは各室内機で起動・停止が可能であり、一般的に室用途（使用時間帯）にあわせて細かくゾーニングを行うことが有効である。したがって、各フロアを室用途ごとに機器容量に合わせてゾーニングし、1階～9階までを計65ゾーンに分けた。室内機は各室に設置され、1台の室外機と数台の室内機で1ゾーンを空調する（図9）。

(3) 内部発熱スケジュール

表3に講義室、事務室、教官室、研究室・実験室の内部発熱スケジュール（在室人数、照明発熱、機器発熱）を示す。講義室と事務室は土曜日、日祭日を休日とし、教官室と研究室・実験室は日祭日のみを休日とした（土曜日の内部発熱スケジュールは別途与える）。

(4) 空調運転スケジュール

長期休暇の設定として、下層階（1, 2階）の講義室と実験室では、7月11日～9月10日、12月25日～1月7日、3月1日～4月7日の期間は空調を行わない。空調は6月～9月を冷房、12月～3月を暖房とし、その他の月は中間期として空調機器を停止する。ただし、新鮮外気導入のためのファン動力は運転する。また、室設定温湿度を夏季26℃50%、冬季22℃50%とし、空

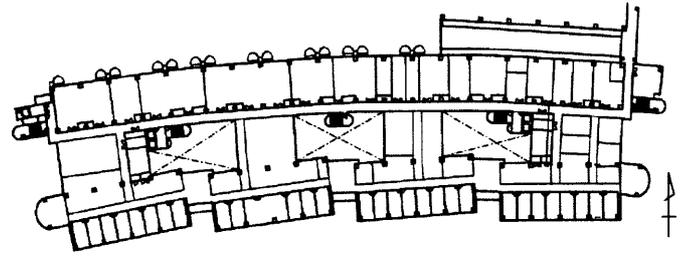


図8 実際に計画されている基準階平面図

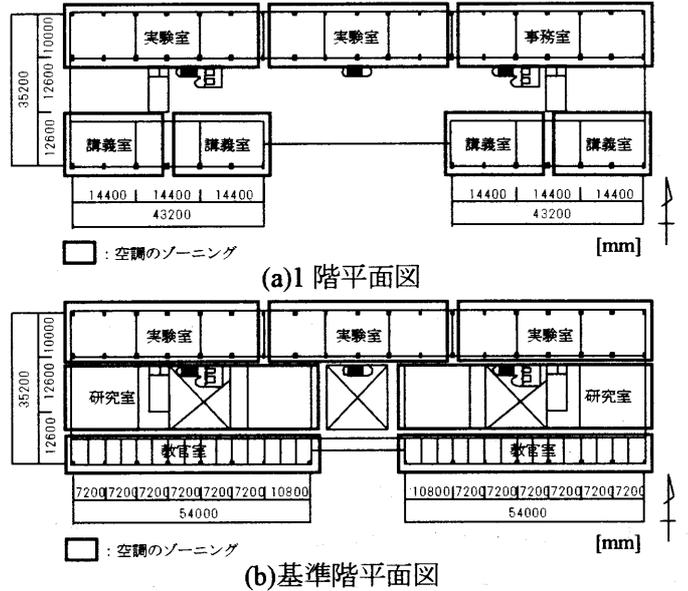


図9 モデル化された平面図

表1 室用途別の延床面積比と窓面積比

		実際の計画[%]	建物モデル[%]
延床面積比	講義室	11.3	13.0
	事務室	6.4	4.7
	研究室	48.9	44.9
	実験室・その他	33.4	37.3
窓面積比		26.3	26.3

