

*1 本店 技術研究所 先端技術研究グループ

床チャンバー方式による集合住宅向け空調システムの開発 －実居住住宅における運転特性・エネルギー消費の長期実測－

佐 竹 晃 *¹ 小 林 信 裕 *¹

要 旨

地球温暖化問題を背景に近年の集合住宅は高断熱化が進み、特に冬の温熱環境が良くなり足元が冷える現象は緩和してきている。集合住宅では快適性に優れスマートにビルトインされた床暖房が普及してきたが、今後さらに高断熱化が進めば、従来方式と異なった低い温度の暖房熱を使ったエネルギー効率に優れた床暖房方式が求められるようになる。一方で住宅における冷房設備の需要は高まり続け、全室にエアコンが必要となってきた。そして、集合住宅において乾式二重床の床先行工法が一般化し始め、住宅内を連続する二重床空間が副次的に生まれている。これらの背景から本開発では、二重床空間を冷暖房の給気経路に利用することにより、住宅全体にわたり床暖房効果を生み、冷房・除湿にも対応できる新構造の住戸セントラル空調システムを考案・開発し、2008年に実際の集合住宅に導入して居住状態での長期運転試験、実測調査を開始した。本報では、4年間に亘る実測調査で得られた開発システム運転時の室温や機器特性、年間の消費電力、空調熱量の実績に加えて、実測結果もとに構築した月別・年間のエネルギー・電力量を簡易に推定する方法を示す。

キーワード 住戸セントラル空調／乾式二重床／空気式床暖房／輻射空調／実居住住宅

目 次

- | | |
|----------|-------------------|
| 1. はじめに | 4. エネルギー消費量推定式の構築 |
| 2. 調査の概要 | 5. まとめ |
| 3. 実測結果 | |

DEVELOPMENT OF UNDER-FLOOR AIR SUPPLY HVAC SYSTEM FOR CONDOMINIUMS - LONG TERM FIELD MEASUREMENT OF SYSTEM OPERATION -

Akira SATAKE

Nobuhiro KOBAYASHI

Synopsis:

In recent years, because the thermal insulation of housing became increasing, it leads to a decline of the air conditioning loads, a improvement of the indoor comfort particularly in winter, and a floor temperature that is not so cold in winter. For such a recent housing, more suitable HVAC design is required. In this study, we thought up and developed a new HVAC system for condominiums that use the under-floor space to supply each room with heating or cooling air. The purpose of the system is doing it comfortably and saving energy consumption for condominiums. Up to now, we built an experiment house comprising the system and carried out various experiments. As the result, we found just the right design method of the system. Afterwards, we built up the system in actual condominiums completed in 2008, and we had started the long term field measurement of the operation on dwelling. This report presents room temperature, equipment operation and annual electricity consumption, which obtained by the measurements for 4years, and an easily method to estimate energy consumption based on the results, that we built.

* 1 本店 技術研究所 先端技術研究グループ

1. はじめに

1.1 開発の背景

これからの住宅計画には「地球温暖化対策と良質なストック蓄積」という社会的要求への対応が欠かせない。空調システムに関する研究分野においては、「建物の高断熱化に加えて、エネルギー効率と機能の向上」を図っていくことが重要となる。

集合住宅では、寒冷地から温暖地にわたりリビングを中心に床暖房設備が普及している。床暖房はルームエアコンのように温風で室・人を暖める「対流式」と異なり、床面から室・人を暖める「輻射式」の身体に優しく快適性に優れる暖房である。このように快適性に優れかつスマートにビルトインされた良質な設備へのニーズは高い。

近年では、集合住宅においても複層ガラスの採用が急速に進み、建物の断熱性能が飛躍的に向上している。これは、冬の暖房負荷を削減する上に住戸内の温度むらや床が冷える現象を大幅に緩和する。これまで床暖房のために燃料燃焼や電気ヒータで作られてきた 50～60℃の高温の熱が不要となり、ヒートポンプにより優れたエネルギー効率で生産できる 40℃以下の低温の熱を住宅内に適切に供給・分配する技術が必要になってくる。また、住宅の空調設備はこれまで暖房を主体に計画されてきたが、夏の快適性への希求や防犯意識の高まり、熱帯夜増加等に伴い、冷房設備の必要性が年々高まり続けており、建物の高断熱化（冷房負荷の低減）はこれを推し進める。住宅の全室分の冷房設備を考慮した建築・設備計画が求められてくると予測される。

そして、集合住宅の床工法として乾式二重床が普及しているが、施工性や将来の間取り更新性配慮の観点から二重床の床先行工法が開発され普及しはじめている。当工法により生まれる住戸内を連続する二重床空間をチャンバーとして空調に利用すれば、床を輻射面として利用する新たな価値を生む冷暖房方式になると考えられる。

以上のような背景から、住宅全体の冷房、暖房とともに考慮し、省エネルギー、快適性、建築・設備一体化によるデザイン性を高める建築・設備計画（図-1）を目指した、集合住宅の二重床空間を利用する新構造の住戸セントラル空調システムを開発した。

1.2 システムの概要・効果

集合住宅の二重床空間を省エネポテンシャルが高いヒートポンプエアコンと 24 時間換気の給気経路に利用し、外壁・窓付近に設ける風量可変装置（ダンパーユニット）を備えた床吹出口から給気を行う室別変風量方式の住戸セントラル空調システムである（図-2、以下、開発システムという）。開発システムの概要・特徴は、以下に記すとおりである。

- ・空調室内機を廊下の下がり天井内に配置。住戸内廊下からの還気とフィルタで清浄された外気をミックスし

た空気を冷暖房した後に二重床空間に給気。

- ・住戸内で連続する二重床空間を冷暖房・換気の給気チャンバーとし、二重床を輻射面として利用。
- ・風量制御用のダンパーを内蔵した床吹出しユニット（窓・外壁付近）と操作リモコン（壁）を各室に設置。
- ・室に供給された空気は各室のドアアンダーカットから廊下へ返り、一部は浴室等の換気設備で排気し残りは空調室内機へ返して再循環。

