



Title	建物側と熱源側の省エネルギー対策を最適化する建築空調エネルギー評価手法の開発
Author(s)	宇野, 義隆
Citation	大阪大学, 2022, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.18910/88069
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

博士学位論文

建物側と熱源側の省エネルギー対策を
最適化する建築空調エネルギー評価手法の開発

宇 野 義 隆

2 0 2 2 年 1 月

大阪大学大学院工学研究科

目次

第1章 序論	1
1.1 背景	1
1.1.1 省エネルギーの必要性	1
1.1.2 省エネルギー対策の現状	2
1.1.3 現状の課題	2
1.2 既往研究	6
1.2.1 建物躯体の性能が冷暖房エネルギー消費量に与える影響に関する研究	6
1.2.2 热源システムの最適化に関する研究	7
1.2.3 建物側空調システムの設計・制御が熱源エネルギー性能に与える影響に関する研究	8
1.3 本論文の目的	8
1.4 論文の構成	10
参考文献	11
第2章 戸建て住宅における蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に与える影響	14
2.1 はじめに	14
2.2 シミュレーション方法	14
2.2.1 住宅シミュレーションモデル	14
2.2.2 冷暖房システムシミュレーションモデル	15
2.2.3 シミュレーション条件	17
2.3 蓄熱性能が冷暖房システムのエネルギー消費量に与える影響の評価	18
2.3.1 評価条件	18
2.3.2 シミュレーション結果	19
2.4 異なる断熱性能における蓄熱性能が冷暖房システムのエネルギー消費量に与える影響の評価	23
2.4.1 評価条件	23
2.4.2 評価結果	24
2.5 結論	29
参考文献	30
第3章 オフィスビルにおける建物側での熱負荷削減対策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響	31
3.1 はじめに	31
3.2 建物熱負荷シミュレーション	31
3.2.1 対象建物	32

3.2.2	シミュレーション条件	32
3.3	建物側熱負荷低減策が熱負荷パターンに与える影響	33
3.3.1	熱負荷低減策の設定条件	33
3.4	建物側熱負荷低減策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響	35
3.4.1	冷暖房システムの設定	36
3.4.2	冷暖房システムシミュレーション	37
3.4.3	シミュレーション結果	41
3.5	結論	45
	参考文献	47
第4章	地域冷暖房プラントと建物側空調システムとの協調制御の省エネルギー性評価	
	48	
4.1	はじめに	48
4.2	Climate agreement	48
4.2.1	Climate agreement がもたらす省エネルギー効果	49
4.2.2	日本とスウェーデンとの違い	49
4.3	シミュレーションモデル	50
4.3.1	建物側空調システムシミュレーションモデル	50
4.3.2	建物冷暖房負荷のシミュレーション	50
4.3.3	DHC プラントシミュレーションモデル	51
4.4	協調制御による省エネルギーの可能性	53
4.4.1	建物空調システムでの設計および運用時に生じたフォルトの解消	53
4.4.2	建物空調システムでの追加の省エネルギー対策の導入	56
4.5	想定される変動要因に対するリスクアセスメント	59
4.5.1	エネルギーサービス契約率の低下	59
4.5.2	外気温度の上昇	60
4.5.3	ビルオーナーや居住者による省エネルギー対策の導入	60
4.6	結論	61
	参考文献	62
第5章	結論	63
5.1	総括ならびに結論	63
5.2	論文の課題と発展	66
	参考文献	68
	謝辞	69

第1章 序論

1.1 背景

1.1.1 省エネルギーの必要性

1992 年に世界は、国連の下に大気中の温室効果ガスの濃度を安定化させることを究極の目標とする「国連気候変動枠組条約」を採択し、地球温暖化対策に世界全体で取り組んでいくことに合意した。同条約に基づき、1995 年から毎年、気候変動枠組条約締結国会議が開催されている^{1.1)}。2015 年にフランス・パリで開催された気候変動枠組条約第 21 回締結国会議では、気候変動に関する 2020 年以降の新たな国際的枠組みである「パリ協定 (Paris Agreement)」が採択された^{1.2)}。パリ協定では、「世界共通の長期目標として 2°C目標の設定。1.5°Cに抑える努力を追求」、「主要排出国を含むすべての国が削減目標を 5 年ごとに提出・更新」、「すべての国が共通かつ柔軟な方法で実施状況を報告し、レビューを受けること」が含まれており、すべての参加国に温室効果ガス排出の削減が求められている。日本はパリ協定において、2030 年度に 2013 年度比で 26% の温室効果ガス排出量削減を約束している。また、パリ協定において「今世紀後半に温室効果ガスの人為的な排出と吸収のバランスを達成」が求められていることもあり、多くの国が 2050 年までのカーボンニュートラル実現を表明している^{1.3)}。日本も菅総理が、2020 年 10 月 26 日、第 203 回臨時国会において、「2050 年カーボンニュートラル、脱炭素社会の実現を目指す」ことを宣言し、また、2021 年 4 月の地球温暖化対策推進本部及び米国主催の気候サミットにおいて、「2050 年目標と整合的で、野心的な目標として、2030 年度に、温室効果ガスを 2013 年度から 46% 削減することを目指す。さらに、50% の高みに向けて、挑戦を続けていく」ことを表明する^{1.4)}など、より一層の温室効果ガス排出量の削減が求められている。

カーボンニュートラルの実現に向けては、電力部門の脱炭素化だけではなく、産業・民生・運輸部門の需要サイドにおいて徹底した省エネルギーを進めるとともに、使用するエネルギーの脱炭素化を進めることが重要となっている^{1.5)}。我が国の最終エネルギー消費は、2019 年度で産業部門が 46.1%、民生部門(家庭部門及び業務他部門)が 30.7%、運輸部門が 23.2% となっている^{1.6)}。1990 年度比でみると、産業部門は 16.1%、運輸部門は 2.4% 低下しているが、民生部門は 18.1% 増加しており、民生部門での省エネルギーが求められている。パリ協定に基づく日本の地球温暖化対策計画(2016 年策定)においても、民生部門の温室効果ガス排出量削減目標が 2030 年度に 2013 年度比で 40% と省エネルギー化推進の中でも大きな役割を担っている。2019 年度の民生部門の用途別エネルギー消費原単位をみると、家庭部門では、冷房用が 2.7%、暖房用が 24.7% と冷暖房用合わせて 27%、また業務他部門では、冷房用が 13%、暖房用が 15% と冷暖房合わせて 30% を占めており^{1.6)}、冷暖房のエネルギー消費量が民生部門の大きな割合を占めている。

1.1.2 省エネルギー対策の現状

日本では、住宅・建築物のネットゼロエネルギー化を進めるべく、外皮の断熱性能等の向上や高効率な設備の導入などで大幅な省エネルギーを実現した上で、太陽光発電などの再生可能エネルギーにより年間で消費する一次エネルギー量を正味でゼロとすることを目指した、ネット・ゼロ・エネルギー・ビル (net Zero Energy Building; ZEB)^{1.7)}、ネット・ゼロ・エネルギー・ハウス (net Zero Energy House; ZEH)^{1.8)}が推進されている。政府目標として、建築物については 2030 年までに新築建築物の平均で ZEB とする、住宅については 2030 年までに新築住宅の平均で ZEH とするように取り組まれている。ZEB では、エネルギーを極力必要とせず上手に使う建築物を志向しており、設計段階から建築計画的な手法を最大限に活用しつつ、長寿命かつ改修が困難な建築外皮を高度化した上で、設備の効率化を重ね合わせることで、省エネルギー化を図ることが重要としている。省エネルギー基準よりも 50%以上の省エネルギーを ZEB 基準 (ZEB Ready) として設定し、ZEB Ready を満たした上で、太陽光発電等によりエネルギーを生産することで、正味でのゼロ・エネルギーを目指している。なお、正味で 75%以上エネルギー消費削減を達成したものを Nearly ZEB、正味で 100%以上エネルギー消費削減を達成したものを ZEB としている。ZEH では ZEB と同じく、エネルギーを極力必要とせず上手に使うことを前提とした上で、エネルギーを創って年間で消費エネルギー量が正味で概ねゼロ以下となることを志向しており、快適な室内環境を保ちながら、住宅の高断熱化と高効率設備によりできる限りの省エネルギーに努め、太陽光発電等によりエネルギーを創ることが重要としている。なお、正味で 75%以上省エネルギーを達成したものを Nearly ZEH、正味で 100%以上省エネルギーを達成したものを ZEH としている。

住宅・建築物に用いられる機器等においても、エアコンディショナーなどは 1998 年よりトップランナー制度^{1.9)}が導入されており、機器の効率は既に世界的にも非常に高い水準となっている。また、2013 年からは自らエネルギーを消費しないが建築物・住宅の省エネルギーに寄与する建築材料である断熱材、サッシ、ガラスについてもトップランナー制度に追加され、建築材料の断熱性能の向上が期待されている。

1.1.3 現状の課題

ZEB・ZEH 化の進展により建物側での熱負荷低減が進められ、また、トップランナー制度により熱源の効率が向上していくが、更なる省エネルギーに向けて課題はある。式(1-1)に示す通り、冷暖房のためのエネルギー消費は冷暖房熱負荷の大きさと、それを処理する冷暖房システムの効率によって決まる。

$$E = \frac{Q}{\eta} \quad (1-1)$$

ここで、 E ：エネルギー消費[kW]、 Q ：熱負荷[kW]、 η ：冷暖房システムの効率[-]である。

しかし、建物側での熱負荷低減は建築計画の段階にて、熱源システムのエネルギー効率向上は熱源機メーカーでの設計段階にて検討されており、建物側での熱負荷低減と熱源システムのエネルギー効率の改善はそれぞれ独立して行われてきた。この両者の成果はほとんどの場合で相乗効果を発揮するが、効果が相殺されてしまう場合もある。例えば、ヒートポンプやチラーの COP(Coefficient Of Performance)は低負荷領域で低下がみられるが、建物側での熱負荷低減によりピーク熱負荷に対して非常に小さな熱負荷が長時間発生するようだと、熱負荷の削減効果が熱源機器の COP 低下によって相殺されてしまう。図 1-1 に遠心冷凍機の部分負荷特性例^{1.10)}と、図 1-2 に冷熱負荷の年間発生頻度分布の例^{1.11)}を示す。

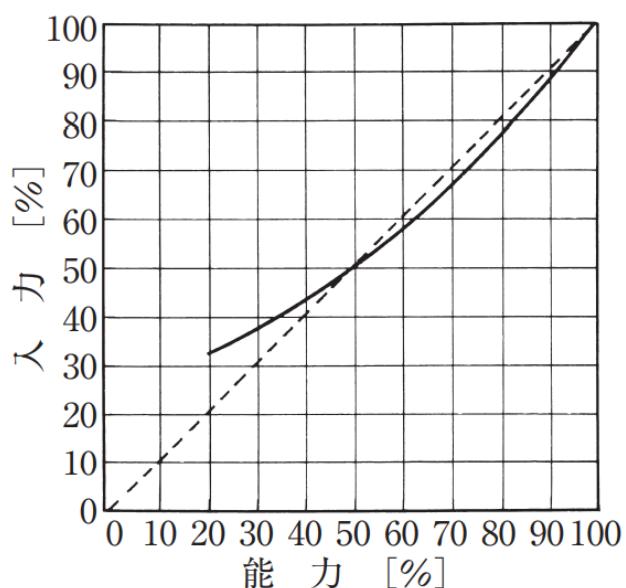


図 1-1 遠心冷凍機の部分負荷特性例^{1.10)}

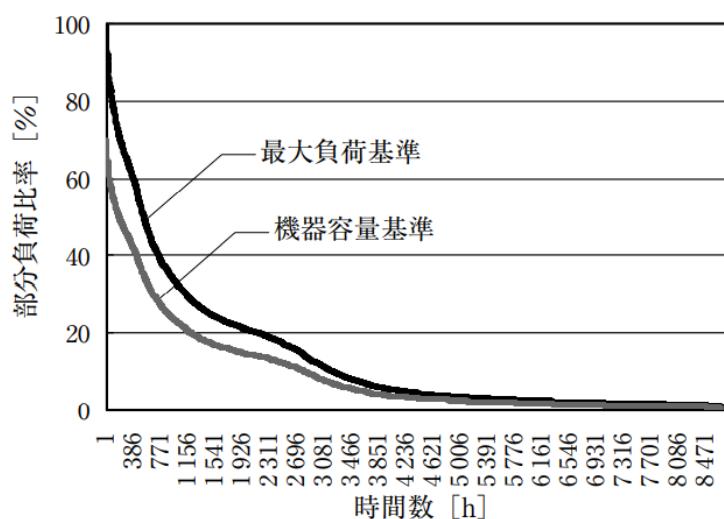


図 1-2 冷熱負荷の年間発生頻度分布^{1.11)}

実際の空調運転の大半は部分負荷運転であることは一般的に認識されており、実運用時の熱源機の省エネルギー性能を評価するために、部分負荷運転を加味した指標である通年エネルギー消費効率（APF）^{1.12)}や期間成績係数（IPLV）^{1.13)}が設けられ、熱源機メーカーもAPFやIPLVを向上させるべく取り組んでいる。

APFはパッケージエアコン向けに規定されており、式(1-2)で求める。

$$APF = \frac{\text{冷房期間} + \text{暖房期間で発揮した能力[kWh]}}{\text{冷房期間} + \text{暖房期間の消費電力量[kWh]}} \quad (1-2)$$

APFは建物負荷、運転時間および負荷発生時間により年間の総合負荷を想定し、冷房定格標準、中間冷房標準、中間冷房中温、最小冷房中温、暖房定格標準、中間暖房標準、最小暖房標準、最大暖房低温の最大8つの評価点により、前述の想定した年間総合負荷に応じた消費電力量を算出し求める。パッケージエアコンのAPFを算出する想定建物負荷は戸建て店舗、テナント店舗および事務所の3種類である。マルチパッケージエアコンの場合は事務所を使用し、ルームエアコンディショナには別途用意されている。戸建て店舗の場合、外気温度35°Cで定格冷房能力と同等の冷房負荷有り、外気温度21°Cを冷房負荷無しとして、2点を結んだ直線で示される負荷を冷房時の建物負荷とする。暖房も同様の考えだが、外気温度0°Cで定格冷房能力に1.11を乗じた値の暖房負荷有り、外気温度15°Cを暖房負荷無しとして、2点を結んだ直線で示される負荷を暖房時の建物負荷とする。パッケージエアコンのAPFを算出する地域は11地域であるが東京が代表地域とされている。東京戸建て店舗における年間外気温度ごとの発生時間を図1-3に示す。

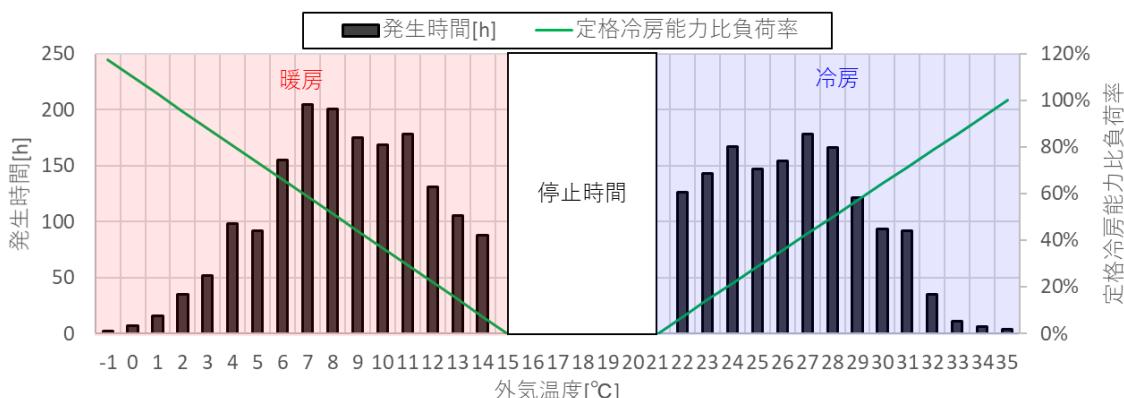


図1-3 東京戸建て店舗における年間外気温度ごとの発生時間^{1.14)}

IPLV は米国冷凍空調工業会 (ARI) の基準であり業務用大型冷凍機向けのものである。式(1-3)に示す計算式で、定格点を含む数点の負荷に対して冷却水温度を規定し、そのときの冷凍機性能を求め、それぞれを重みづけして総合的に評価する。

$$IPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad (1-3)$$

ここで、 A : 100%負荷時の成績係数 (冷却水入口 29.4°C)、 B : 75%負荷時の成績係数 (冷却水入口 23.9°C)、 C : 50%負荷時の成績係数 (冷却水入口 18.3°C)、 D : 25%負荷時の成績係数 (冷却水入口 18.3°C)、冷水出口温度は 6.7°C である。