表2 建物モデル概要

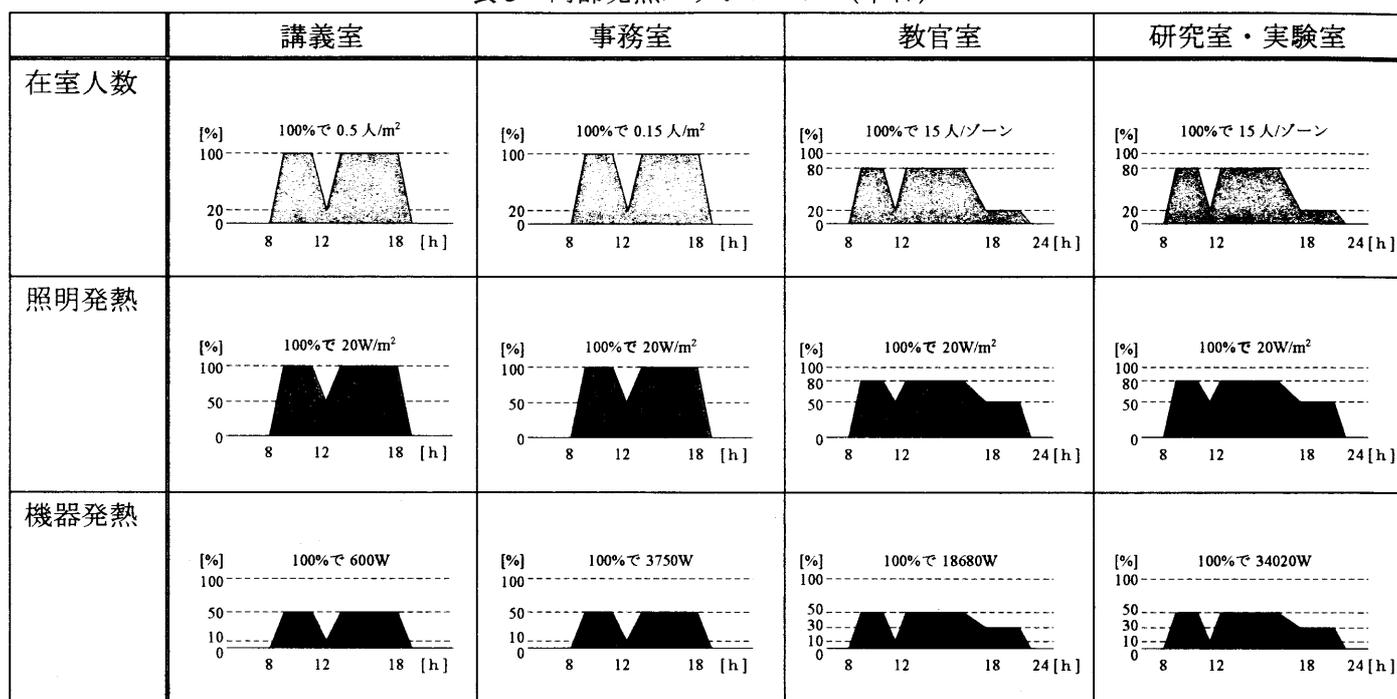
建物位置	福岡市西区	建物階数	地下1階, 地上9階
延床面積	39718m ²	階高	1階, 2階: 4.5m 基準階: 4.2m
建物高さ	42.4m	天井高	1階, 2階: 2.9m 基準階: 2.6m

調日の空調運転時間帯は在室時間帯とする。すなわち、講義室と事務室は8時～18時、教官室と研究室・実験室は8時～24時である。

(5) 空調機器仕様

各室の最大負荷を各ゾーンで集計し⁶⁾、この値を基

表3 内部発熱スケジュール (平日)



に個別分散型空調システムの機器選定を行った。表4に空調機器仕様を示す。

表4 空調機器仕様 (単位: kW)

3.2 計算結果

(1) 室温湿度と1次エネルギー消費量

代表的な教官室ゾーンにおける3日間の室温湿度変動とエネルギー消費量の経時変化を示す(図10)。計算時間間隔は10分である。いずれの室温湿度も設定値に制御されており、1次エネルギー消費量(電力・ガス)は、冬季よりも夏季が、また、EHPよりGHPが大きな値を示す。

(2) 機器別の年間1次エネルギー消費量

EHPとGHPの機器別の年積算1次エネルギー消費量を図11に示す。新鮮外気導入のための換気ファンはEHPやGHPとは独立して設置・運用されると想定しているため、両者の換気ファン動力は同値となる。室外機と室内機ファンのエネルギー消費量については、GHPがEHPと比べて室外機で約2倍、室内機ファンで約3倍となっている。EHPの場合、室外機と室内機ファンにインバータ制御が取り入れられており(図7)、部分負荷効率がGHPに比べて極めて高い。年間を通じて全負荷運転となる時間数はわずかであり、部分負荷運転時に高効率となるインバータ制御の省エネルギー