開発システムのプロトタイプ実験により確認された効果を以下に記す^{1)~2)}。

- ①二重床の輻射面利用により、住戸全体にわたり床暖房効果を実現し（床面温度が室温より 1～2℃高い）、気流の低減（0.1m/s 以下、冷房・暖房時ともに気流による不快感を低減）と室内温度むらを解消。
- ②可変風量機構によって室別に空調発停や室温設定ができる上に、安定した床暖房効果を実現。
- ③取入れ外気に清浄フィルタを設けることで粉塵や花粉

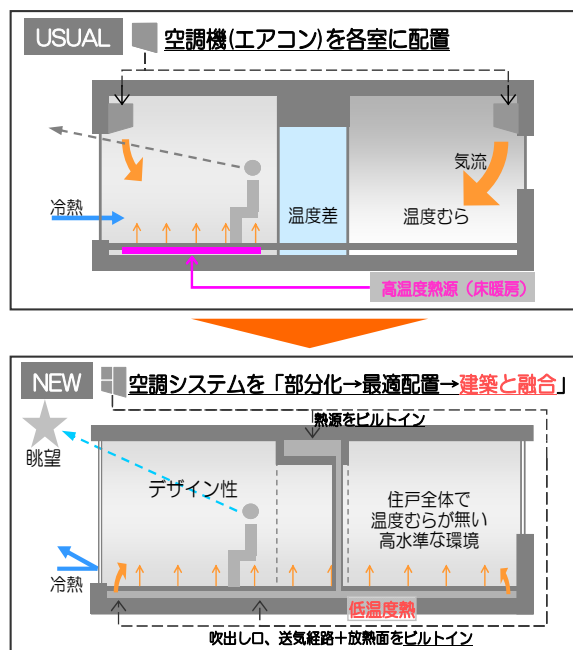


図-1 開発システムの特徴（従来方式との比較）

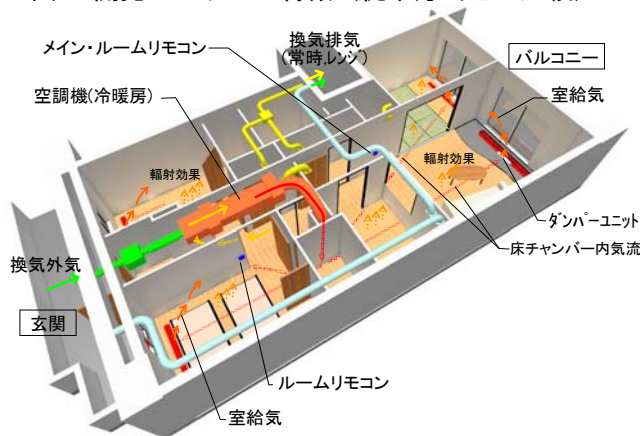


図-2 開発システムの構造

が少ない室内環境を実現。第一種換気方式により、従来のような各室自然給気口からの不快なドラフトを解消。

④住戸全体空調により結露によるカビ・アレルギーを低減。

⑤廊下天井内への室内機配置で静かな室内環境を実現。

⑥ビルトインされた室内機と1台で済む室外機によりスマートな空間デザインを実現。

等である。

1.3 研究の経緯・目的

2004年から既存集合住宅の1住戸を改装してプロトタイプシステムの構築、実験研究に着手し、垂直・室内温度の分布特性、輻射環境、温冷感等の評価研究を行なった。この結果を受けて、設計要件の整理、構成機器の試作開発、数値シミュレーションによる設計検証を経て2008年に実用化システムを開発した^{1)~2)}。

その後、本報で示す実際の集合住宅に開発システムを導入し、実居住状態での長期運転試験、性能検証のための長期実測調査を開始した。本調査研究により、利用者の生活行動と空調機操作に基づき実現される室内熱環境、空調機の運転特性、消費電力、経年変化等を把握してデータを蓄積し、また利用者からの意見を収集することは、独自の開発システムの技術・性能・価値をさらに向上していく研究に資する上に、客先提案や普及推進に必要で重要な情報が得られる。既報³⁾では、本調査研究における2年間の実測で得られた結果を速報し、システム計画時に構築したシミュレーションモデルによる解析値を実測値で検証した。本報では、その後2年間を経過した計4年間のデータを詳細に分析、評価した結果を示した上で、実測結果に基づき構築した開発システムの月別・年間のエネルギー消費量・電力の簡易な推定方法を述べる。

2. 調査の概要

2.1 調査対象

図-3に調査対象2住戸の東側立面位置と建物外観を、表-1に建物、空調設備、居住者の概要を、図-4に住戸1の平面図を示す。横浜市に2008年に竣工したRC造5階建ての新築集合住宅の3階に位置する中間住戸（住戸1）と最上階妻側住戸（住戸2）を調査対象とする。住戸2は住戸1と南北が反転した間取りで、北側が外壁となる。

住戸は片廊下型の3LDKプランで玄関・廊下の天井内に空調室内機、24時間換気用の給気ファン・フィルタボックスが設置され、住戸の平面中央付近の二重床内へ空調処理後の空気が送られる。計4室の窓付近の床には自動制御ダンパーが組み込まれた床吹出口とそれら一対で壁にリモコンが設置され、室別に床吹出しの発停や風量制御がされる。両住戸ともに、空調機の運転や温度設定は居住者に任せている。住戸1では2009年10月末に居住者の変更があり5日間の不在期間があったが、それ以外は両住戸ともに居住が継続した。



図-3 対象住戸（東側立面，北東側外観）

表-1 建物、空調機の仕様

場所	神奈川県横浜市	
用途・構造	集合住宅，RC造5階	
住戸専有部	床面積：71.8㎡，階高2.86m 外壁・屋上断熱：現場発泡ウレタン t25 窓：真空断熱ガラス t4+4	
	住戸1	住戸2
位置	中間階中間	最上階妻側
熱損失係数(計算値)	2.1 W/㎡℃	2.4 W/㎡℃
相当隙間面積(実測値)	0.45cm ² /㎡	0.45 cm ² /㎡
居住者	ファミリー世帯，3人→2人 (2009/末 入居者変更)→ 3人(2012)	ファミリー世帯，3人→4人(2011)
空調機	空冷ヒートポンプ式エアコン 能力：冷房/5.0kW，暖房/5.6kW 消費電力：冷房/1.65kW，暖房/1.7kW エネルギー消費効率：冷房3.0，暖房3.3	
換気設備	第一種(空調機リターン部に外気供給，浴室回りから排気)，風量80m ³ /h	