重みづけの持つ意味は、年間の全運転時間を 100% としたときに、100% 負荷時は年間の運転時間の 1%、75% 負荷時は年間の運転時間の 42%、50% 負荷時は年間の運転時間の 45%、25% 負荷時は年間の運転時間の 12% 存在するということである。この運転時間の比率は米国の 29 都市のチラーが採用されている建物のデータから決められたものである。なお、前述の通り IPLV は米国規格であり定格の冷水出口温度や冷却水入口温度が日本産業規格 (JIS) と異なるため、国内の気象条件などを加味して同様の期間効率を求める計算式が式(1-4)に示す通り規定されている。

$$\text{日本版期間効率} = 0.01A + 0.47B + 0.37C + 0.15D \quad (1-4)$$

ここで、 A : 100% 負荷時の成績係数 (冷却水入口 32.0°C)、 B : 75% 負荷時の成績係数 (冷却水入口 27.5°C)、 C : 50% 負荷時の成績係数 (冷却水入口 23.0°C)、 D : 25% 負荷時の成績係数 (冷却水入口 18.5°C)、冷水出口温度は 7.0°C である。

一方、実際の空調負荷は負荷率 50% 以下の低負荷領域での運転が 90% 程度を占めている^{1,15)} という報告もあり、APPF で想定している外気温度に基づいた冷暖房負荷の分布や IPLV で想定する各部分負荷時の運転比率が、実際の冷暖房負荷や各部分負荷時の運転比率と大きく異なる可能性もある。その場合、これら想定に基づき改善されてきた熱源機の COP の熱負荷特性が実際の建物での熱負荷のデュレーションカーブと合致せず、期待した省エネルギー効果を得られないという課題がある。

部分負荷を考慮した高効率運転方法として、(1)熱源機の台数分割、(2)室内機の組み合せの工夫、(3)低負荷時高効率機の開発、などの施策が取られている。

(1) 热源機の台数分割

セントラル空調システムでは、低負荷への対応として熱源を複数台設置して 1 台当たりの負荷を高めるように容量分割が行われる^{1,16)}。複数の熱源機器を設置する場合の容量については、互換性・保守性などから同機種・同容量での等分割が一般的であるが、インバーターボ冷凍機など部分負荷効率のよい熱源機を加えることもある。また、モジュール化された比較的小容量のヒートポンプチーリングユニットを複数台連結設置して容量分割するモジュール連結方式が近年普及している。

(2) 室内機の組み合わせの工夫

室内機ごとに制御機構を備えているビルマルチ方式では、1台の室外機に接続される室内機の組み合わせを工夫し、熱源負荷を小さくし部分負荷運転を低減している^{1.17)}。例えば、ゾーンが面する方位によって日射の影響で熱負荷特性が異なるが、東面系統と西面系統を同一の室外機に接続するなどの工夫である。

(3) 低負荷時高効率機の開発

ターボ冷凍機では、インバータによる圧縮機の回転数制御が導入されたインバータ機が登場し、低負荷時、特に低冷却水温度時に高効率となっている^{1.18)}。一体型ヒートポンプでは、1台のヒートポンプに4台のインバータ制御のスクロール圧縮機を搭載し、部分負荷時に圧縮機のインバータ制御および台数制御を行うことで低負荷時の効率を高めている事例がある^{1.19)}。

なお、地域冷暖房システムなどセントラル方式においては、冷熱負荷が小さい時に冷水戻り温度(冷凍機入口温度)が定格値にならず、設計温度差の1/2-1/3になることもある^{1.20)}。通常この場合は冷凍機の運転台数を減らして1台当たりの負荷を高める必要があるが、負荷側から要求される冷水流量が減らせない場合には運転台数が減らせない。このような時には冷凍機が低負荷での運転となり機器単体の効率が低下するだけでなく、冷却水ポンプや冷却塔など補機動力もかさむためシステム効率も低下する。よって、セントラル方式の場合は、上記のような熱源側での部分負荷対策だけでなく、負荷側での空調設備の設計や制御の適正化などの対策も重要となるが、特に地域冷暖房システムでは負荷側での空調設備は熱源設備と管理者が異なるために対策が進みづらいという課題がある。

1.2 既往研究

1.2.1 建物躯体の性能が冷暖房エネルギー消費量に与える影響に関する研究

家庭部門における冷暖房熱源エネルギー消費は、建物躯体の断熱性能や気象条件など建物の熱負荷特性とそれを処理する熱源機器のCOPや部分負荷特性により異なる。また、定常状態であれば建物の蓄熱性能の影響は無いが、間欠空調が一般的である日本の住宅においては、蓄熱性能は建物の熱負荷に影響を有し、また、冷暖房システムの性能は負荷によって異なることから、冷暖房システムのエネルギー消費量もまた蓄熱性能の影響を受ける。加えて、高断熱化した建築物において蓄熱性能が室内温熱環境に与える影響は相対的に増大する。建物の断熱性能が冷暖房システムの消費エネルギーに与える影響に関しては、多くの研究例がある。山崎ら^{1.21), 1.22)}は、小規模業務建物を対象に、断熱性能と年間熱負荷および年間冷暖房エネルギー消費量との関係をシミュレーションにより評価している。一方、建物の蓄熱性能については、室内温度変動や熱負荷に与える影響について検討している例が見られる。築山ら^{1.23)}は、熱容量の違い(木/ALC/RC造)が室内温度変動ならびに空調負荷に与える影響をシミュレーションと実測により評価している。桑沢ら^{1.24)}は、戸建て住宅における蓄熱性能が暖房負荷に与える影響をシミュレーションにより評価している。しかし

ながら、部分負荷特性を考慮し、蓄熱性能が冷暖房システムの消費エネルギーに与える影響を評価している例は見られない（図 1-4）。

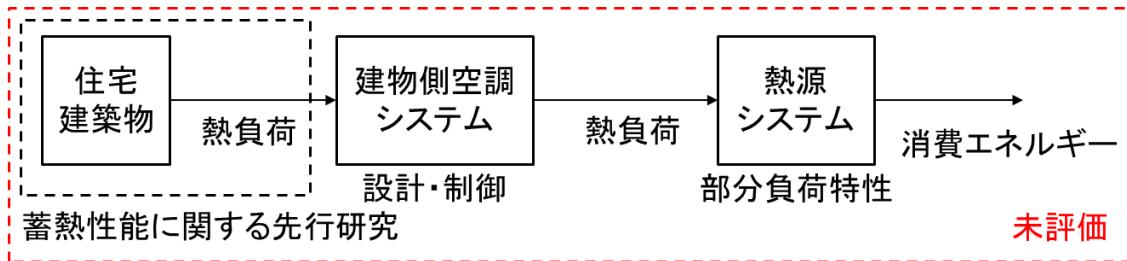


図 1-4 建物躯体の性能が冷暖房エネルギー消費量に与える影響に関する研究

1.2.2 热源システムの最適化に関する研究

熱源システムの消費エネルギーの最小化を目指し、建物側の熱負荷パターンを考慮した研究は従来いくつかおこなわれてきた。Chang et al.^{1,25)}は、消費エネルギー削減を目的関数とした、遺伝アルゴリズムを用いた最適チラー運用方法を提案した。Fan et al.^{1,26)}は、不必要的起動停止の低減を可能とする複数チラーシステムの最適運用アルゴリズムを検討した。Sun et al.^{1,27)}は、空港における低負荷での低エネルギー効率運転の実態を明らかにし、計測データとシミュレーションによりシステム統合と運用システムの最適化でエネルギー効率が向上することを示した。Seo and Lee^{1,28)}は、一棟の建物で稼働する一台の蒸気圧縮式チラーの部分負荷と運用の特徴を分析し、複数のチラー制御方法での消費エネルギーを比較した。しかしながら、先行研究は主に、既定の熱負荷パターンの下で熱源システムのエネルギー効率の向上を検討したものであり、様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー効率に与える影響は十分には明らかにされていない（図 1-5）。

建物全体での大幅な省エネルギーに向け、建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンと熱源システムのエネルギー効率との関係を整理しておくことは、高効率な熱源システムの計画を進めるために非常に重要である。

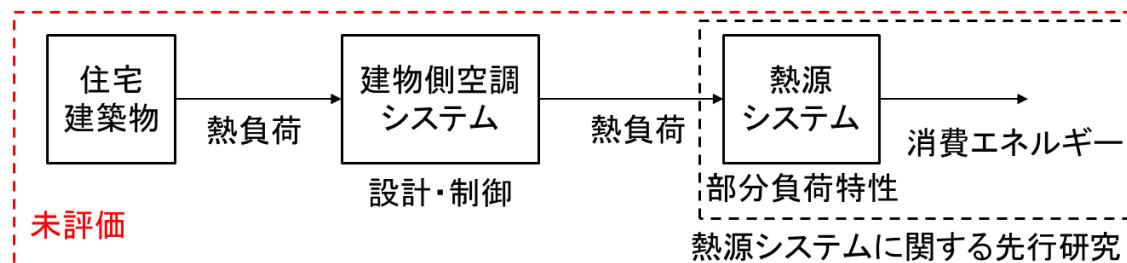


図 1-5 热源システムの最適化に関する研究

1.2.3 建物側空調システムの設計・制御が熱源エネルギー性能に与える影響に関する研究

地域冷暖房システムなどセントラル方式においては、熱負荷だけでなく流量負荷も熱源システムのエネルギー性能に影響を与える。熱負荷および流量負荷が熱源システムのエネルギー性能に与える影響に関する研究は従来いくつか行われてきた。名古田ら^{1,29)}は、地域冷暖房プラント 7 地点について冷水温度差を調査しており、特に低冷熱負荷率領域において設定温度差が確保されていないことを報告している。また、シミュレーションによる感度解析を基に、冷水温度差特性が冷熱源システム効率に与える影響を定量的に明らかにしている。松尾ら^{1,30), 1,31), 1,32)}は、個別熱源システムおよび地域冷暖房の実績値より、熱源システムにおいて冷水の往・返温度差が変動している事例が数多くみられる実態と、変動が熱源システムに与える影響を明らかにしている。また、実験により温度差が縮小する原因を検証しつつ、それを解決する建物側空調システムの提案と実験およびシミュレーションでの検証を行っている。田中ら^{1,33), 1,34)}は、空調冷熱源システムにおける冷水の送り・返り温度差が設計値を満たさずシステム COP の低下とエネルギー消費量の増大を引き起こしている実態を示した上で、建物側空調システムの設計・制御・運用方法の改善には困難が伴うとしている。また、熱源側での対策として、温度差の設計値からの減少に合わせて熱媒ポンプ流量を設計値より多くすることで冷凍機の過剰な起動台数を抑制する熱媒過流量制御システムを提案し、計算により改善効果を示している。

しかしながら、建物側空調システムでの設計・制御の不具合とその解消による冷水温度差問題の緩和が全体のエネルギー消費量に与える影響を、関係する需要家建物、建物側空調システムおよび熱源システムについて一貫して評価している例は見られない（図 1-6）。

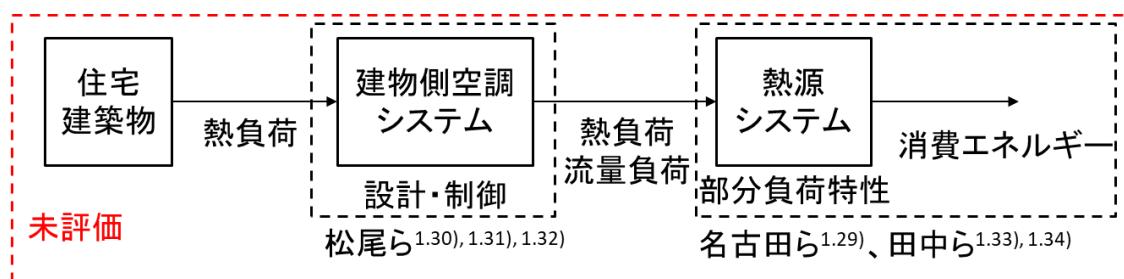


図 1-6 建物側空調システムの設計・制御が熱源性能に与える影響に関する研究

1.3 本論文の目的

住宅・建築物のネットゼロエネルギー化を目指して建物側と熱源側が一体となって更なる省エネルギーに取り組む上で、建物側での熱負荷低減策が熱源のエネルギー性能に与える影響を整理しておくことが重要である。家庭部門においては、建物躯体の断熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響は多くの研究例があるが、間欠空調が一般的である日本の住宅において建物の熱負荷に影響を与える蓄熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響は明らかにされていない。業務部門においては、既定の熱負荷パターンの下での熱源エネル

ギー性能の評価や性能向上策の検討は多くの研究例があるが、建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー性能に与える影響は十分に明らかにされていない。また、業務部門で採用される地域冷暖房システムなどセントラル方式では熱負荷だけでなく流量負荷も熱源のシステムのエネルギー性能に影響を与えるため、流量負荷が設計より過剰となっている実態の報告やその改善策について多くの研究例があるが、その問題の解消により関係する需要家建物、建物側空調システムおよび熱源システム全体のエネルギー性能に与える影響を一貫して評価している例は見られない。

本論文では、民生部門を対象に建物側と熱源側を一貫してシミュレーションにより評価することで、建物側での熱負荷低減策が熱源のエネルギー性能に与える影響を明らかにし、建物側と熱源側との融合に向けた提言を行う。これにより、建物側と熱源側が一体となった更なる省エネルギーを促進し、住宅・建築物のネットゼロエネルギー化に資することを目指す。

以上を本論文の主目的として、各章においては以下のようないくつかの検討を行う（図 1-7）。家庭部門においては、建物躯体の断熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響は多くの研究例があるが、間欠空調が一般的である日本の住宅において建物の熱負荷に影響を与える蓄熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響は明らかにされていない。そこで本論文の第2章では、日本の住宅において蓄熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響を明らかにすることを目的とする。業務部門においては、既定の熱負荷パターンの下での熱源エネルギー性能の評価や性能向上策の検討は多くの研究例があるが、建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー性能に与える影響は十分に明らかにされていない。そこで本論文の第3章では、個別熱源を有する事務所ビルにおいて建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー性能に与える影響を明らかにすることを目的とする。また、業務部門で採用される地域冷暖房システムなどセントラル方式では、熱負荷だけでなく流量負荷も熱源のシステムのエネルギー性能に影響を与えるため、流量負荷が設計より過剰となっている実態の報告やその改善策について多くの研究例があるが、その問題の解消により関係する需要家建物、建物側空調システムおよび熱源システム全体のエネルギー性能に与える影響を一貫して評価している例は見られない。そこで、本論文の第4章では、地域冷暖房において流量負荷が設計より過剰となる問題の解消が全体のエネルギー性能に与える影響を明らかにすることを目的とする。