ゾーン	方式	設置台数	冷却能力	暖房能力	冷房入力	暖房入力
講義室ゾーン	EHP	室内機3台	16.0	18.0	0.188	0.20
		室外機1台	56.0	63.0	19.0	20.1
	GHP	室内機3台	16.0	19.0	0.29	0.29
		室外機1台	56.0	67.0	46.7 (1.75)	45.4 (1.32)
事務室 実験室ゾーン	EHP	室内機6台	9.0	10.0	0.101	0.083
		室外機1台	56.0	63.0	19.0	20.1
	GHP	室内機6台	9.0	10.6	0.20	0.20
		室外機1台	56.0	67.0	46.7 (1.75)	45.4 (1.32)
教官室ゾーン	EHP	室内機15台	2.8	3.2	0.046	0.032
		室外機1台	45.0	50.0	14.6	16.0
	GHP	室内機15台	2.8	3.4	0.08	0.08
		室外機1台	45.0	53.0	37.2 (1.30)	36.2 (1.32)
研究室ゾーン	EHP	室内機4台	14.0	16.0	0.132	0.138
		室外機1台	56.0	63.0	19.0	20.1
	GHP	室内機4台	14.0	17.0	0.29	0.29
		室外機1台	56.0	67.0	46.7 (1.75)	45.4 (1.32)
実験室	EHP	室内機5台	11.2	12.5	0.096	0.103
		室外機1台	56.0	63.0	19.0	20.1
	GHP	室内機5台	11.2	13.2	0.20	0.20
		室外機1台	56.0	67.0	46.7 (1.75)	45.4 (1.32)
実験室ゾーン	EHP	室内機4台	11.2	12.5	0.096	0.103
		室外機1台	45.0	50.0	14.6	16.0
	GHP	室内機4台	11.2	13.2	0.20	0.20
		室外機1台	45.0	53.0	37.2 (1.30)	36.2 (1.32)

注) 室内機の入力はファンの消費電力によるもの。また、GHPの室外機における入力の数値は、室外機で消費される電力を示す。

一効果が現れている。

(3) エネルギー消費量とランニングコスト

図 12 に単位延床面積当たりの月別 2 次及び 1 次エネルギー消費原単位を示す。個別分散型空調システムの場合、一般的な中規模以上の事務所ビルで導入されることの多い中央供給方式（エアハンドリングユニット方式など）と比べて、搬送系のエネルギー消費量が全体のエネルギー消費量に対して小さな割合となる。中央供給方式の場合は、室からの還り空気と新鮮外気導入分の風量をまとめて送風する能力をダクト抵抗も含めて考慮する必要があるが、個別分散型空調システムでは室内機の機内抵抗のみを考慮すればよく、そのファン動力は非常に小さくなる（表 4）。ポンプについても、個別分散型空調システムでは、室外機の圧縮機における冷媒圧縮過程を利用して冷媒搬送される場合が多く、中央供給方式の冷温水搬送に相当するポンプ動力が省力化される。

月別のエネルギー消費原単位については、2 次及び 1 次エネルギー消費原単位ともに、冬季よりも夏季が大きな値を示す。また、EHP と GHP の比較では、年間を通じて EHP が GHP よりもエネルギー消費原単位が小さい。図 13 に年間エネルギー消費原単位を示す。2 次エネルギー消費原単位で EHP は GHP の約 25%、1