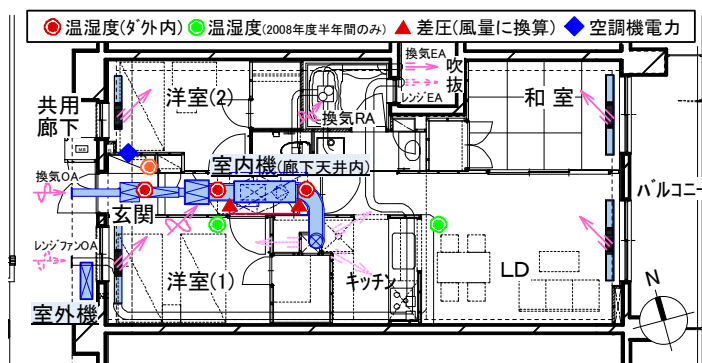


図-4 対象住戸の平面図と計測位置（住戸1）

※住戸2は、住戸1の北側に南北反転のプランで位置する

2.2 実測項目・方法

2008年4月より連続計測を開始し4年間のデータを得た。計測項目と計測センサー位置を図-4及び以下に示す。

- ①電力：住戸内の分電盤部にて、住戸全体と空調機
 - ②差圧：室内機の出入口間（入居前に両住戸で測定した風量と差圧の関係（P-Q特性）を用いて風量に換算）
 - ③温湿度（空調機回り）：外気ダクト内（換気OA），空調室内機の還気風路内（空調機RA），給気風路内（空調機SA）
 - ④温湿度（室内）：リビング（LD），廊下，主寝室
 - ・2008年度の7月～2月のみ計測を実施。
 - ・当初は、主な滞在室であるLDと、空調機への還気の状態に近い廊下を対象とし、12月より室間の温度差を把握するために主寝室を追加。
 - ・12月以降に、ルームエアコンが設置された4階の一般的な住戸を参考のために計測。
- ①～③のセンサーはデータロガーに接続し10分間隔で

連続計測。④は自記録式温湿度計を床上高さ 1m 程度の内壁に設置し 10 分間隔で連続計測。

3. 実測結果

3.1 初年度の室温実測

(1) 室温と空調機運転方法

図-5 に各室と換気 OA の気温の日平均・日最高・日最低値、および空調機電力の日積算値を住戸別に示す。時刻歴の詳細は既報³⁾に示した。

住戸 1 では、LD の日平均値が 7～8 月は 29℃弱で、11 月中旬以降の冬は 20～21℃で推移し、冬の日最高値と日最低値の差（日較差）は 5℃前後で継続した。LD と廊下・主寝室の冬の室温温度差は 2～3℃であった。空調機電力は住戸 2 に比べて日別のばらつきが大きい。夏冬ともに LD を主体とした間欠運転がなされていた。

住戸 2 では、LD の日平均値が 7～8 月は 29℃弱で、11 月中旬以降の冬は約 20℃で安定して推移し、日較差は 1℃以下と小さい。約 19℃で推移する廊下・主寝室と LD の室温温度差も約 1℃と小さい。空調機電力は日別の違いは小さく、夏冬ともに連続運転がなされていた。

なお、住戸 2 において 8 月末に空調機電力が増加しているのは除湿モードでの運転が 4 日間継続されたためである。住戸 1, 2 ともに正月前後に空調停止期間が続いたことで室温が低下している。

(2) ルームエアコン採用住戸の室温（参考）

図-6 に住戸 1 の上階の 4 階妻側で LD にルームエアコンが設置された一般的な住戸の冬の LD, 廊下, 主寝室の気温の日平均・日最高・日最低値を示す。LD は平均 20℃前後、日最高値 25～27℃、日最低値 15～18℃で推移し、日較差が 10℃と大きい。廊下、主寝室は約 15℃で合致して日較差が無く推移し、LD との室温温度差は 5℃以上あり大きい。開発システムと一般的な住宅とで温熱環境の計画・志向が大きく異なることが確認された。

(3) 初年度以降の住戸温度の推定

長期実測では、空調により実現された住戸内の平均的な室温（以下、住戸温度という）の把握が有用なので、これを長期実測項目である空調機 RA 温から推定する方法を 2008 年度の室温実測の結果から導く^{注1}。

開発システムは、各室床吹出口からの給気が廊下に返った後に廊下天井の空調機吸込口を通過して再循環するので、住戸温度は各室の空気が集まる廊下中央付近の気温、つまりは廊下天井の空調機吸込口を通過する気温 $T_{Grill-RA}$ と設定できる。また、空調機 RA は換気 OA と空調機吸込口を通過する空気が混合したものであるため、これらの気温 T [℃] と風量 V [m³/h] の関係は次式で表される（簡易のため空気密度は一定と考える）。

$$V_{Grill-RA} \cdot T_{Grill-RA} + V_{OA} \cdot T_{OA} = V_{AC-RA} \cdot T_{AC-RA} \quad [1]$$