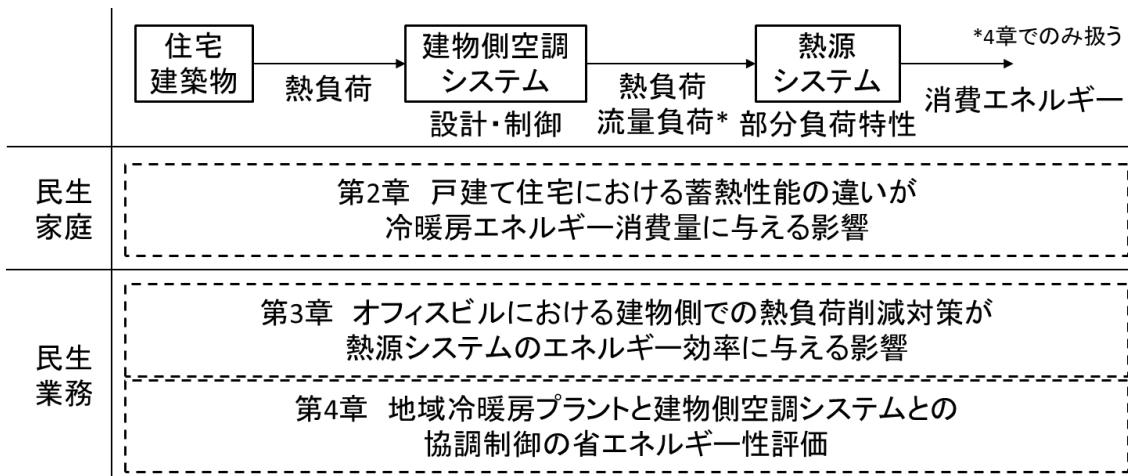


図 1-7 本論文の検討範囲

1.4 論文の構成

本論文の構成を図 1-8 に示す。

・第一章 序論

民生部門における省エネルギーの必要性や省エネルギー対策の現状に触れ、建物側での省エネルギー対策と熱源側での省エネルギー対策の融合に着目した背景および課題を述べる。また、建物側での熱負荷低減策が熱源システムのエネルギー性能に与える影響に関する研究のレビューを行う。

・第二章 戸建て住宅における蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に与える影響

間欠空調が一般的である戸建て住宅を対象に、シミュレーションモデルを用いて同等の断熱性能下において蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に及ぼす影響を定量的に評価する。また、断熱性能の違いによって蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に及ぼす影響がどのように変化するかを評価する。

・第三章 オフィスビルにおける建物側での熱負荷削減対策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響

個別熱源を有する事務所ビルを対象に、シミュレーションにより建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー性能に与える影響を明らかにする。

・第四章 地域冷暖房プラントと建物側空調システムとの協調制御の省エネルギー性評価

地域冷暖房を対象に、部分熱負荷時に流量負荷が設計より過剰となる問題の解消が、地域冷暖房プラントおよび建物側空調システム全体のエネルギー性能に与える影響を明らかにすることを目的として、問題を解決しうるエネルギーサービス契約形態の提案およびシミュレーションによる省エネルギー可能性の定量的評価を行う。また、提案するエネルギーサービス契約に関連するリスクを評価する。

・第五章 結論

各章で得られた知見をまとめ、建物側での省エネルギー対策と熱源側での省エネルギー対策の融合についての総括を行う。

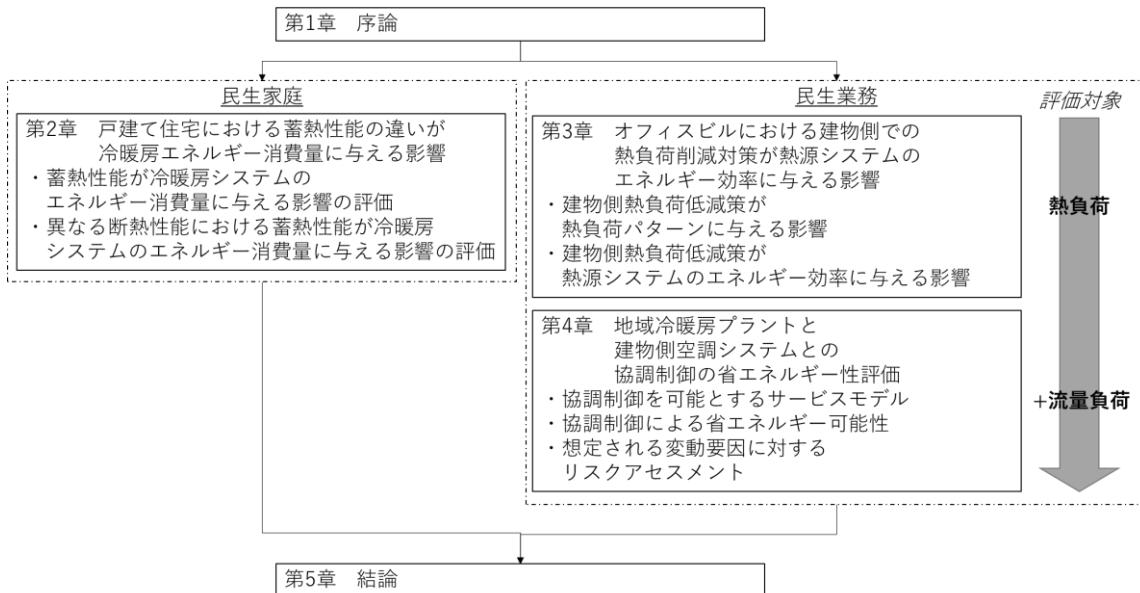


図 1-8 本論文の構成

参考文献

- 1.1) 環境省：地球温暖化対策の国際交渉の概況、<http://www.env.go.jp/earth/ondanka/cop/column.html>
 - 1.2) 環境省：パリ協定の概要、http://www.env.go.jp/earth/Paris_agreement.pdf
 - 1.3) 経済産業省：2050年カーボンニュートラルを巡る国内外の動き、
https://www.meti.go.jp/shingikai/sankoshin/sangyo_gijutsu/chikyu_kankyo/ondanka_wg/pdf/002_03_00.pdf
 - 1.4) 外務省：菅総理大臣の米国主催気候サミットへの出席について（結果概要）、
https://www.mofa.go.jp/mofaj/ic/ch/page6_000548.html
 - 1.5) 経済産業省資源エネルギー庁：2050年カーボンニュートラルの実現に向けた需要側の取組、
https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/sho_energy/pdf/030_01_00.pdf
 - 1.6) 経済産業省資源エネルギー庁：令和2年度エネルギーに関する年次報告（エネルギー白書2021）、
<https://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2021/html/index.html>
 - 1.7) 経済産業省資源エネルギー庁：ZEBロードマップ検討委員会について、
https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/sho_energy/pdf/016_01_00.pdf
 - 1.8) 経済産業省・環境省：ZEHの普及促進に向けた政策動向と令和3年度の関連予算案、
<https://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/house/content/001388304.pdf>
 - 1.9) 経済産業省資源エネルギー庁：トップランナーモード 世界最高の省エネルギー機器等の創出に向けて、

https://www.enecho.meti.go.jp/category/saving_and_new/saving/data/toprunner2015j.pdf

- 1.10) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、3 空気調和設備編 第2章 熱源システム設計 P.70
- 1.11) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、3 空気調和設備編 第8章 事務所施設・情報施設 P.354
- 1.12) 日本冷凍空調工業会: 業務用エアコンのAPF表示について、
https://www.jraia.or.jp/product/com_aircon/s_apf.html
- 1.13) 日本冷凍空調学会: 最近気になる用語 139 期間成績係数、
<https://www.jsrae.or.jp/annai/yougo/139.html>
- 1.14) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、2 機器・材料編 第11章 パッケージ型空気調和機 P.332-334
- 1.15) 新エネルギー・産業技術総合開発機構: 平成23年度中間年報 次世代型ヒートポンプシステム研究開発 次世代型ビル用マルチヒートポンプシステムの革新的省エネ制御の研究開発、
https://www.nedo.go.jp/library/seika/shosai_201207/20120000000845.html
- 1.16) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、3 空気調和設備編 第2章 熱源システム設計 P.78~80
- 1.17) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、1 基礎編 第17章冷暖房負荷 P.426、P.438
- 1.18) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、2 機器・材料編 第7章冷凍機・ヒートポンプ P.231
- 1.19) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、2 機器・材料編 第7章冷凍機・ヒートポンプ P.252-253
- 1.20) 空気調和・衛生工学会: 第14版 空気調和・衛生工学便覧 (2010-2)、2 機器・材料編 第7章冷凍機・ヒートポンプ P.233
- 1.21) 山崎政人ほか: 小規模建物の年間熱負荷特性に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 82 (2001-10), pp. 19~28
- 1.22) 山崎政人ほか: 小規模建物における個別熱源システムのエネルギー消費特性に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 84 (2002-1), pp. 15~23
- 1.23) 築山祐子ほか: 実大実験建物を用いたALCの床蓄熱特性に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第75巻, 第648号 (2010-2), pp. 149~156
- 1.24) 桑沢保夫ほか: 戸建て住宅における蓄熱が暖房熱負荷に与える影響の評価手法, 日本建築学会環境系論文集, 第80巻, 第717号 (2015-11), pp. 1045~1052
- 1.25) Chang, YC. et al.: Optimal chiller loading by genetic algorithm for reducing energy consumption, Energy and Buildings, Vol.37, pp.147-155, 2005.2
- 1.26) Fan, B. et al.: Optimal control strategies for multi-chiller system based on probability density distribution of cooling load ratio, Energy and Buildings, Vol.43, pp.2813-2821, 2011.10

- 1.27) Sun, Y. et al.: Energy performance enhancement of Hong Kong International Airport through chilled water system integration and control optimization, Applied Thermal Engineering, Vol. 60, pp.303-315, 2013.10
- 1.28) Seo, BM. and Lee, KH.: Detailed analysis on part load ratio characteristics and cooling energy saving of chiller staging in an office building, Energy and Buildings, Vol.119, pp.309-322, 2016.5
- 1.29) 名古田知志ほか：吸収ボイラ方式地域冷暖房における熱負荷集約効果に関する検討-需要要素と熱源機器分割がエネルギー効率に与える影響-、空気調和・衛生工学会論文集(2007)、pp.47-56
- 1.30) 松尾陽ほか：冷水往・返温度差を確保する空調機に関する研究（第1報）空調機における現象と熱源システムに与える影響、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、pp.271-274、2002年9月
- 1.31) 松尾陽ほか：冷水往・返温度差を確保する空調機に関する研究(第2報)温度差が変動する現象の検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2006年9月
- 1.32) 松尾陽ほか：冷水往・返温度差を確保する空調機に関する研究(第3報)温度差を確保する空調機の開発、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2006年9月
- 1.33) 田中良彦ほか：空調冷熱源システムの運転実態と最適化改善手法に関する研究 第1報 冷水送り・返り温度差の実態とシステム COP に与える影響、空気調和・衛生工学会論文集、No.91、2003年10月
- 1.34) 田中良彦ほか：空調冷熱源システムの運転実態と最適化改善手法に関する研究 第2報 最適化改善手法(熱媒過流量制御システム)の考案、空気調和・衛生工学会論文集、No.93、2004年4月

第2章 戸建て住宅における蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に与える影響

2.1 はじめに

冷暖房におけるエネルギー消費は、冷暖房システムならびに建物の特性の影響を受ける。冷暖房システムにおいては、機器の COP や部分負荷特性、建物においては躯体の断熱性能や気象条件などの影響を受ける。定常状態であれば建物の蓄熱性能の影響は無いが、間欠空調が一般的である日本の住宅においては、蓄熱性能は建物の熱負荷に影響を有し、また、冷暖房システムの性能は負荷によって異なることから、冷暖房システムのエネルギー消費量もまた蓄熱性能の影響を受ける。しかしながら、前述の通り、建物躯体の断熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響は多くの研究例があるが、間欠空調が一般的である日本の住宅において建物の熱負荷に影響を与える蓄熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響は明らかにされていない。

本章では、日本の住宅において蓄熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響を明らかにすることを目的として、温暖地に建てられた戸建て住宅を対象とし、躯体の蓄熱性能の違いが冷暖房システムの消費エネルギーに与える影響をシミュレーションにより評価する。また、異なる断熱性能における躯体の蓄熱性能の違いによる影響についても評価する。

2.2 シミュレーション方法

2.2.1 住宅シミュレーションモデル

熱負荷および室温変動の計算には、TRNSYS^{2.1)}を用いた。TRNSYS は国際的に継続利用されているプログラムであり、計算ステップごとに外部プログラムとの連成が可能であること、壁体における熱移動の計算において、動的な挙動をよく再現するとされている応答係数法が用いられていること等が採用の理由である。

(1) 対象住宅

対象とした住宅は、自立循環型住宅への設計ガイドライン^{2.2)}で示されている一般モデルで、建築面積 69.56 m²、床面積 120.07 m²の木造 2 階建て住宅である。なお、同モデルは「住宅事業建築主の判断の基準」および「平成 25 年省エネルギー基準」におけるエネルギー消費量の評価にも用いられており、文献^{2.3)}に概要が示されている。

(2) 各種条件

各室の家具類の熱容量は、NewHASP/ACLD^{2.4)}のデフォルト値である 40kJ/(m² · K)を用いた。壁体や窓は文献^{2.5)}に基づき設定し、外壁のみ後述の検討のため表 2-1 に示す通り修正を加えている。居住者は 4 人家族を想定し、居住者の在室状況、内部発熱のスケジュールは「住宅事業建築主の判断の基準」および「平成 25 年省エネルギー基準」で設定されているものと同様のものを採用した。換気・漏気は、各居室とも合わせて 0.5 回/h とした。

表 2-1 外壁の仕様（修正箇所詳細）

文献 ^{2.5)}				本モデル			
材料	厚さ [mm]	熱伝導率 [W/mK]	熱抵抗 [m ² K/W]	材料	厚さ [mm]	熱伝導率 [W/mK]	熱抵抗 [m ² K/W]
外表面	—	23	0.04	外表面	—	23	0.04
モルタル	30	1.5	0.02	モルタル	30	1.5	0.02
非密閉中空層	—	—	0.07	非密閉中空層	—	—	0.07
グラスウール断熱材24K相当	50	0.038	1.32	グラスウール断熱材24K相当	50	0.038	1.32
モルタル	—	—	—	モルタル	10	1.5	0.01
石膏ボード	12	0.22	0.05	石膏ボード	10	0.22	0.05
室内表面	—	9	0.11	室内表面	—	9	0.11
熱抵抗値計[m ² K/W]	—	—	1.61	熱抵抗値計[m ² K/W]	—	—	1.61
熱貫流率[W/m ² K]	—	—	0.62	熱貫流率[W/m ² K]	—	—	0.62

2.2.2 冷暖房システムシミュレーションモデル

冷暖房システムシミュレーションモデルは、冷暖房能力制御部と冷暖房システム消費電力計算部とから構成される。なお、本章では住宅を対象としているため、冷暖房システムはルームエアコンディショナー（RAC）を想定する。

冷暖房能力制御部では、Propotional-Integral (PI) 制御を用いて、冷暖房対象室の室温が設定温度となるように冷暖房能力を制御する。設定するパラメータは、比例ゲインと積分時間である。