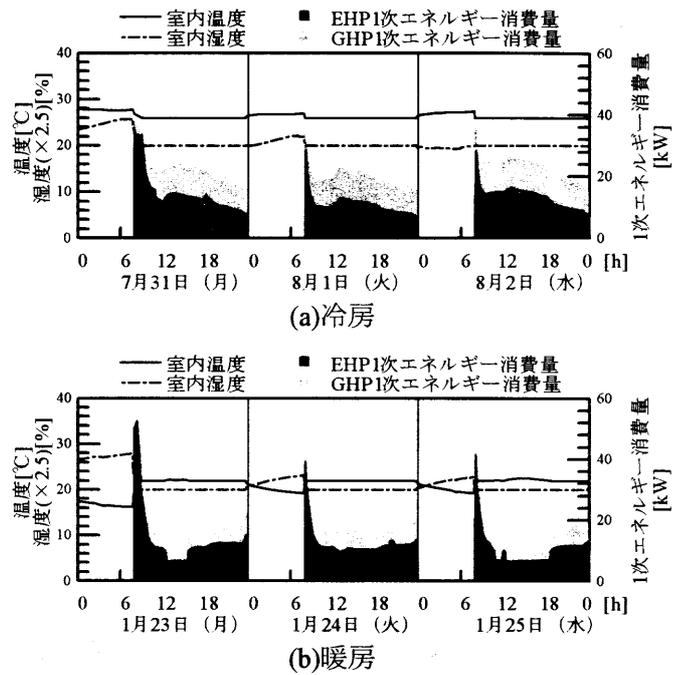


図 10 室温湿度変動と 1 次エネルギー消費量(教室)

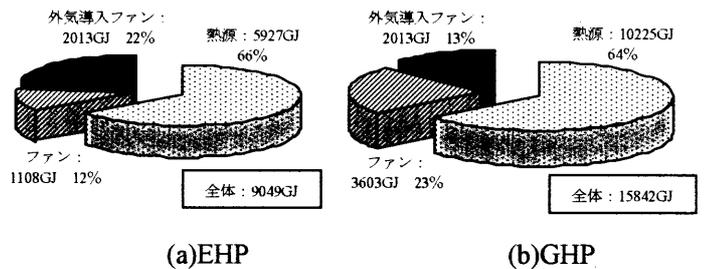
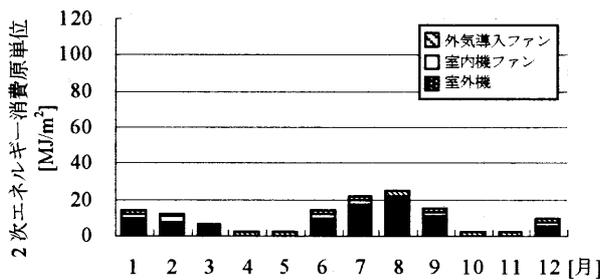
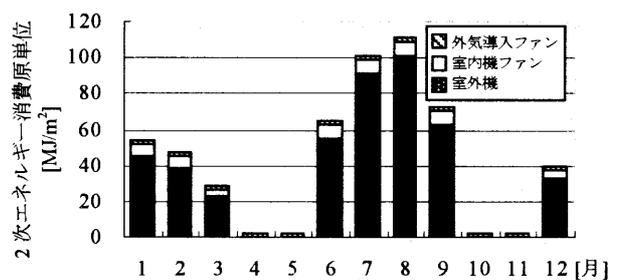


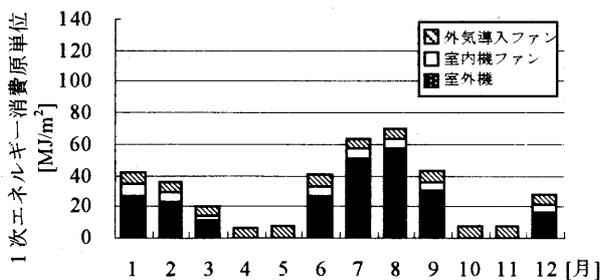
図 11 機器別の年間 1 次エネルギー消費量



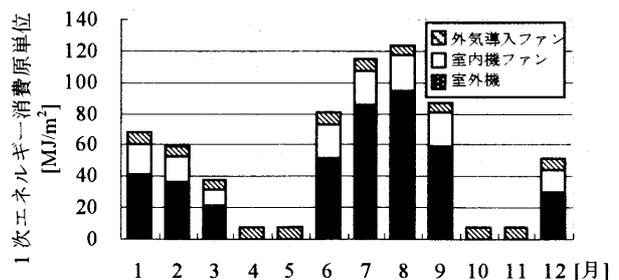
(a-1) 2 次エネルギー消費原単位 (EHP)