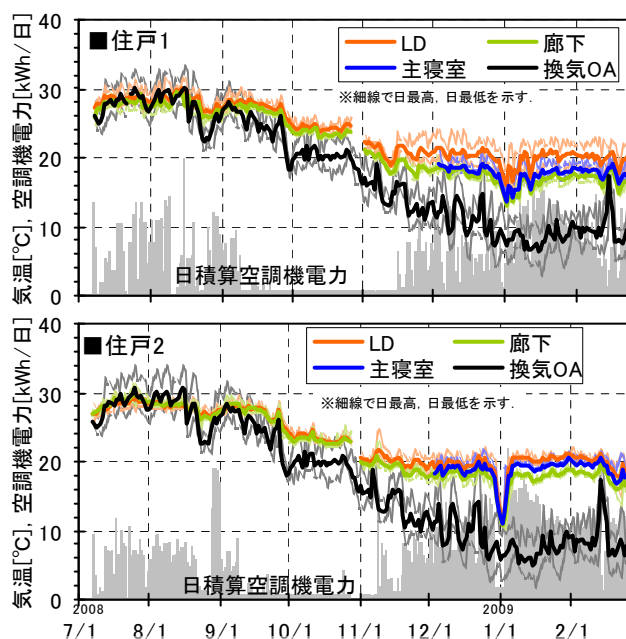


図-5 室温、換気 OA 温と日積算空調機電力

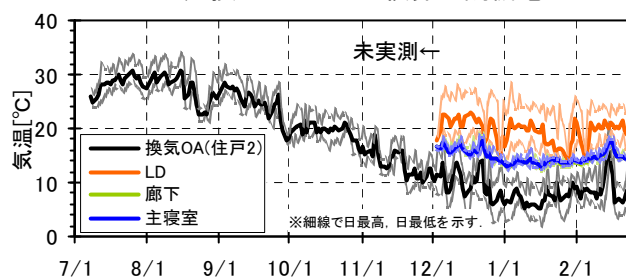


図-6 ルームエアコン採用住戸の室温（参考）

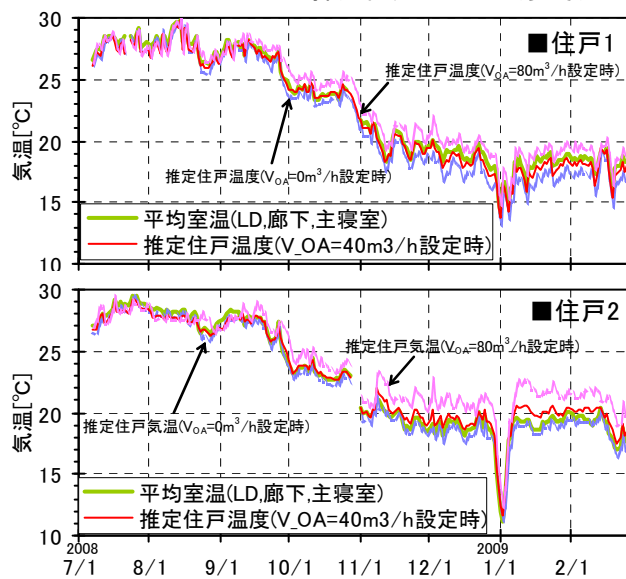
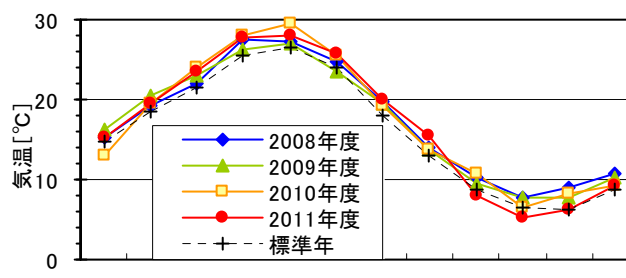


図-7 実測平均室温と V_{OA} 別の推定住戸温度



4月 5月 6月 7月 8月 9月 10月 11月 12月 1月 2月 3月
図-8 月平均外気温(年度別と標準年(横浜))

$$V_{Grill-RA} + V_{OA} = V_{AC-RA} \quad [2]$$

添字；Grill-RA:廊下天井の空調機吸込口の通過空気、

AC-RA:空調機 RA, OA:換気外気

ここで、 $V_{Grill-RA}$ 、 $T_{Grill-RA}$ 、 V_{OA} の 3 変数が長期実測項目でないため式が解けないので、 V_{OA} を 0, 40, 80m³/h の 3 通りに設定した場合の住戸温度 $T_{Grill-RA}$ を 1 時間毎に計算し、初年度の 3 室の実測室温の平均と比較する (図-7)。

住戸 1 では $V_{OA}=40$ 設定時に住戸温度 $T_{Grill-RA}$ が実測値と合致する。住戸 2 では $V_{OA}=0\sim40$ の範囲で両者は合致し、 $V_{OA}=40$ 設定時の差は概ね 1℃以下に収まる。実際の換気外気量 $V_{OA}=80$ を使うと誤差が大きい^{注2}。以上のことから、両住戸ともに $V_{OA}=40$ と設定すると、長期実測期間全体の住戸温度を推定できると判定する。

3.2 4 年間の長期実測

(1) 外気温

図-8 に年度別の外気温と横浜の標準年値⁴⁾の月平均値を示す。外気温は両住戸の換気 OA 温の平均値とした。全体的に実測値が標準年より 2℃前後高い傾向にあり、特に毎年度 7 月や 2010 年度 8 月は約 3℃高い。逆に 2010 年度の 4 月、2011 年度の 12～1 月は標準年より約 1℃低い。

(2) 住戸温度

図-9 に、住戸温度とその日較差の月平均値を示す。夏の平均値は、住戸 1 は年により 27～30℃で違いがあり、住戸 2 は年毎の違いは少なく 28℃で安定した。冬の平均値は、住戸 1 が 13～17℃で年により違いがあり、住戸 2 は約 19℃で安定した。住戸 1 は 2009 年末の居住者変更後に特に冬の住戸温度が下がる変化をした。

日較差は住戸 1 が夏冬ともに 3～4℃であり、住戸 2 は夏が 2℃以下、冬が 2～3℃と少ない。住戸 1 は間欠的な運転が、住戸 2 は連続的な運転が行なわれていた傾向があり、これに伴う住戸温度の特性が確認された。

(3) 空調機電力

図-10 に空調機電力の月積算と年積算値を示す。両住戸ともに冷房より暖房が多く 1 月が最大である。1 月の住戸 1 は 300kWh/月、住戸 2 は 450kWh/月 前後であり、実現室温が高い住戸 2 が約 50%多い。7～8 月において住戸 1 は年々減少し平均的に 150kWh/月、住戸 2 は年により増減はあるが 200kWh/月前後である。これらの年度別の差は家族構成の変化、省エネ・節約の意向や、開発システムの上手な使い方の修得が主要因であり、外気象の違いの影響は小さいと判断する。年積算値は住戸 1 の 2008 年度が約 1,700kWh で以降は 1,250kWh 前後、住戸 2 が 2,100kWh 前後である。なお、換気のために循環ファンは常時運転するため 5, 10 月でも約 20kWh/月の電力が消費されている。