冷暖房システム消費電力計算部では、冷暖房システムの COP と冷暖房能力とから、冷暖房システム消費電力を求める。RAC の COP は、文献^{2.3)}で示される RAC の最大処理能力と COP の算出式を参考に、外気温・冷暖房能力から算出する。RAC の定格能力は、一般社団法人日本電機工業会の基準である JEM-1447^{2.6)}に基づく畳数のめやす（冷房・暖房それぞれの定格能力ごとに畳数の最小値・最大値の幅を規定）を基に、各部屋の床面積に合わせて 3 段階の定格冷房能力を設定した（2.2kW、2.5kW、3.6kW）。冷暖房システムモデルの入力データとして必要な他の定格暖房能力、最大冷房能力、定格冷房消費電力、最大暖房能力、定格暖房消費電力は、設定した冷房能力を基にカタログの平均値から求め表 2-2 のように設定した。なお、本章では以降で躯体の蓄熱・断熱性能を変更した評価を行っているが、定格能力は上記の通り各部屋の床面積に合わせて設定しているため変更していない。

表 2-2 各部屋の空調機仕様

	冷房				暖房			
	定格能力 [kW]	最大能力 [kW]	定格消費電力 [W]	定格COP [-]	定格能力 [kW]	最大能力 [kW]	定格消費電力 [W]	定格COP [-]
	3.60	4.01	969	3.71	4.20	6.50	931	4.51
居間	2.20	3.07	431	5.10	2.33	4.75	401	5.81
台所	2.50	3.28	496	5.04	2.68	5.24	462	5.80
寝室	2.20	3.07	431	5.10	2.33	4.75	401	5.81
子供室	—	—	—	—	—	—	—	—

(1) 冷房モデル

最大冷房負荷率は、外気温度および定格冷房能力に対する最大冷房能力の比に依存し、式(2-1)により求められる。

$$qr_{c,max} = -1 \times 10^{-5} \times r_c \times (\theta - 35)^3 + 2 \times 10^{-4} \times (0.5 + 0.5 \times r_c) \times (\theta - 35)^2 - \{0.0147 + 0.014 \times (r_c - 1)\} \times (\theta - 35) + r_c \quad (2-1)$$

ここで、 $qr_{c,max}$ ：最大冷房負荷率[-]、 r_c ：定格冷房能力に対する最大冷房能力の比[-]、 θ ：外気温度[°C]である。

時刻別最大処理冷房負荷は定格冷房能力に最大冷房負荷率を乗じて求める。RAC の冷房処理熱量は、冷房負荷が時刻別最大処理冷房負荷以下の場合、冷房負荷に等しく、時刻別最大処理冷房負荷を超える場合、時刻別最大処理冷房負荷に等しいとする。定格冷房能力に対する冷房負荷の比である冷房負荷率は、冷房処理熱量を定格冷房能力で除して求められる。

消費電力を定格消費電力で基準化した冷房消費電力比は、冷房負荷率と外気温度を用いて、式(2-2)のように示すことができる。

$$\begin{aligned} Pr_c &= a_3 qr_c'^3 + a_2 qr_c'^2 + a_1 qr_c' + a_0 \\ \begin{cases} a_3 = 0.0148\theta + 0.0089 \\ a_2 = -0.0153\theta + 0.1429 \\ a_1 = 0.034\theta - 0.4963 \\ a_0 = -0.0012\theta + 0.288 + 0.3202 \end{cases} \end{aligned} \quad (2-2)$$

ここで、 Pr_c ：消費電力を定格消費電力で基準化した冷房消費電力比[-]、 qr_c' ：定格冷房能力に対する冷房負荷の比である冷房負荷率[-]である。

以上より、任意の負荷率および外気温度に対する冷房成績係数は式(2-3)で求まる。

$$e_c = \frac{qr_c'}{Pr_c} \times \frac{q_{c,rtd}}{P_{c,rtd}} \quad (2-3)$$

ここで、 e_c ：冷房成績係数[-]、 $q_{c,rtd}$ ：定格冷房能力[kW]、 $P_{c,rtd}$ ：定格冷房消費電力[kW]である。

(2) 暖房モデル

最大暖房負荷率は、外気温度および定格暖房能力に対する最大暖房能力の比に依存し、式(2-4)により求められる。

$$qr_{h,max} = -1 \times 10^{-6} \times \left\{ 1 + \frac{(r_h - 1)}{1.8} \right\} \times (\theta - 7)^3 + 2 \times 10^{-4} \times \left\{ 1 + \frac{(r_h - 1)}{1.8} \right\} \times (\theta - 7)^2 + \{0.0134 + 0.0179 \times (r_h - 1)\} \times (\theta - 7) + r_h \quad (2-4)$$

ここで、 $qr_{h,max}$ ：最大暖房負荷率[-]、 r_h ：定格暖房能力に対する最大暖房能力の比[-]、である。

時刻別最大処理暖房負荷は定格暖房能力に最大暖房負荷率を乗じて求める。RAC の暖房処理熱量は、暖房負荷が時刻別最大処理暖房負荷以下の場合、暖房負荷と等しく、暖房負荷が時刻別最大処理暖房負荷を超える場合、時刻別最大処理暖房負荷に等しいとした。定格暖房能力に対する暖房負荷の比である暖房負荷率は、暖房処理熱量を定格暖房能力で除して求める。

消費電力を定格消費電力で基準化した暖房消費電力比は、暖房負荷率と外気温度を用いて、式(2-5)で算出される。

$$Pr_h = a_4 qr_h'^4 + a_3 qr_h'^3 + a_2 qr_h'^2 + a_1 qr_h' + a_0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a_4 = 0.006\theta^2 - 0.022\theta + 0.3051 \\ a_3 = -0.0021\theta^2 + 0.0757\theta - 1.0448 \\ a_2 = 0.0026\theta^2 - 0.0981\theta + 1.6971 \\ a_1 = -0.0011\theta^2 + 0.0222\theta - 0.1444 \\ a_0 = 0.002\theta^2 - 0.0069\theta + 0.2747 \end{array} \right. \quad (2-5)$$

ここで、 Pr_h ：消費電力を定格消費電力で基準化した暖房消費電力比[-]、 qr_h' ：定格暖房能力に対する暖房負荷の比である暖房負荷率[-]である。

以上より、任意の負荷率および外気温度に対する暖房成績係数は式(2-6)で求まる。

$$e_h = \frac{qr_h'}{Pr_h} \times \frac{q_{h,rtd}}{P_{h,rtd}} \quad (2-6)$$

ここで、 e_h ：暖房成績係数[-]、 $q_{h,rtd}$ ：定格暖房能力[kW]、 $P_{h,rtd}$ ：定格暖房消費電力[kW]である。

2.2.3 シミュレーション条件

シミュレーション期間は1年間であり、シミュレーションステップは5分とする。気象データは、東京の拡張アメダス気象データ^{2.7)}の標準年を用いる。冷暖房対象室は、居間、台所、2つの子供室、主寝室の5つである。各室に設置するRACの仕様は、前述の通り表2-2のように設定した。なお、冷暖房システムモデルの設定パラメータである比例ゲインと積分時間は、いずれのRACも比例ゲインは1.0、積分時間は600sとした。RACの最低能力は最大能力比で負荷率20%とし、それ以下の負荷であればRACは停止することとした。年間を通して暖房設定温度は20°C、冷房設定温度は27°Cである。冷暖房時間は6:00～24:00の間とする。なお、補助冷暖房は使用せず、冷房では機器の最大能力を超える負荷は存在しなかった。暖房では起動時に設定温度に到達するまで機器の最大能力を超える負荷は存在したが、一度設定温度に到達してから当日中に機器の最大能力を超える負荷は存在しなかった。

2.3 蓄熱性能が冷暖房システムのエネルギー消費量に与える影響の評価

住宅シミュレーションモデルと冷暖房システムシミュレーションモデルを用いて、建物躯体の蓄熱性能の違いが冷暖房システム供給熱量・消費電力量に与える影響を評価する。

2.3.1 評価条件

躯体の蓄熱性能については、前節で説明した標準条件に ISO13790^{2.8)}に記載の 5 分類(very light · light · medium · heavy · very heavy) を加えた 6 パターンを検討した。躯体の蓄熱性能は天井・床等の影響も受けるが、本章では外壁についてのみ検討した。躯体の蓄熱性能を変化させるにあたって、本章では、断熱材より室内側にあるモルタルの厚さと断熱材の厚さ(表 2-3 の斜体)を、表 2-4 に示す通り変更した。熱容量の大きいケースでは、モルタルの厚みが木造では一般的に採用されない厚みとなっているが、今回は熱容量の大きな状態を検討するケースとして採用した。単にモルタルの厚みを厚くすると断熱性能自体が向上してしまうため、断熱性能が同等となるように断熱材の厚さを変更した。なお、表 2-4 に記載の熱容量は、断熱材より室内側の部材の熱容量合計値である。

表 2-3 変更対象となる外壁部分の厚さ

材料	厚さ [mm]	熱抵抗 [m ² K/W]	熱容量 [kJ/m ² K]
外表面	-	0.04	-
モルタル	30	0.02	60
非密閉中空層	-	0.07	-
グラスウール断熱材24K相当	50	1.32	2.35
モルタル	10	0.01	20
石膏ボード	10	0.05	10
室内表面	-	0.11	-

表 2-4 各パターンの熱容量・部材厚み

パターン	熱容量 [kJ/m ² K]	モルタル厚さ [m]	断熱材厚さ [m]
標準	30	0.010	0.050
very light	80	0.035	0.049
light	110	0.050	0.049
medium	165	0.078	0.048
heavy	260	0.125	0.047
very heavy	370	0.180	0.046

2.3.2 シミュレーション結果

冷暖房別の年間供給熱量・消費電力量・期間 COP の結果を図 2-1 に示す。供給熱量ならびに消費電力量については、暖房・冷房いずれにおいても、躯体の蓄熱性能が高くなるにつれて、少なくなっている。外壁の構成が very heavy である場合、外壁の構成が標準である場合と比べて、供給熱量は冷房が 14%、暖房が 6% 低下し、消費電力量は冷房が 11%、暖房が 15% 低下した。つまり、躯体の断熱性能が同等であっても、蓄熱性能が高い場合、供給熱量ならびに消費電力量が少なくなるということがわかる。期間 COP は、冷房では蓄熱性能が高くなるほど低くなっているのに対し、暖房では蓄熱性能が高くなるほど高くなっている。外壁の構成が very heavy である場合、標準である場合と比べて、冷房期間 COP は 4% 低下、暖房期間 COP は 11% 向上した。これらの原因について以下で考察する。

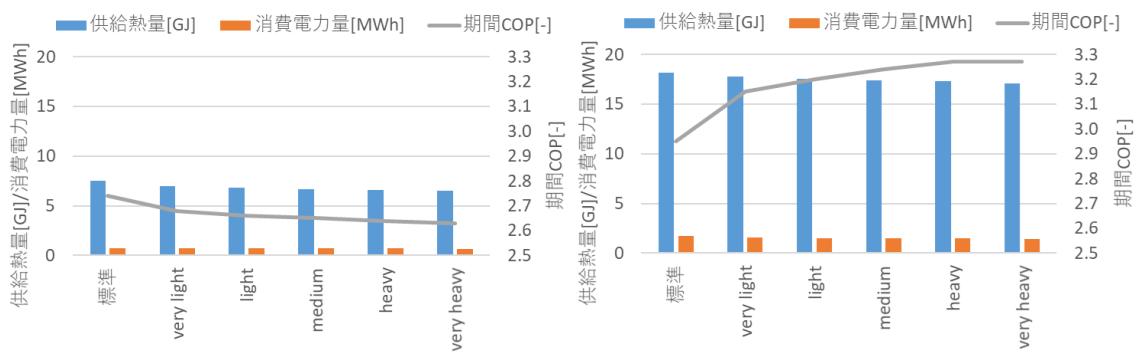


図 2-1 年間供給熱量・消費電力量・期間 COP (左: 冷房、右: 暖房)

全室合計の冷暖房別の最大能力比負荷率と COP の関係を図 2-2 に示す。図 2-2 より、外壁の構成が標準・very heavy のいずれの場合でも、また、冷暖房いずれの場合であっても、負荷率帯 0.2-0.3 で動作する比率が他の負荷率帯と比べて高くなっている。また、暖房においては、外壁の構成が標準である場合と比べて very heavy の方が、負荷率帯 0.2-0.3 で動作する比率が高くなっている。冷房においても、暖房ほど顕著ではないが同様の傾向が見られる。冷暖房システムモデルの冷暖房別の最大能力比負荷率と COP 比との関係を図 2-3 に示す。図 2-3 より、冷房においては負荷率が 0.5 付近でピークを取っており、高・低負荷いずれ側にシフトしても COP が低下することがわかる。一方、暖房においては、負荷率帯 0.2-0.4 でピークを取り、高負荷側にシフトすると COP が低下することがわかる。以上のことから、冷房においては、外壁の構成が very heavy である場合のほうが、COP が低下する負荷率帯 0.2-0.3 で動作する比率が他の負荷率帯に対して増えているため、躯体の蓄熱性能が高くなるにつれて、冷房期間 COP が低くなっていると考えられる。一方、暖房においても、負荷率分布は冷房と同様に低負荷側にシフトしているが、暖房では低負荷率帯で COP が高くなるため、暖房期間 COP が高くなっていると考えられる。

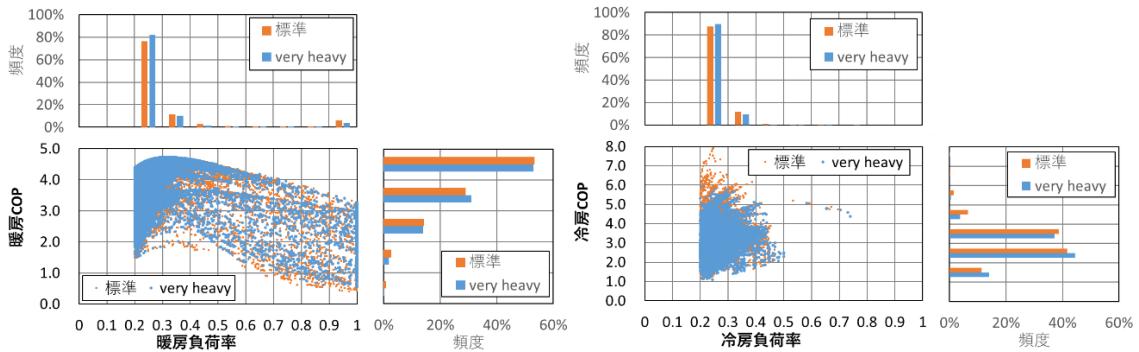


図 2-2 冷暖房別負荷率と COP の関係 (左: 暖房、右: 冷房)