(a-2) 2 次エネルギー消費原単位 (GHP)



(b-1) 1 次エネルギー消費原単位 (EHP)



(b-2) 1 次エネルギー消費原単位 (GHP)

図 12 月別エネルギー消費原単位

次エネルギー消費原単位で約57%となり、EHPがGHPよりも省エネルギーであることがわかった。

一方、計算対象の個別分散型空調システムに応じた電力とガスの料金体系（表5）^{7,8)}とエネルギー消費量の計算結果に基づいて年間のランニングコストを算出すると表6となる。EHPはエネルギー消費量としては小さくなるが、ランニングコストでは逆にGHPよりも約10%割高になる。

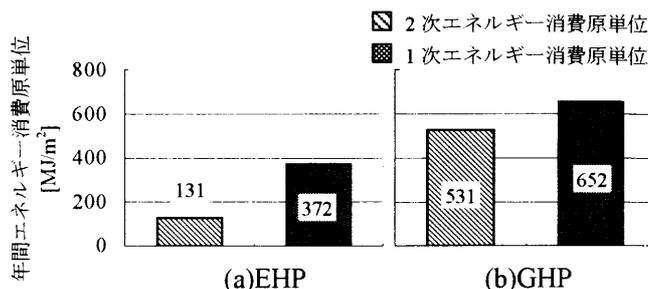


図13 年間エネルギー消費原単位

4. まとめ

本報では、建築空調における省エネルギー診断ツールの整備を目的に、個別分散型空調システムに関するエネルギー消費量の計算モデルを構築した。また、このツールを九州大学新キャンパス工学地区研究教育棟（第I期）へのシミュレーションに適用して、EHPとGHPとの比較検討を行った。その結果、2次エネルギー消費原単位でEHPはGHPの約25%、1次エネルギー消費原単位で約57%となり、EHPの省エネルギーに対する優位性が確認できたが、ランニングコストでは逆にGHPよりも約10%割高になった。

参考文献

- 1) 空気調和・衛生工学会：「竣工設備調査用紙一覽」，（社）空気調和・衛生工学，第72巻～第75巻，第2号，1998年～2001年
- 2) 松尾 陽，他：HASP/ACSS/8502 プログラム解説書，（社）建築設備技術者協会，1992年1月
- 3) ダイキン：「2002年設備設計資料ビル用マルチVe-up シリーズ」
- 4) 三菱重工：「ガスヒートポンプエアコンカタログ」
- 5) MCM 設計共同体：九州大学新キャンパス・工学地区研究教育棟基本・実施設計，2002年9月

表5 電力とガスの料金体系

電力料金	基本料金	1200円/kW
	従量料金	夏季（7～9月）：14.3円/kWh その他の季節：13.0円/kWh
ガス料金	定額基本料金	冬季（12～3月）：80000円 その他の季節：40000円
	流量基本料金	冬季（12～3月）：5377円/m ³ その他の季節：831円/m ³
	従量料金	45.27円/m ³

表6 エネルギー消費量とランニングコスト

	EHP	GHP	
	電力	電力	ガス
年間エネルギー消費量 （電力[MWh]，ガス[m ³]	882.4	547.2	237615
2次エネルギー消費原単位[MJ/(m ² ・年)]	131	531	
1次エネルギー消費原単位[MJ/(m ² ・年)]	372	652	
基本料金[万円/年]	2002.2	348.0	711.4
従量料金[万円/年]	1201.6	756.5	1075.7
ランニングコスト[万円/年]	3203.8	2891.6	

- 6) 空気調和・衛生工学会空気調和設備委員会：「設計用最大熱負荷計算法」，（社）空気調和・衛生工学会，1889年12月
- 7) 九州電力株式会社：「業務用電力料金単価（早取料金）」，2002年10月
- 8) 西部ガス株式会社：「空調用B契約」，2001年6月

（受理：平成15年6月12日）