(4) 空調機処理熱量

図-11 に空調機処理熱量^{注3}の月積算を示す。空調機電力と同様に両住戸ともに 1 月が多いものの、冷暖房間の

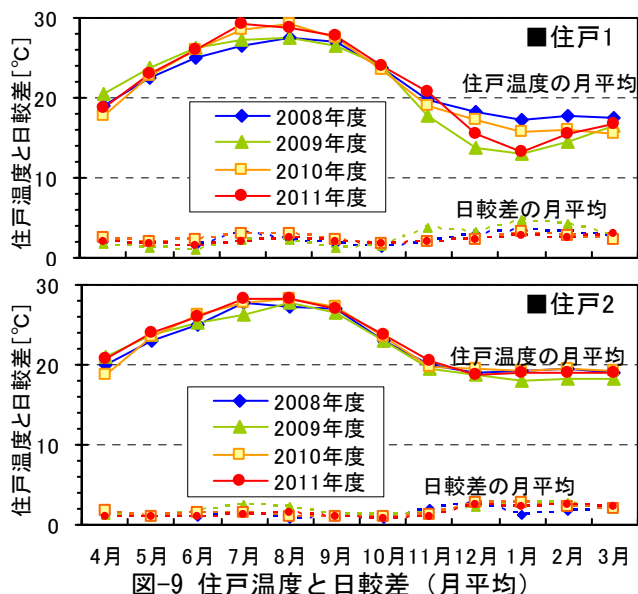


図-9 住戸温度と日較差 (月平均)

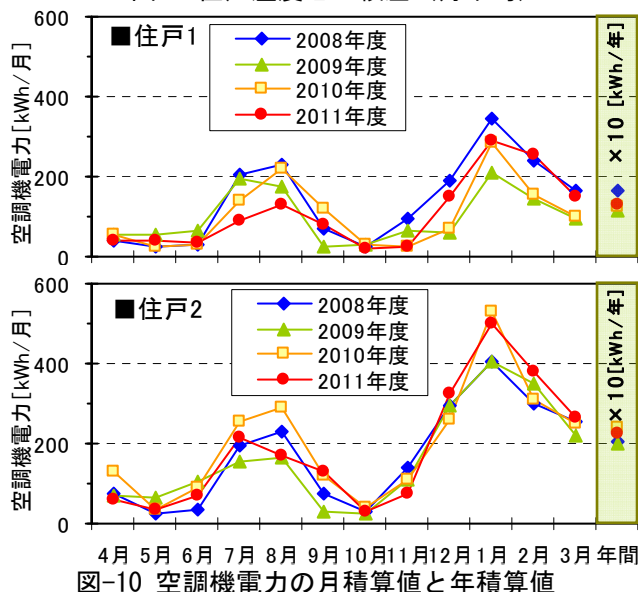


図-10 空調機電力の月積算値と年積算値

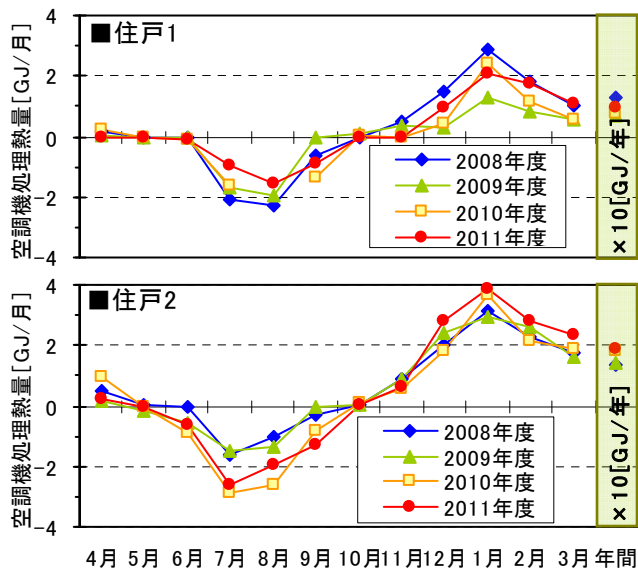


図-11 空調機処理熱量

差は小さく空調機電力との傾向の違いが見られる。これは後述する暖房と冷房におけるエネルギー消費効率の違いによる。1 月において住戸 1 が約 2GJ/月、住戸 2 が約

3GJ/月、7～8月において両住戸ともに2～3GJ/月である。年積算値は住戸1が約8GJ、住戸2が約17GJである。

(5) エネルギー消費効率（日別値）

図-12 に日別の平均外気温と空調機エネルギー消費効率^{注4}（成績係数、COP と呼ばれる）の関係を示す。外気温18℃前後を境として低温側が暖房、高温側が冷房の値である。暖房は外気温が低いほど低下し、両住戸ともに15℃時は3.0弱、5℃時は2.0前後である。住戸2は外気温が15℃を下回ると多くのデータが出現し暖房されるが、住戸2の2010年度以降は12℃を下回るまであまり暖房されない。冷房は外気温が高いほど低下し両住戸ともに25℃時は3～4、30℃時は2～3である。両住戸で2008、2009年度の外気温25℃前後の範囲に除湿運転によりエネルギー効率が1以下となるデータが見られる。

図-13 に日平均の空調機処理熱量の定格能力との比（以下、負荷率という）と空調機エネルギー消費効率の関係を示す。住戸1に比べて住戸2が冷暖房ともに低い負荷率で運転した。暖房は負荷率が0.2以上では効率の変化は殆ど見られず2～3の範囲にあり、これを下回ると算出式の分母である電力に占める空調室内機ファン等の電力が無視できなくなり低下する。冷房も負荷率が0.2以上では3～4の範囲にあり、0.2以下では効率が線形的に低下する。

(6) エネルギー消費効率（月平均値）

図-14 に月別のエネルギー消費効率を示す。

冷房では、間欠運転された住戸1の7～8月が3～4と十分に高いのに対して、住戸2は3を下回る場合がある。特に2008年度は低く8月が約1.3と極めて低い。これは、設定28℃での完全な連続運転が8月の過半で継続し、空調機処理熱量が500W前後の低い負荷率（約0.1）が継続したことと、月の下旬に空調機効率が0.5前後となる除湿運転が4日間連続して行われたためである。このように28℃設定で連続運転された場合は盛夏の8月であっても低い負荷率となりエネルギー消費効率が低下する。このような条件下でも高効率を維持できる空調機選定とシステム計画が検討課題である。一方で同月の両住戸の住戸温度（図-5、9）と空調機電力（図-10）に差が少ないことから、エネルギー消費効率は異なれども同程度の電力消費で同等の室温環境に調節できている判定ができる。間欠運転された住戸1では運転時の顕熱負荷が大きいため空調機が低い温度を生産するように制御され運転し、結果として潜熱除去量が増えて室温度が低下する分（住戸1は運転時に50%程度、住戸2は継続的に60～70%で推移した、図略）、電力消費が多かったと考えられる。