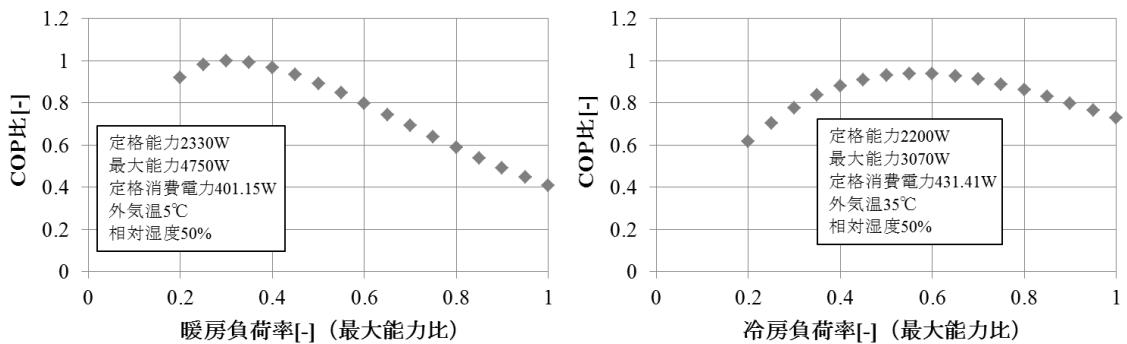


図 2-3 最大能力比負荷率と COP 比の関係

なお、期間を通じての総運転時間については、外壁の構成が標準である場合と比べて very heavy の方が、冷房が 13% 減少、暖房が 2% 増加している。

暖房における蓄熱性能の影響を詳細に理解するために、最も床面積の広い室である居間において、標準と very heavy の日別暖房供給熱量の差が大きく、日別暖房供給熱量の総量も多かった 12/11 の時系列データで考察する。標準と very heavy の室温・室内側壁表面温度・外気温・室内空気と室内側表面との対流熱伝達量を図 2-4 に、暖房能力・暖房 COP を図 2-5 に、暖房累積供給熱量を図 2-6 に示す。蓄熱性能の高い very heavy では、暖房停止中の夜間の外気による室温の低下が標準より緩やかとなっている。6:00 の暖房立ち上がり時、室温および壁表面温度は標準では約 14°C であるのに対し、very heavy では前日の日射熱を蓄熱しているため約 16°C である。これにより標準では very heavy と同等の壁表面温度になるまで、室内空気から壁表面への対流熱伝達量が大きくなっている。室温が設定温度である 20°C に達するまでに標準では very heavy の約 1.5 倍の暖房供給熱量が必要となっている。室温が設定温度に到達した後も、very heavy では日射熱の蓄熱効果で壁表面温度が標準に比べて高く保たれているため、暖房供給熱量が標準に比べて少なくなっている。1 日積算の暖房供給熱量は標準が very heavy の約 1.2 倍である。暖房 COP については、1 日積算でみると、very heavy が 2.92 と標準の 2.89 より高い。これは図 2-3 からわかる通り、

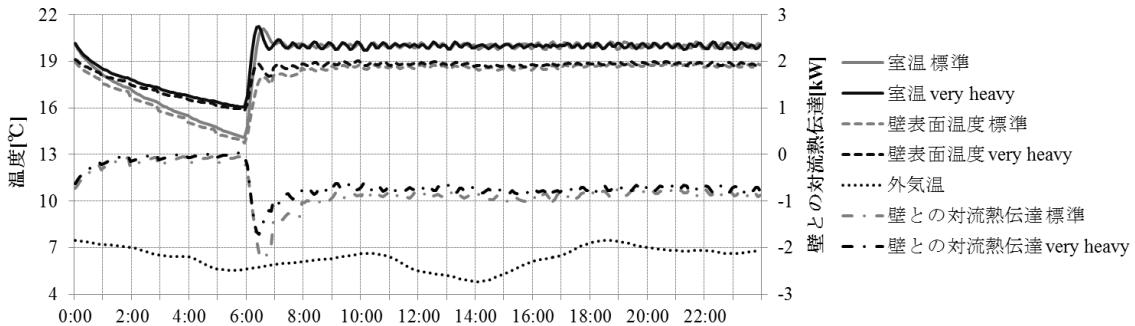


図 2-4 居間の室温・室内側壁表面温度・外気温・室内空気と室内側表面との対流熱伝達
(12/11、平日)

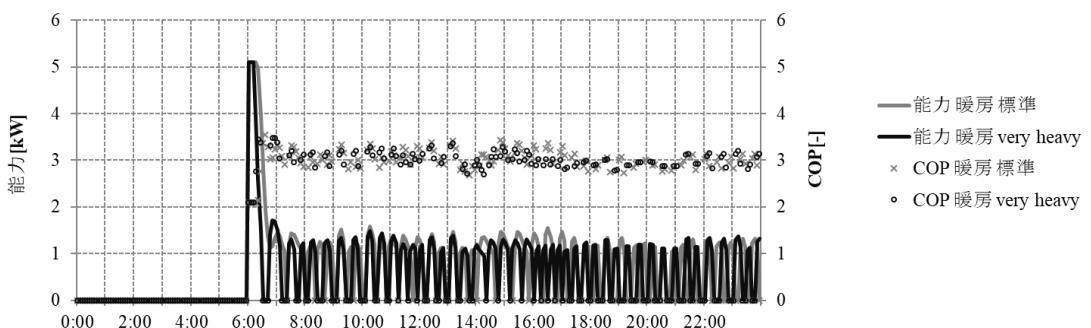


図 2-5 居間の暖房能力・暖房 COP(12/11、平日)

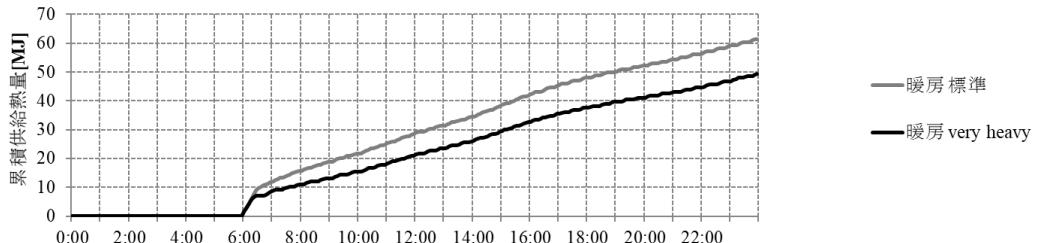


図 2-6 居間の暖房累積供給熱量(12/11、平日)

暖房 COP は最大能力比負荷率が 0.2-0.4 の場合の方が高負荷率の場合より高いこと、および、very heavy の方が標準よりも高負荷率で運転している時間が短いことが原因であると考えられる。

以上より、冬期においては蓄熱性能が高い方が日射熱の蓄熱効果で室温および壁表面温度が高く保たれるため、朝の立ち上がり時および日中の室内空気から壁表面への対流熱伝達量が小さくなり、暖房供給熱量が少なくなることがわかった。このため、蓄熱性能が高い方が年間暖房供給熱量が少なくなっていると考えられる。また、蓄熱性能が高い方が、朝の立ち上がり時に生ずる高負荷率での運転時間が短くなることがわかった。暖房 COP は最大能力比負荷率が 0.2-0.4 の場合の方が高負荷率の場合より高いため、蓄熱性能が高い方が暖房期間 COP が高くなっていると考えられる。

冷房においても同様に居間において、標準と very heavy の日別冷房供給熱量の差が大きく、日別暖房供給熱量の総量も多かった 7/8 の時系列データを基に、冷房における蓄熱性能の影響を考察する。標準と very heavy の室温・室内側壁表面温度・外気温・室内空気と室内側表面との対流熱伝達量を図 2-7 に、冷房能力・冷房 COP を図 2-8 に、冷房累積供給熱量を図 2-9 に示す。冷房開始時間の 6:00 では、夜間の外気温が設定温度より低かったことによりいずれも室温が設定温度以下であり、室温および壁表面温度は very heavy の方が標準に対し高くなっている。冷房の立ち上がりはいずれも 8:30 頃であるが、室温および壁表面温度は逆転して標準の方が very heavy より高くなっている。日中は蓄熱性能の高い very heavy では日射による壁表面温度の上昇が抑えられており、標準の方が壁表面温度が高いままである。それに従い標準の方が壁表面から室内空気への対流熱伝達が大きくなつたため冷房負荷が高くなつておらず、1 日積算の冷房供給熱量は、標準が very heavy の約 1.3 倍であった。冷房期間 COP については、1 日積算でみると very heavy が 2.09 と標準の 2.15 より低い。これは、図 2-3 からわかる通り、冷房の COP は最大能力比負荷率が 0.6 付近で最も高くなること、および、very heavy の方が標準よりも低負荷率で運転している時間が長いことが原因であると考えられる。

以上より、夏期においては蓄熱性能が高い方が日射による壁表面温度の上昇が抑えられるため、日中の壁表面から室内空気への対流熱伝達が小さくなり冷房供給熱量が少なくなつたことがわかった。このため、蓄熱性能が高い方が年間冷房供給熱量が少なくなっていると考えられる。また、蓄熱性能が高い方が低負荷率で運転している時間が長いことがわかった。冷房 COP は最大能力比負荷率が 0.6 付近で最も高くなるため、蓄熱性能が高い方が冷房期間 COP が低くなっていると考えられる。

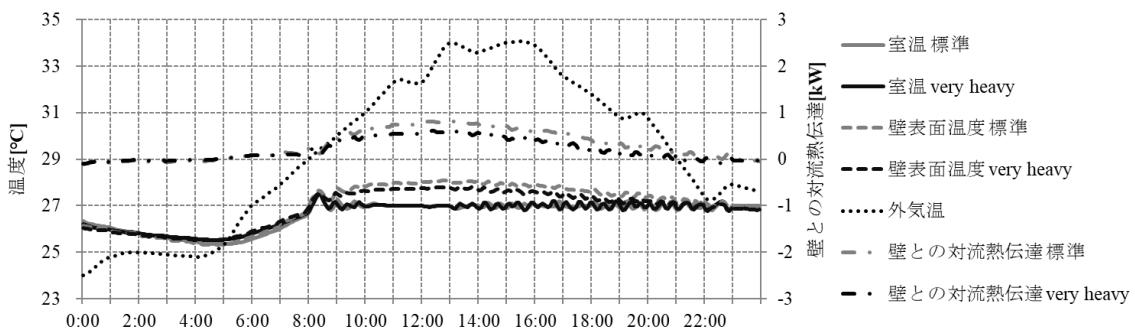


図 2-7 居間の室温・室内側壁表面温度・外気温・室内空気と室内側表面との対流熱伝達
(7/8、休日)

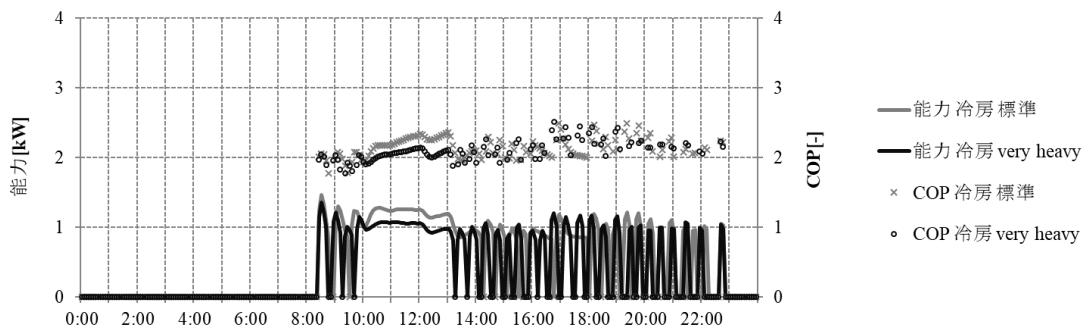


図 2-8 居間の冷房能力・冷房 COP(7/8、休日)

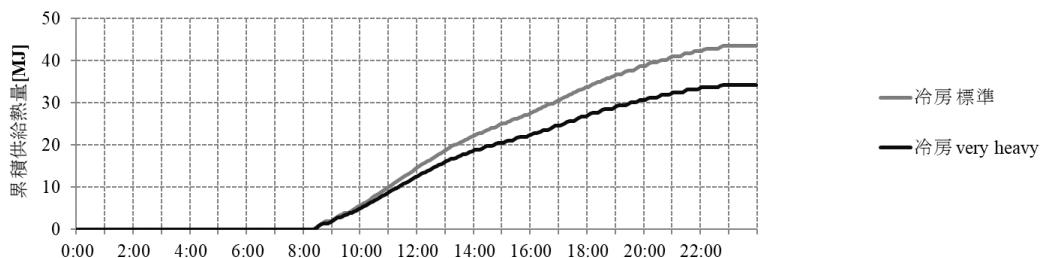


図 2-9 居間の冷房累積供給熱量(7/8、休日)

2.4 異なる断熱性能における蓄熱性能が冷暖房システムのエネルギー消費量に与える影響の評価

住宅シミュレーションモデルと冷暖房システムシミュレーションモデルを用いて、異なる断熱性能における蓄熱性能の違いが冷暖房システム供給熱量・消費電力量に与える影響を評価する。

2.4.1 評価条件

断熱性能は、エネルギーの仕様の合理化に関する法律で平成4年及び平成11年に制定された基準に相当する性能（それぞれ外皮平均熱貫流率（ U_A 値）で、1.5、0.87[W/m²K]）、それらの間に相当する性能（1.1[W/m²K]）、平成11年に制定された基準を超える3段階の性能（0.66、0.57、0.41 [W/m²K]）の6つを検討した。断熱性能を変化させるにあたって、外壁、2階天井、1階床の断熱材の厚さと、開口部の部材を上記断熱性能となるように変更した（表 2-5）。また、それぞれの断熱性能における蓄熱性能の変化については、前節と同じく、表 2-4 の熱容量となるように、断熱材より室内側にあるモルタルの厚さを変更した。また、単にモルタルの厚みを厚くすると、断熱性能自体が向上してしまうため、前節と同じく、断熱性能が同等となるように、断熱材の厚さを変更した。その他のシミュレーション条件は、前節と同じである。

表 2-5 断熱性能と各部の熱貫流率

U _A 値 [W/m ² K]	熱貫流率[W/m ² K]			
	2階天井	外壁	1階床	開口部
1.5	0.67	1.11	1.26	6.51
1.1	0.42	0.53	0.48	6.51
0.87	0.24	0.53	0.48	4.65
0.66	0.24	0.35	0.39	3.49
0.57	0.17	0.35	0.39	2.91
0.41	0.17	0.26	0.27	1.90

2.4.2 評価結果

冷暖房全体での影響を考察する。各断熱性能・各蓄熱性能における冷暖房消費電力量を図 2-10 に示す。冷暖房合計消費電力量は、断熱性能が高いほど少なく、同じ断熱性能の場合は蓄熱性能が高いほど少なかった。また、断熱性能が 0.41 W/m²K である場合は冷房消費電力量が暖房を超え、冷房が主体となった。なお、それぞれの断熱性能における蓄熱性能が標準である場合からの変化率を確認すると、断熱性能が高い方が、蓄熱性能の向上による消費電力量低下の影響が相対的に大きくなる傾向があることがわかった。

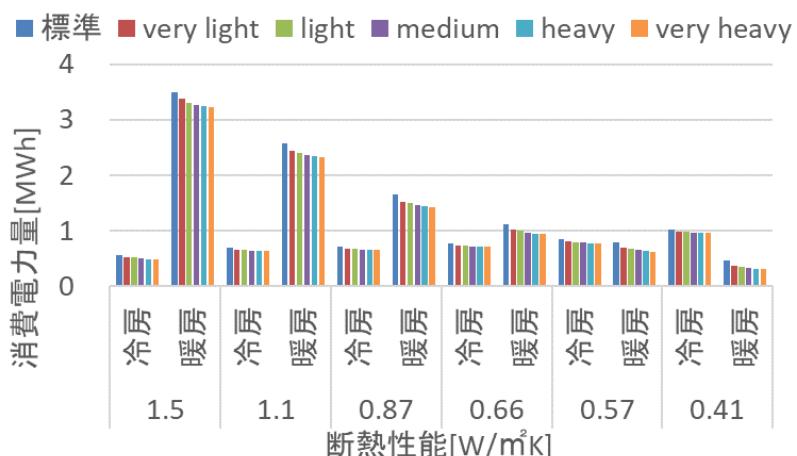


図 2-10 各断熱性能・各蓄熱性能における冷暖房消費電力量

暖房について、供給熱量、消費電力量、期間 COP それぞれへの影響を考察する。各断熱性能・各蓄熱性能における暖房供給熱量を図 2-11 に示す。暖房供給熱量は、断熱性能が高いほど少なく、同じ断熱性能の場合は断熱性能が 1.5 W/m²K である場合を除き、蓄熱性能が高いほど少ない。断熱性能が 1.5 W/m²K である場合は、蓄熱性能に関わらず供給熱量は同等である。また、それぞれの断熱性能における蓄熱性能が標準である場合からの変化率を確認すると、断熱性能が高い方が、蓄熱性能の向上による暖房供給熱量低下の影響が相対的に大きくなる傾向があることがわかった。