なお、2008、2009年の6月には効率が1を下回っており除湿運転による結果である。そして、両住戸において2008年12月に除湿運転はエネルギー消費効率が悪く電力消費が増えることや、就寝時や外出時にはワンタッチで設定温度を緩和する機能・操作（冷房3℃、暖房5℃、こ

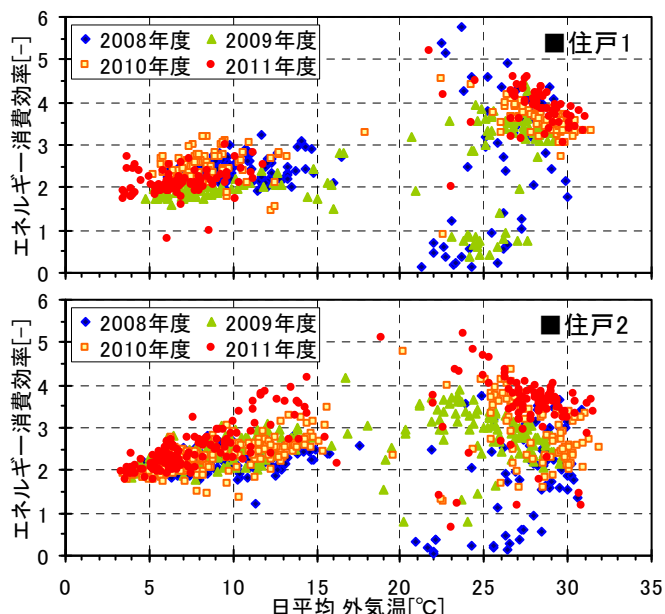


図-12 外気温に対するエネルギー消費効率（日別）

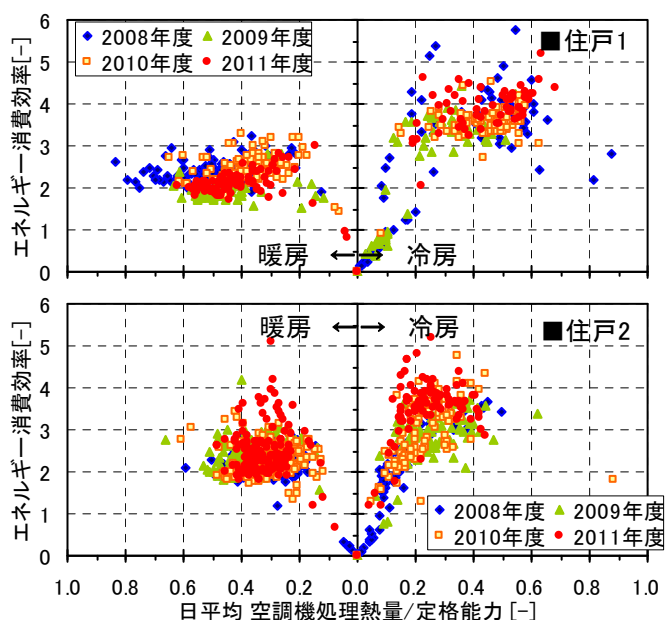


図-13 空調機処理熱量に対するエネルギー消費効率（日別）

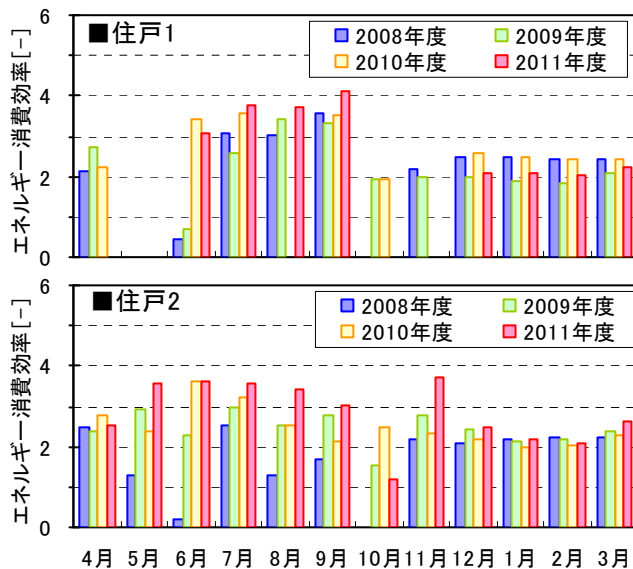


図-14 エネルギー消費効率の月平均値

れにより前述した負荷率 0.1 程度の運転継続を減らせると思われる。) ことを利用者に伝えた影響か、2009 年以降の夏のエネルギー消費効率は向上しており、特に 2011 年 8 月は効率、空調機処理熱量、消費電力ともに優れ、今後その効果の原因を詳しく探り、省エネルギーに結びつく運用方法の知見を増やしていきたい。

暖房時のエネルギー消費効率は、住戸間、月間の差が少なく 2.2~2.5 であり、住戸 1 が若干高い。連続運転された住戸 2 は、外気温が低い深夜や明け方に運転されることが相対的に多いことと、前記した低負荷率での運転が増えることから、住戸 1 より 0.3 程度低下する。なお、暖房時のエネルギー消費効率が 2.5 あれば高効率なシステムと言え、3.0 程度を最終的な目標値と考える。一般的な温水式床暖房の実際のエネルギー消費効率についての報告は殆ど見られないが、文献⁵⁾に示された実験住宅の実測値を参考に電力基準のエネルギー消費効率に換算すると約 1.6^{注5)}と算定され、開発システムは約 40%優れるとの評価が得られる。そして空調機は今後更に効率向上が図られると予測され、開発システムの将来性が期待できる。