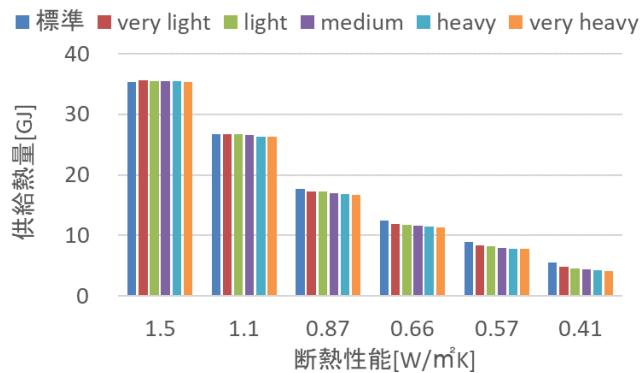


図 2-11 各断熱性能・各蓄熱性能における暖房供給熱量

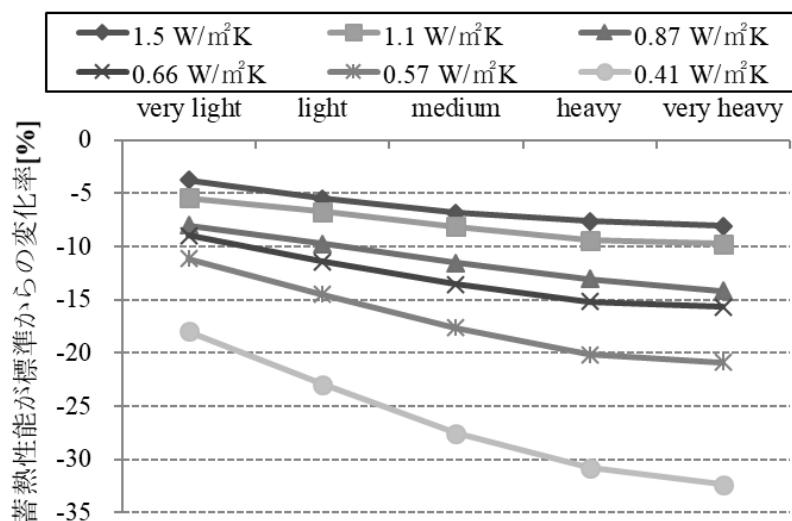


図 2-12 各断熱性能における暖房消費電力量変化率

暖房消費電力量についても暖房供給熱量と同様に、断熱性能が高いほど少なく、同じ断熱性能の場合は蓄熱性能が高いほど少なかった。図 2-12 に各断熱性能における暖房消費電力量変化率を示す通り、断熱性能が高い方が、蓄熱性能の向上による暖房消費電力量低下の影響が相対的に大きくなる傾向があることがみてとれる。また、蓄熱性能が高いほど断熱性能の差をより大きく受けていることもわかる。

暖房期間 COP については、図 2-13 に示す通り、断熱性能が高いほど期間 COP は高くなり、また、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど期間 COP は高かった。図 2-14 に、断熱性能が最低 (1.5 W/m²K) と最高 (0.41 W/m²K) での最大能力比暖房負荷率と暖房 COP の関係を示す通り、断熱性能に関わらず蓄熱性能が高い方が、低暖房負荷率帯および高暖房 COP で動作する比率が増えていることが見て取れる。加えて、断熱性能が最高 (0.41 W/m²K) では最低 (1.5 W/m²K) と比べて、より低暖房負荷率帯および高暖房 COP で動作する比率が増えていることが見て取れる。これらのため、断熱性能が高いほど期間 COP は高くなり、また、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど期間 COP は高くなつたと考えられる。ま

た、図 2-15 に各断熱性能における暖房期間 COP 変化率を示す通り、断熱性能と暖房期間 COP 変化率とには相関は見られなかったが、いずれの断熱性能においても蓄熱性能の向上により暖房期間 COP の向上率は大きくなっていることはわかる。

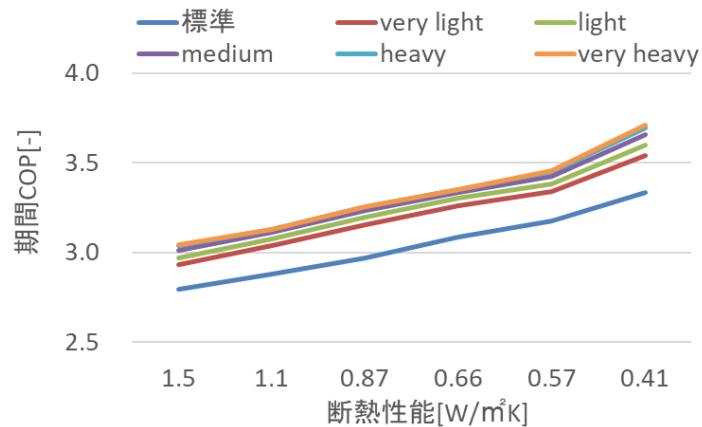


図 2-13 各断熱性能・各蓄熱性能における暖房期間 COP

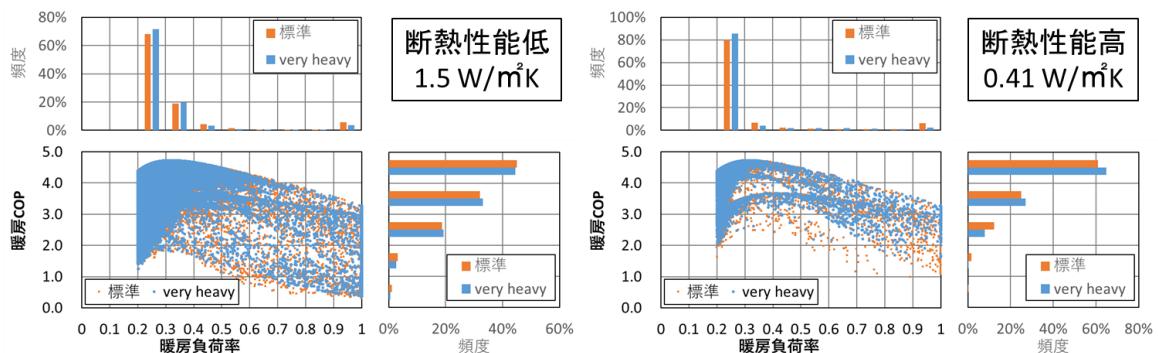


図 2-14 暖房負荷率と暖房 COP の関係（左：断熱性能 $1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ 、右： $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ ）

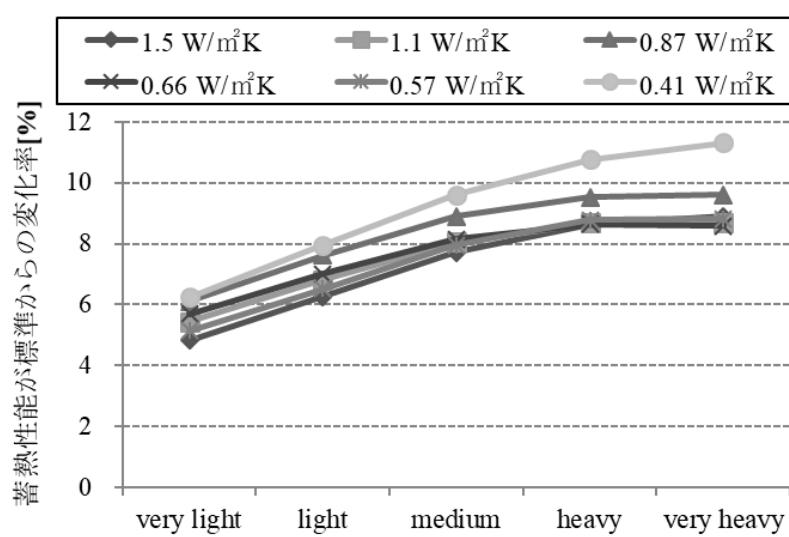


図 2-15 各断熱性能における暖房期間 COP 変化率

冷房についても暖房と同様に、供給熱量、消費電力量、期間 COP それぞれへの影響を考察する。各断熱性能・各蓄熱性能における冷房供給熱量を図 2-16 に示す。冷房供給熱量は、断熱性能が低いほど少なく、同じ断熱性能の場合は断熱性能が 0.87 W/m²K かつ蓄熱性能が very heavy である場合を除き、蓄熱性能が高いほど少ない。また、それぞれの断熱性能における蓄熱性能が標準である場合からの変化率を確認すると、断熱性能と冷房供給熱量変化率とには相関は見られなかったが、いずれの断熱性能においても蓄熱性能の向上による供給熱量の低下率が大きくなる傾向がわかった。

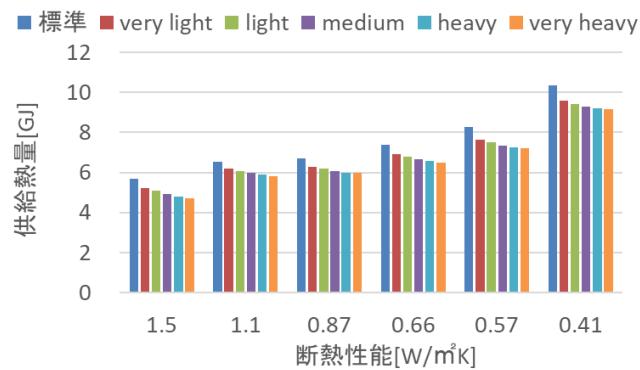


図 2-16 各断熱性能・各蓄熱性能における冷房供給熱量

冷房消費電力量については、冷房供給熱量と同様の傾向が見られた。図 2-17 に各断熱性能における冷房消費電力量変化率を示す通り、断熱性能と冷房消費電力量変化率とには相関は見られなかったが、いずれの断熱性能においても、蓄熱性能の向上による消費電力量の低下率が大きくなる傾向がみてとれる。

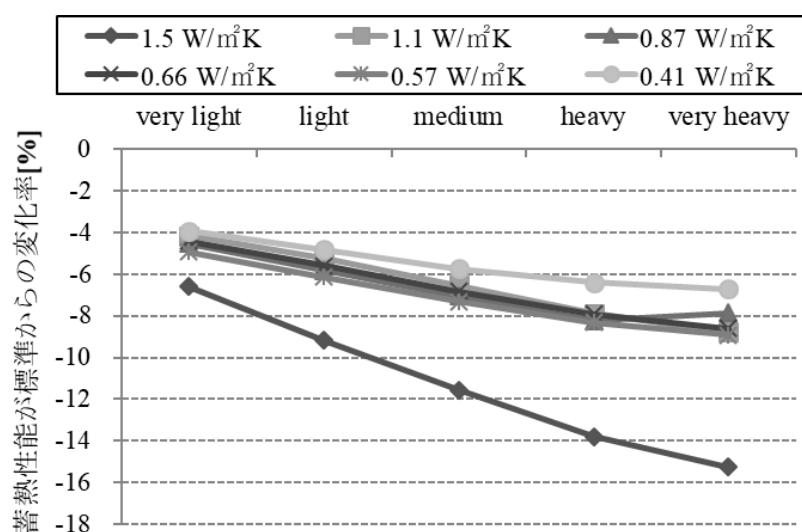


図 2-17 各断熱性能における冷房消費電力量変化率

冷房期間 COP については、図 2-18 に示す通り、断熱性能と冷房期間 COP とには相関は見られなかつたが、蓄熱性能が高いほど期間 COP は低くなる傾向が見られた。蓄熱性能が高いほど期間 COP が低くなるのは、冷房 COP が低くなる低冷房負荷率帯での運転が増加するからであった。断熱性能と冷房期間 COP との関係を考察するために、冷房期間 COP が低かった断熱性能 $0.87 \text{ W/m}^2\text{K}$ と高かった $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ での外気温と冷房 COP の関係を図 2-19 に示す。断熱性能が $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ では $0.87 \text{ W/m}^2\text{K}$ と比べて、低外気温領域および高冷房 COP での運転頻度が増加していることが見て取れる。つまり、断熱性能が高い $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ および $0.57 \text{ W/m}^2\text{K}$ では、冷房 COP が高くなる夏期夜間や中間期など外気温が低い期間での運転頻度が増加したため、冷房期間 COP が高くなったと考えられる。一方、断熱性能が低い $1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ では、断熱性能が低いことにより高冷房負荷率帯での運転が増加し、冷房期間 COP が高くなつたと考えられる。断熱性能が高い $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ および $0.57 \text{ W/m}^2\text{K}$ においては、断熱性能が高いことにより低冷房負荷率帯での運転が増加し冷房期間 COP が低下する影響よりも、低外気温領域での運転増加による冷房期間 COP 向上の影響をより大きく受けたと考えられる。また、図 2-20 に各断熱性能における冷房期間 COP 変化率を示す通り、断熱性能と冷房期間 COP 変化率とには相関は見られなかつたが、いずれの断熱性能においても、蓄熱性能の向上による期間 COP の低下率が大きくなる傾向がみてとれる。

前述の、冷房供給熱量は断熱性能が高くなるほど多くなること、また、断熱性能が高い場合 ($0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ および $0.57 \text{ W/m}^2\text{K}$) に冷房期間 COP が向上することについては、低外気温領域での運転増加によって冷房期間が長くなつてゐることが影響していると考えられる。本論文では、住宅周囲の騒音や粉塵、降雨の発生状況などにより、必ずしも通風が利用可能とは限らないという観点から通風は考慮していないが、通風が利用可能であれば、断熱性能向上に伴う冷房供給熱量増加は抑制されると考えられる。一方、冷房期間 COP は通風利用により低外気温領域での運転が抑制されることにより低下すると考えられる。

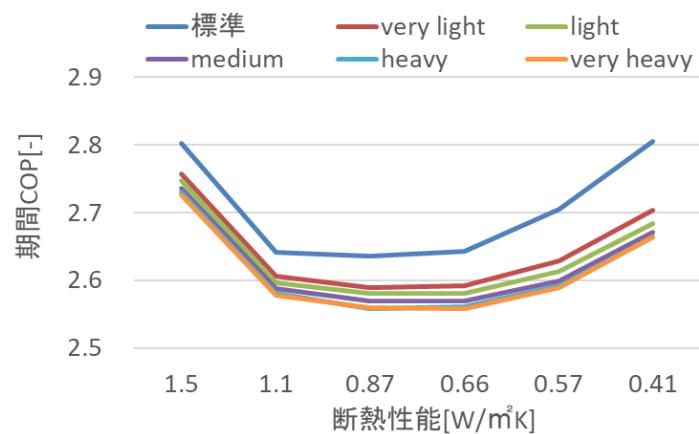


図 2-18 各断熱性能・各蓄熱性能における冷房期間 COP

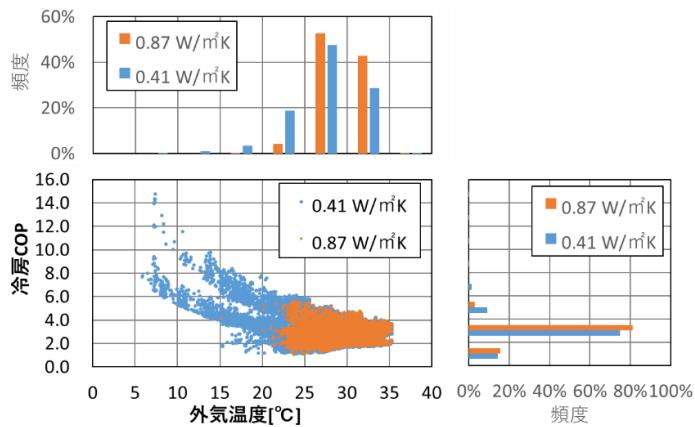


図 2-19 外気温度と冷房 COP の関係 (蓄熱性能 : very heavy)