4. エネルギー消費量推定式の構築

開発システムの月別・年間のエネルギー消費や電気料金の推定は、これまでは開発システムを構成する建物、二重床空間、空調機、空調機の自動制御や、建物の内部発熱・スケジュール等を再現した動的熱負荷計算モデルを構築して時刻歴で年間解析することで行なってきた^{1), 3)}。本報で示した実測結果は、この計算に必要となる空調機の運転特性や計算条件として与える室温適正值などの情報となるので今後はさらに現実に即した計算ができるようになり、また結果の検証も行えるようになった。

一方で、開発システムの計画検討の初期段階等には、簡易な方法で年間のエネルギー消費量や光熱費を推定できると便利であり、その方法を本節で構築する。連続的な空調運転が行われて開発システムが志向する輻射環境の調整、時間・室間温度差の低減が実現された住戸 2 のエネルギー消費を計算により再現できるようにする。

4.1 簡易予測式の構築

開発システムによる電力消費量 E は、空調機処理熱量 q_{HP} と空調機エネルギー消費効率 COP_{HP} を用いて次式で表せるので、以降にこれら変数について検討を行う。

$$E [\text{kWh}] = q_{HP} [\text{MJ}] \div (3.6 \times COP_{HP} [-]) \quad [3]$$

(1) 空調機エネルギー消費効率 COP_{HP}

COP_{HP} は、通常は空調機の定格値を参考にして冷房時、暖房時の値をそれぞれ一位に定める。動的熱負荷計算結果を電力に換算する場合もそのようにすることが多い。開発システムのエネルギー消費効率は、図-14 の住戸 2 の結果から冷房時 3.1 (7, 8 月平均)、暖房時 2.3 (12~3

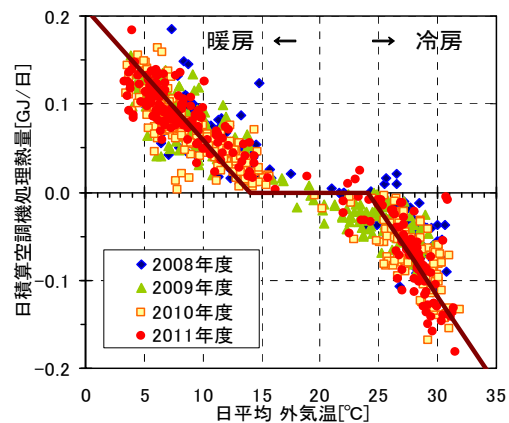


図-15 日平均外気温と日積算空調機処理熱量

月平均、ともに 2009~2011 年度) と設定できる。これは空調機定格値 (表-1, 冷房 3.0, 暖房 3.3) に対して、冷房は同等値を、暖房は約 70% の値を採用することになる。

なお、最近ではルームエアコンの期間・通年エネルギー消費効率 (APF) の算出方法⁶⁾が規格化され、外気温度別のエネルギー消費効率の推定も可能となってきた。方法が難しい点がありまだ建築業界では一般化しておらず、また今回の実測結果と簡単には整合しなかったが、今後開発システムの評価、研究のために適用を検討していく。

(2) 空調機処理熱量 q_{HP}

長期実測で得た住戸 2 における日平均外気温と日積算空調機処理熱量の関係を図-15 に示す。日平均外気温が約 16°C 以下で暖房需要が、22°C 以上で冷房需要が増え始めると判定できる。そして日平均外気温と日積算空調機処理熱量には図中に屈曲線で示した線形の関係が見られる。

この関係を冷暖房別に工学的な根拠を持つ数値を使った一次式で表せると都合が良い。まず暖房について住戸の熱損失係数 $Q [\text{GJ/m}^2 \text{日}^\circ\text{C}]$ ($2.4 \text{W/m}^2^\circ\text{C}$ (表 1) $= 2.07 \times 10^{-4} \text{GJ/m}^2 \text{日}^\circ\text{C}$) と床面積 $A [\text{m}^2]$ (71.8m^2) の積から勾配係数 K ($0.0149 [\text{GJ/日}^\circ\text{C}]$) を設定する (図-15 中の 14°C 以下の直線の傾きに相当)。次に冷房では、住戸の熱損失係数 (断熱性) 以外に、除湿、窓侵入日射、室内発熱 (機器、人体) 等の負荷を勾配係数に加算する必要があるので、文献^{7), 注6)}を参考にして暖房の勾配係数 K を 1.33 倍する。

以上から、日平均外気温 $E(T_{amb})$ から日積算空調機処理熱量 $\Sigma_{day}(q_{HP}) [\text{GJ/日}]$ の関係は下式で表せる。

$$\text{暖房 } \Sigma_{day}(q_{HP}) = -K \cdot A \cdot (E(T_{amb}) - T_{int,H}) \quad : T_{amb} < T_{int,H} \quad [4]$$

$$\text{冷房 } \Sigma_{day}(q_{HP}) = -1.33 K \cdot A \cdot (E(T_{amb}) - T_{int,C}) \quad : T_{amb} > T_{int,C} \quad [5]$$

ここに、勾配係数 $K = Q \cdot A$

$T_{int,H}$, $T_{int,C}$ は、図-15 中の屈曲線を再現するように近似して、それぞれ 14°C, 24°C とすれば実測を概ね再現できる。なお、ルームエアコンの通年エネルギー消費効率 (APF) の算出方法⁶⁾には、戸建木造住宅では外気温 1 時間値が 17°C 以下で暖房負荷が発生し、23°C 以上で冷房負荷が発生すると設定して期間・年間空調負荷を算定する方法が規定されている。本報では外気温に日平均値を使うことから、これより 1~3°C 緩和されていることになる。

4.2 長期実測との比較

以上の方法を用いて推定した空調機処理熱量の月積算値と実測値を図-16 に示す。推定値は、式 [4] , [5] の通りに日平均外気温をもとに日積算空調機処理熱量を計算して月積算した結果(推定(日毎))と、更に簡易に月平均外気温から同熱量を計算して月日数を乗じた結果(推定(月毎))を示した。推定(日毎)は、特に暖房期は実測値とよく合致し冷房期も実用上十分と言え、4 年間の推定精度は+7% (図-16 中に記述) で概ね合致した。推定(月毎)においても冷暖房期はよく合致している。推定(月毎)では冷暖房期と中間期の境である 5 月等に乖離が発生してしまうが、処理熱量自体が小さい月であり全期間の推定精度が-3%であることから、さらなる簡易化のためにこの乖離を容認する判断もできる。