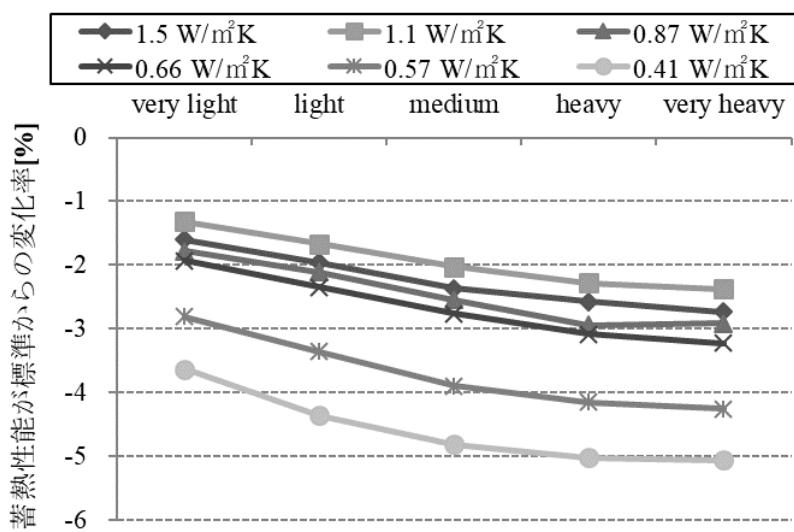


図 2-20 各断熱性能における冷房期間 COP 変化率

2.5 結論

温暖地に建てられた戸建て住宅を対象とし、躯体の蓄熱性能の違いが冷暖房システムの消費エネルギーに与える影響をシミュレーションにより評価した。また、異なる断熱性能における躯体の蓄熱性能の違いによる影響についても評価した。

標準的な断熱性能を有する住宅において、標準的な蓄熱性能に ISO13790 の 5 類型を加えた 6 つの蓄熱性能についてシミュレーションし、蓄熱性能と冷暖房供給熱量・消費電力量との関係を評価した結果、断熱性能が同等となるように蓄熱性能を変化させたにもかかわらず、蓄熱性能が高いほど、冷暖房ともに供給熱量ならびに消費電力量が少なくなることがわかった。蓄熱性能が最高となる very heavy の場合、標準的な蓄熱性能の場合と比べて、冷房供給熱量が 14%、暖房供給熱量が 6% 低下し、冷房消費電力量は 11%、暖房消費電力量は 15% 低下した。冷房期間 COP も同様に、蓄熱性能が高くなるほど低くなることがわ

かった。一方、暖房期間 COP は、蓄熱性能が高くなるほど高くなることがわかった。蓄熱性能が最高となる very heavy の場合、標準的な蓄熱性能の場合と比べて、冷房期間 COP は 4% 低下、暖房期間 COP は 11% 向上した。

また、エネルギーの使用の合理化に関する法律を基に 6 つの断熱性能についてシミュレーションを実施し、異なる断熱性能における蓄熱性能と冷暖房供給熱量・消費電力量との関係を評価した結果、冷暖房合計消費電力量は、断熱性能が高いほど少なく、また、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど少なくなることがわかった。同様の傾向が、暖房の供給熱量と消費電力量においても見られた。一方、冷房の供給熱量と消費電力量においては、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど少なくなるが、断熱性能が高いほど多くなることが分かった。蓄熱性能の向上による冷暖房合計消費電力量の低下率は、断熱性能が高い方が大きくなることがわかった。同様の傾向が、暖房供給熱量低下率・暖房消費電力量低下率においても見られた。一方、冷房供給熱量低下率・冷房消費電力量低下率においては、断熱性能と相関が見られなかったが、いずれの断熱性能においても、蓄熱性能の向上により低下率が大きくなる傾向が見られた。期間 COP は、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど暖房期間 COP は高くなり、冷房期間 COP は低くなること、暖房期間 COP は断熱性能が高いほど高くなることがわかった。また、断熱性能が最高となる $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ の場合、低負荷領域での運転頻度が高くなると期間 COP が低下する冷房が主体となることがわかった。外皮高断熱化を進む中で、低負荷時の効率がより重要となってくることが示唆された。

参考文献

- 2.1) TRNSYS 17 Manual, Volume 1 – Getting Started, 2014.5
- 2.2) 財団法人 建築環境・省エネルギー機構：自立循環型住宅への設計ガイドライン（2005）
- 2.3) 一般財団法人 建築環境・省エネルギー機構：住宅事業建築主の判断の基準におけるエネルギー消費量計算方法の解説, pp. 13~17, 2009 - 7,
http://ees.ibec.or.jp/documents/img/kaisetsu200903_all_ver2.pdf
- 2.4) 社団法人 建築設備技術者協会：New HASP/ACLD 操作マニュアル（2012-4）
- 2.5) 空気調和・衛生工学会：試して学ぶ熱負荷 HASPEE ～新最大熱負荷計算法（2012-10）
- 2.6) 一般社団法人 日本電機工業会：ルームエアコンディショナの冷房及び暖房面積算出基準 JEM 1447 (1989-9)
- 2.7) 赤坂ほか：拡張アメダス気象データ 1981-1995, 鹿児島 TLO (2005)
- 2.8) ISO : ISO 13790:2008、Energy performance of buildings – Calculation of energy use for space heating and cooling (2008)

第3章 オフィスビルにおける建物側での熱負荷削減対策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響

3.1 はじめに

冷暖房のためのエネルギー消費は冷暖房熱負荷の大きさと、それを処理する冷暖房システムの効率によって決まる。しかし、建物側での熱負荷低減は建築計画の段階にて、熱源システムのエネルギー効率向上は熱源機メーカーでの設計段階にて検討されてきており、建物側での熱負荷低減策と熱源システムにおけるエネルギー効率の改善はそれぞれ独立して行われてきた。この両者の成果はほとんどの場合で相乗効果を発揮するが、効果が相殺されてしまう場合もある。例えば、ヒートポンプやチラーの COP は低負荷領域で低下がみられるが、ピーク熱負荷に対して非常に小さな熱負荷が長時間発生するようだと、熱負荷の削減効果が熱源機器の COP 低下によって相殺されてしまう。セントラル空調システムでは、熱源機器の台数制御によってある程度部分負荷の問題は緩和されるが、パッケージ空調システムではゾーンの負荷が直接機器の負荷率に影響するためこの影響は大きい。また、ZEB の達成には、熱源機器の高効率化や再生可能エネルギーの導入だけでなく、外壁の高断熱化、開口部の高性能化、LED 照明の導入、外気冷房の導入など、徹底した熱負荷の低減が必須となる。このように建物側での熱負荷低減が加速すると、それが熱源システムのエネルギー効率に与える影響の検討は重要な課題になると考えられる。

しかしながら、前述の通り、既定の熱負荷パターンの下で熱源システムのエネルギー効率の向上を検討した多くの研究例があるが、様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー効率に与える影響は十分には明らかにされていない。建物全体での大幅な省エネルギーに向け、建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンと熱源システムのエネルギー効率との関係を整理しておくことは、高効率な熱源システムの計画を進めるために非常に重要である。筆者らはこれまで、既存の熱負荷パターンを基に、負荷が平準化した場合や冷暖比率が変化した場合などを想定して熱負荷パターンを疑似的に作成し、熱源システムのエネルギー効率に与える影響を評価してきた^{3.1)}。本章では、個別熱源を有する中規模オフィスビルを対象に、建物側で実際に行われる熱負荷低減策により生じる現実的な熱負荷パターンを再現し、熱源システムのエネルギー効率に与える影響をシミュレーションにより明らかにする。

3.2 建物熱負荷シミュレーション

オフィスビルの冷暖房負荷および室温変動は TRNSYS を用いてシミュレーションした^{3.2)}。TRNSYS は、熱負荷計算において伝達関数法を基にして壁、天井、床などをモデリングしており、壁体の内外側全てを対象に放射熱交換も考慮している。壁体内の非定常熱伝導の計算においては、動的な挙動をよく再現するとされている応答係数法が用いられている。また、

ゾーン間の熱移動は混合空気量で、建物外部から内部への隙間風は換気回数法で与えることができる、などの特徴がある。

3.2.1 対象建物

図 3-1 に示す標準的な中規模オフィスビルを研究の対象とした^{3.3)}。対象フロアは中央にコア部を持ち、東西に対象な居室がある。居室は空調対象でコア部は非空調である。本フロアを標準階として、延床面積が 9919 m²、窓面積率 22% の 12 階建て中規模オフィスビルを想定した。標準条件 (Case 0) として外壁の熱貫流率は 1.34W/m² K、天井および床の熱貫流率は 2.69W/m² K とした。窓は単層ガラスを採用し、熱貫流率は 5.72W/m² K である。窓にはブラインドが設置され常時閉とした。

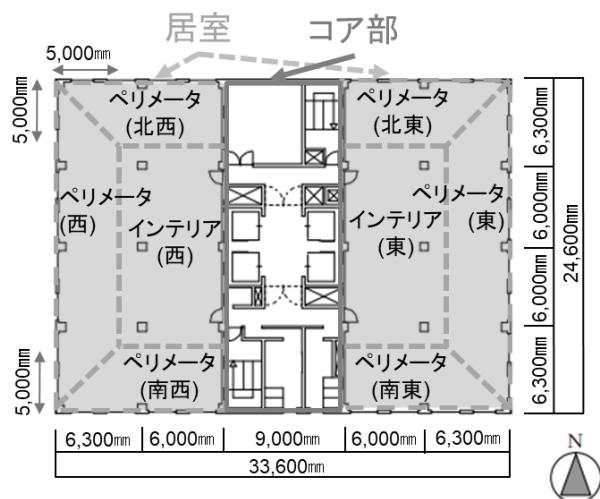


図 3-1 対象フロア平面図とゾーニング情報

3.2.2 シミュレーション条件

冷暖房は平日の 8 時から 22 時までとした。なお、月曜日から金曜日を平日、土曜日と日曜日を休日としており、祝日や年末年始などを休日とする設定は行っていない。内部発熱はそれぞれ、人員密度が 0.11 人/m²、照明発熱が 19.3W/m²、機器発熱が 14.1W/m² とし、スケジュールを図 3-2 に示すように設定した^{3.4)}。換気および漏気はそれぞれ 4.0 m³/m² h、0.1 回/h とした。外気は全熱交換効率が 0.7 の熱交換器を通して室内に導入する^{3.5)}。気象データは東京の標準年気象データ（最高気温 35.2°C、最低気温-0.8°C、平均気温 16.1°C）を用い、シミュレーションは 1 時間間隔で 1 年間実施した。室内環境の設定は、暖房が設定温度 22°C、冷房が設定温度 26°C、設定湿度 50%（冷房時のみ）とし、年間を通して冷暖房対象期間は、室内温度が 22°C より低い場合に暖房、26°C より高い場合に冷房とした。

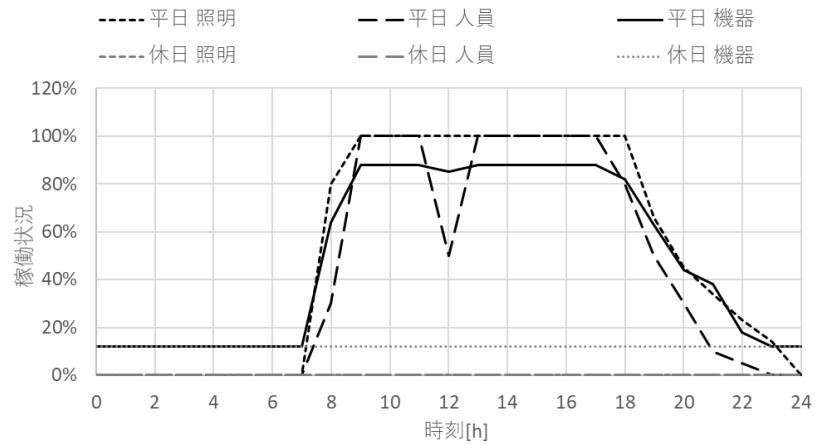


図 3-2 内部発熱スケジュール

3.3 建物側熱負荷低減策が熱負荷パターンに与える影響

3.3.1 热負荷低減策の設定条件

建物側での熱負荷低減策は文献^{3,6)}を参考にして 5 種類を検討した。外皮対策として外壁 (Case 1) および窓 (Case 2) の高断熱化、内部発熱対策として LED 照明の導入 (Case 3)、外気関連対策として在室率に合わせた外気導入量の低減 (Case 4) および外気冷房の導入 (Case 5) を検討した。条件は文献^{3,6)}に記載の仕様に基づき表 3-1 に示す通り設定した。表 3-1において、Case 0 は基本条件であり、Case 6 は全ての冷暖房負荷削減策を組み合わせた条件である。外気冷房の導入は、室内エンタルピが外気エンタルピより大きく、かつ室内エンタルピが 43.0 kJ/kg (乾球温度 22°C、相対湿度 50%) より大きい条件で、全熱交換器をバイパスさせることにした。また、Case 6 については、外気冷房導入条件となった場合、換気量は定格、それ以外は在室率に合わせた外気導入量とした。

表 3-1 建物側での熱負荷低減メニュー

熱負荷低減策	変更点	Case 0での設定	変更後
Case 0 なし (標準)	-	-	-
Case 1 外壁高断熱化	断熱材厚み	20 mm (1.03 W/m ² K)	50 mm (0.56 W/m ² K)
Case 2 窓高性能化	窓構成	単層ガラス (5.72 W/m ² K)	Low-e 複層 (2.53 W/m ² K)
Case 3 照明LED化	照明発熱	19.3 W/m ²	12.0 W/m ²
Case 4 外気導入抑制	外気導入量	一定	在室率連動
Case 5 外気冷房	外気導入方法	全熱交換器経由	所定条件下でバイパス
Case 6 全施策導入	上記全て	標準	Case 1から5まで

3.3.2 シミュレーション結果

図 3-3 は年間の冷暖房負荷の計算結果を示す。Case 3 および 5 は、Case 0 より年間暖房負荷が大きくなっている。一方、Case 1、2 および 6 は小さくなっている。Case 2 で最も変化が大きく最も暖房負荷が削減されている。Case 6 では Case 2 の影響もあり、非常に暖房負荷が小さくなっている。Case 1、2、4 および 6 は、Case 0 より年間冷房負荷が大きくなっている。一方、Case 3 および 5 は小さくなっている。Case 2 で最も変化が大きく冷房負荷が増加している。つまり、Case 2 で冷暖房ともに最も大きな変化が生じた。Case 2 では、冷房負荷の増加は暖房負荷減少の 1.58 倍大きかった。冷房負荷増加の原因の考察は後述する。

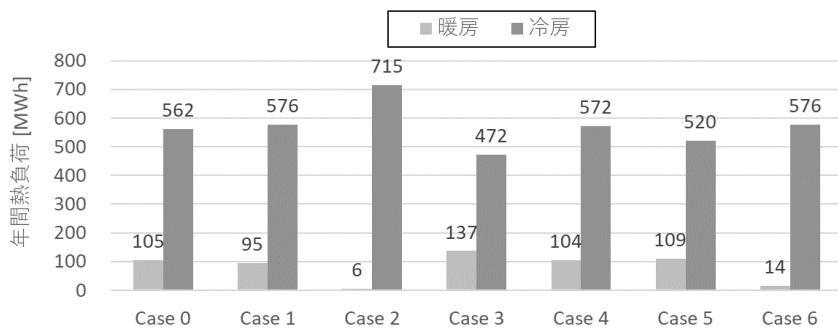


図 3-3 年間冷暖房負荷

図 3-4 は月別の冷暖房負荷の結果を示す。Case 2 および 6 を除き、11 月から 4 月まで暖房負荷が発生した。最も大きな月間暖房負荷は 1 月で、2 月、12 月、3 月の順で続く。冷房負荷は年間を通して発生し、最も大きな月間冷房負荷は 8 月で、7 月、9 月の順で続く。図 3-3 において Case 2 で冷房負荷が増加していたが、図 3-4 から Case 2 では中間期や冬期に冷房負荷が増加していることがわかる。窓断熱性能の向上により中間期や冬期に室温低下が緩やかとなり、暖房負荷減少の代わりに冷房負荷が増加したと考えられる。