図-17 に月積算空調機電力量の推定値と実測値の比較を示す。両者は概ね合致しており、本推定方法により月別・年間の空調機電力量を十分に予測できると言える。

本推定方法は、住戸の熱損失係数、床面積、冷房と暖房の最大熱負荷比、日平均外気温に基づくもので、異なった建物断熱性能や地域における開発システムの電力等の推定に使える、簡便で一般性を有していると考えられる。

5. まとめ

開発システムを導入した居住状態の集合住宅で 4 年間の長期実測を行い、連続運転・間欠運転と異なる使い方がされた状態での室温、空調機の運転特性、消費電力、熱量等のデータを得た。まずは運転に異常が無いことが確認され、また開発システムが志向する安定的で室温温度差が小さい室内環境が実現されていることが確認された。冷房のエネルギー消費効率は機器の定格値を上回り、暖房は一般的な床暖房方式に比べて約 40%優れる評価が得られた。また、地域や建物断熱性をもとに月別・年間の空調機処理熱量と電力量を推定できる簡易で一般性を有する方法を構築した

〔注〕

注 1：居住生活への影響に配慮し室温は長期実測しなかった。

注 2：計画計画当初は、24 時間換気用の給気ファン風量である $V_{OA}=80$ をそのまま与えれば、式 [1] で住戸温度が導けると想定していたが、その方法では住戸温度が正しく推定できないことが確認された。これは室空気と外気が混合する空調機 RA ダクト内に温度むらがあり、暖房時の空調機 RA 温が 1℃程度高く計測されているためと推測する。

注 3：空調機処理熱量[kW] = 空調機風量 [kg/s] × 空調機出入口の比エンタルピー差 [kJ/kg] とし、1kWh = 3.6MJ としして図示した。空調機風量は吸込口フィルタの埃による流路抵抗増加等の経年特性変化を考慮した上で空調機前後差圧をもとに算定した。空調機出入口の比エンタルピー差は空調機 RA と空調機 SA による気温、相対湿度をもとに計算により求めた、空調機電力が 150W 以上の場合を空調運転中と設定した。

注 4：日別の空調機エネルギー効率[-] = 日積算空調機処理熱量[kWh] ÷ 日積算空調機電力[kWh]として求めた。

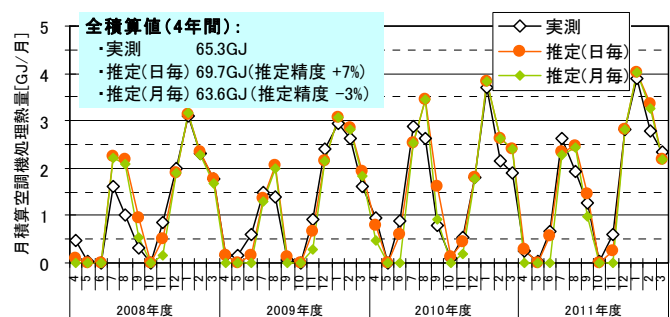


図-16 空調機処理熱量の推定値と実測値の比較

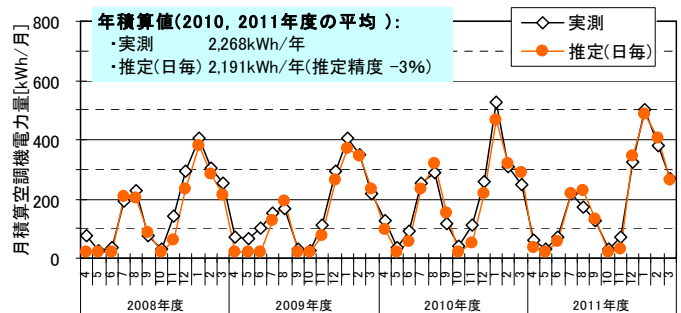


図-17 空調機電力量の推定値と実測値の比較

注 5：参考文献の実測値から、温水床暖房における熱源機と配管での熱損失は大きく、燃料熱量が床パネルに供給される率は 0.6 以下 (高効率機(潜熱回収型)において)と示される。この率と電力の一次エネルギー換算値：9.76MJ/kWh、熱量換算係数 3.6MJ/kWh から推定した。

注 6：冷房最大熱負荷 = 117W/m²(集合住宅、最上階、バルコニー有り、全方位平均値、終日運転補正值=0.96(全方位平均値))。暖房最大熱負荷 = 88W/m²(外皮断熱/高、最上階、全方位平均値、終日運転補正值=0.6)

謝辞：長期実測に快くご協力して頂いている居住者の方々に、深く感謝の意を表します。また、共同研究、機器の試作・製作、実証システムの計画・構築にご協力頂いた社内外の関係各位に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 佐竹, 桜井他：床下チャンバー方式による集合住宅の空調・換気システムに関する研究 (その 1~12), 日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2, pp.1201-1202(2005 年 9 月), pp.1187-1190(2006 年 9 月), pp.1221-1222(2007 年 8 月), pp.1159-1162(2008 年 9 月), pp.897-900(2009 年 8 月), pp.981-982(2010 年 9 月), pp.997-998 (2012 年 9 月予定)
- 2) 佐竹他：建築設備と配管工事 No.631, -健康・快適で環境配慮型の新しい集合住宅システム, pp.39-42, 2009 年 8 月
- 3) 久保, 佐竹：二重床チャンバー方式による集合住宅向け住戸セントラル空調システムの開発 一居住下住戸における実測調査と解析一, 前田建設 技術研究所報 Vol.51, 2010 年
- 4) Expanded AMeDAS Weather Data, 日本建築学会, 2003 年
- 5) 三浦, 澤地他, 定常状態における温水床暖房のエネルギー消費量の推定法, 日本建築学会環境系論文集, 第 73 巻 第 626 号, pp.487-494, 2008 年 4 月
- 6) 日本工業規格 C9612 : 2005 (ルームエアコンディショナ)
- 7) 空気調和・衛生工学会規格 SHASE-S112 冷暖房熱負荷簡易計算法, 空気調和・衛生工学会, 2001 年 2 月