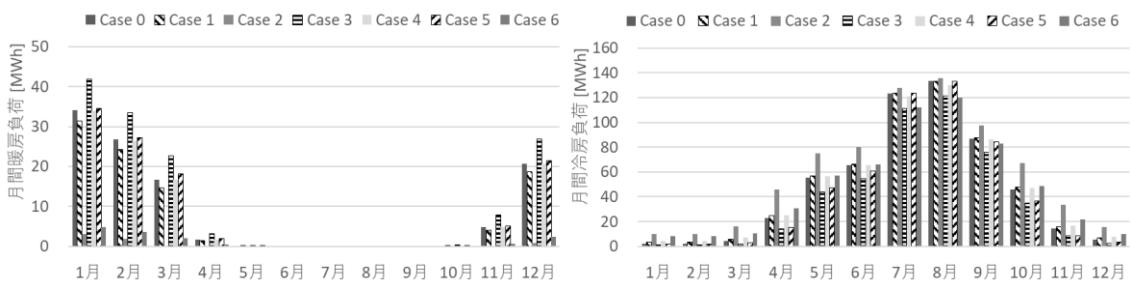


図 3-4 月別冷暖房負荷（左：暖房、右：冷房）

図 3-5 は Case 0 および 6 の時系列冷暖房負荷を示す。Case 0 と比較して、Case 6 では年間暖房負荷が 89% 減少し、年間冷房負荷は 2% 増加した。図 3-6 は冷暖房負荷曲線を示す。Case 2 および 6 を除き、Case 0 と似た累積負荷曲線となっている。Case 2 および 6 は似た累積負荷曲線となっている。Case 3 では、冷房の低負荷領域が高頻度となっている。対照的に、Case 2 では冷房の低負荷領域が低頻度となっている。

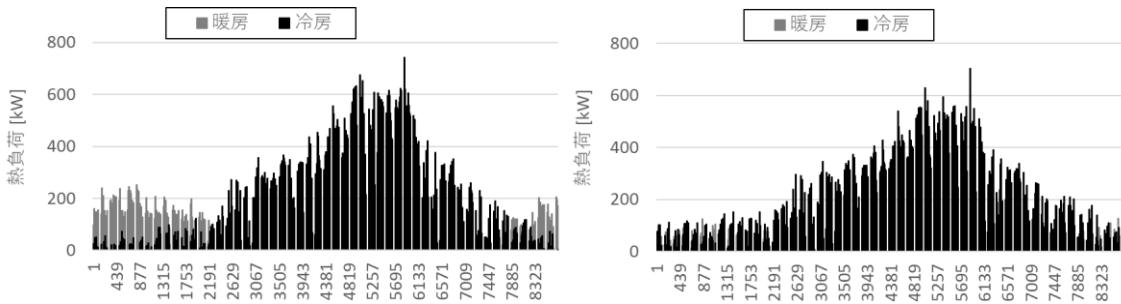


図 3-5 時系列冷暖房負荷 (左 : Case 0、右 : Case 6)

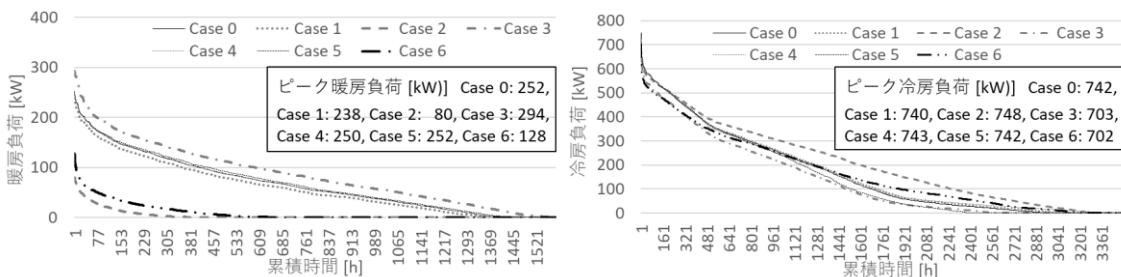


図 3-6 冷暖房累積負荷曲線 (左 : 暖房、右 : 冷房)

最大冷暖房負荷はそれぞれ、Case 0 で暖房が 34W/m^2 、冷房が 100W/m^2 、Case 6 で暖房が 15W/m^2 、冷房が 94W/m^2 であった。Case 0 と比較して、Case 6 では最大暖房負荷が 57%、最大冷房負荷が 6% 減少している。暖房における減少は主に Case 2 の影響であり、冷房における減少は主に Case 3 の影響である。

3.4 建物側熱負荷低減策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響

建物熱負荷低減策が熱源システムのエネルギー効率 (システム COP) に与える影響は、中央熱源方式と個別分散方式とで比較評価した。中央熱源方式は、空気熱源ヒートポンプ (ASHP : Air-Source Heat Pump) を熱源とし、複数のエアハンドリングユニット (AHU : Air Handling Unit) とファンコイル (FCU : Fan Coil Unit) で建物の冷暖房を実施する。個別分散方式は、ビル用マルチエアコン (VRF : Variable Refrigerant Flow) を用いて冷暖房を実施し、外気は全熱交換器 (HEX : Heat EXchanger) を介して室内に取り込む。

3.4.1 冷暖房システムの設定

建物の冷暖房システムの冷暖房定格能力は、最大冷房負荷を満たす冷房定格能力を有するものをメーカーカタログから選定し、表 3-2 に示す通り設定した。暖房定格能力は、冷房定格能力とメーカーカタログとにより決まる。中央熱源方式では、インテリア部の負荷と外気負荷を AHU にて処理し、ペリメータ部の負荷は FCU にて処理するものとした。個別分散方式では、冷暖房負荷は VRF の室内機 (IU : Indoor Unit) で処理し、HEX が換気を担う。中央熱源方式の二次ポンプは、冷水用に 4 台、温水用に 2 台設置し、それぞれのポンプは設計揚程 200kPa、流量 500L/min とした。中央熱源方式、個別分散方式それぞれのシステム図および建物内部での機器配置図を図 3-7 に示す。

熱源の設計冷暖房容量は、最大冷房負荷を満たす設計冷房容量を有するものをメーカーカタログから選定した。中央熱源方式は、ビル全体の最大冷房負荷から、設計容量が冷房と暖房いずれも 150kW である冷暖兼用 ASHP 5 台で構成した。総容量は冷房と暖房いずれも 750kW である。個別分散方式は、各階の最大冷房負荷から、各階に設計容量が冷房 63kW、暖房 69kW の VRF の室外機 (OU : Outdoor Unit) を 1 台とした。ビル全体での総容量は冷房 756kW、暖房 828kW である。なお、各 Case での最大冷房負荷は図 3-6 に示す通り、最大で Case 2 の 748kW、最小で Case 6 の 702kW と差が小さく、いずれの Case でも同容量を選定することとした。

表 3-2 建物の冷暖房・換気システム

ゾーン	セントラル空調方式								個別空調方式							
	機器種別	台数	定格能力 [kW]				ファン仕様				機器種別	台数	定格能力 [kW]			
			冷房	暖房	m³/h	kW	冷房	暖房	m³/h	kW			冷房	暖房	m³/h	kW
インテリア	AHU	1	19.9	18.7	2,400	2.25	IU	4	4.5	5.0	780	0.090				
							HEX	2			1,260	0.590				
ペリメータ西	西 FCU	4	3.8	4.5	640	0.095	IU	4	3.6	4.0	690	0.081				
	北 FCU	2	2.9	3.2	480	0.072	IU	1	4.5	5.0	780	0.090				
	南 FCU	2	3.8	4.5	640	0.095	IU	1	7.1	8.0	1,050	0.125				
	北 FCU	2	2.9	3.2	480	0.072	IU	1	4.5	5.0	780	0.090				
ペリメータ東	南 FCU	2	3.8	4.5	640	0.095	IU	1	7.1	8.0	1,050	0.125				
	東 FCU	4	3.8	4.5	640	0.095	IU	4	3.6	4.0	690	0.081				

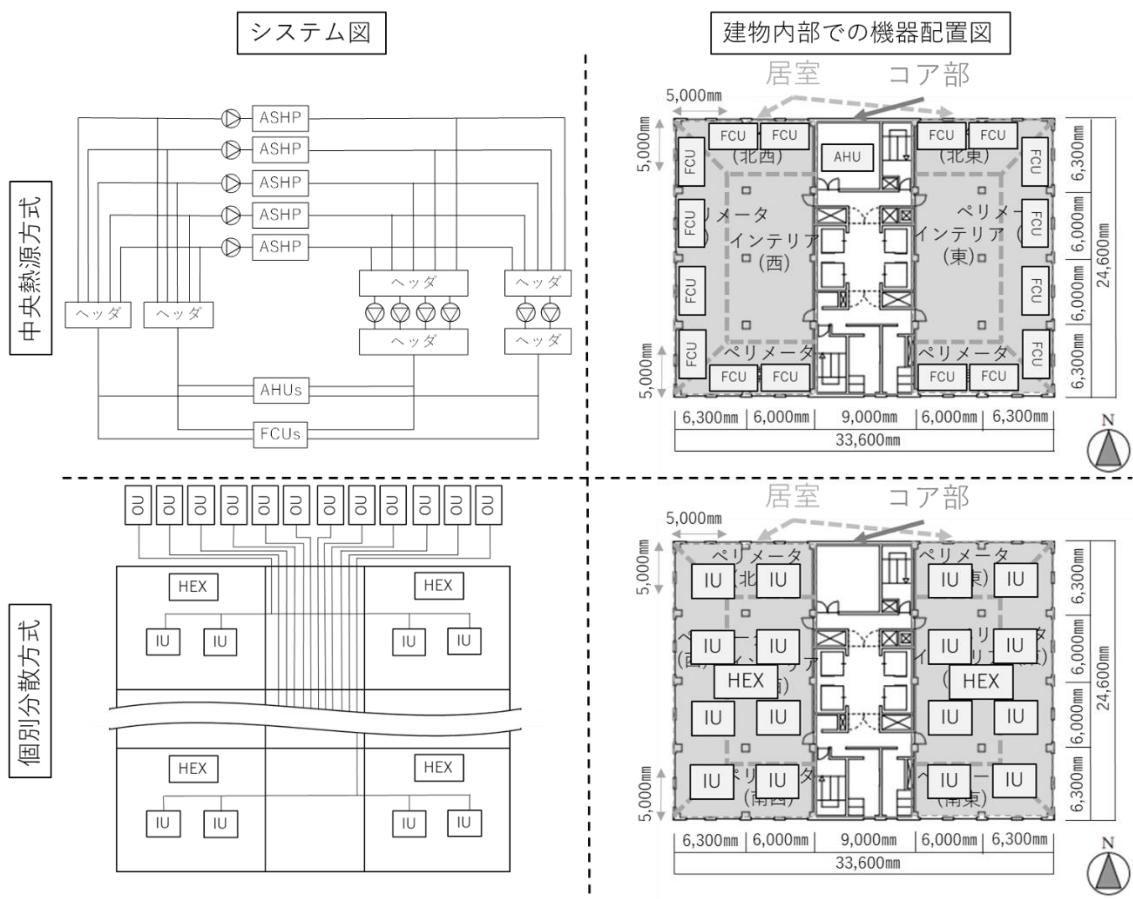


図 3-7 システム図および建物内部での機器配置図
(上：中央熱源方式、下：個別分散方式)

3.4.2 冷暖房システムシミュレーション

建物熱負荷シミュレーションの出力である各ゾーンの時系列熱負荷および換気量を冷暖房システムシミュレーションの入力として用いた。冷房時の熱負荷は顯熱負荷と潜熱負荷を合算して用いた。気象データは建物熱負荷シミュレーションと同じものを用いた。中央熱源方式および個別分散方式それぞれのシミュレーションの流れ、熱源機 (ASHP, OU)、ファン (AHU, FCU, IU, HEX)、冷温水一次ポンプ、冷温水二次ポンプのエネルギー消費量の計算を次の通り記す。なお、各機器のエネルギー消費量の計算は、冷温水一次ポンプを除き LCEM^{3,7)}での計算方法を参考に、冷温水一次ポンプは文献 3,8), 3,9)を参考にシミュレーションプログラムを構築した。

(1) シミュレーションの流れ

建物熱負荷シミュレーションの出力である各ゾーンの時系列全熱負荷および換気量を入力とし、各機器のエネルギー消費量の計算を行いビル 1 棟のエネルギー消費量を求める流れは共通である。中央熱源方式ではビル 1 棟で熱源システムを有するが、個別分散方式では各階で熱源も有する点で一部シミュレーションの流れが異なる。中央熱源方式と個別分

散方式それぞれのシミュレーションの流れを説明する。

中央熱源方式では、基準階合計での AHU ファン・FCU ファンのエネルギー消費量を求めると共に、基準階合計での AHU・FCU の冷温水流量および時系列全熱負荷を求める。基準階合計での AHU ファン・FCU ファンのエネルギー消費量は、12 階分を乗じてビル 1 棟合計での AHU ファン・FCU ファンのエネルギー消費量とする。基準階合計での AHU・FCU の冷温水流量および時系列全熱負荷は、12 階分を乗じてビル 1 棟合計での冷温水流量および時系列熱負荷とし、冷温水二次ポンプ、ASHP および冷温水一次ポンプの入力とする。冷温水二次ポンプ、ASHP および冷温水一次ポンプのエネルギー消費量を求め、ビル 1 棟合計での AHU ファン・FCU ファンのエネルギー消費量と合算し、ビル 1 棟合計でのエネルギー消費量とする。

個別分散方式では、各ゾーンの時系列全熱負荷から IU ファンのエネルギー消費量、換気量から HEX ファンのエネルギー消費量、基準階合計の時系列全熱負荷から OU のエネルギー消費量をそれぞれ求めた後に合算し、基準階合計でのエネルギー消費量を求める。基準階合計でのエネルギー消費量に 12 階分を乗じて、ビル 1 棟合計でのエネルギー消費量とする。

(2) 热源機

中央熱源方式での ASHP および個別分散方式での OU でのエネルギー消費量の計算につき記す。いずれのエネルギー消費量も、定格 COP を外気条件および部分負荷率に対する COP 特性で補正した上で、全熱負荷を補正後の COP で除して求める。外気条件に対する COP 特性は、冷房時は外気乾球温度、暖房時は外気湿球温度に依るものとする。なお、LCEM では外気条件および部分負荷率に加え、中央熱源方式での ASHP については冷温水出口条件に対して、個別分散方式での OU については室内機入口空気条件に対しても COP 特性で補正するが、本章では中央熱源方式での ASHP は、冷水出口温度は 7°C、温水出口温度は 45°C で固定とし、個別分散方式での OU は、室内環境の設定が冷房時は乾球温度 26°C および相対湿度 50%、暖房時は乾球温度 22°C であることから、冷房時の室内機入口湿球温度は 18.8°C、暖房時の室内機入口乾球温度は 22°C で固定として計算した。設計条件(負荷率 100%、冷房時外気乾球温度 35°C、暖房時外気湿球温度 6°C) での COP、および負荷率、冷房時外気乾球温度、暖房時外気湿球温度に対する COP 特性は、図 3-8 に示す通り設定した。

また、連続運転可能な最小能力は負荷率 20%とした。負荷率 20%未満の場合、最小能力で断続運転とした。例えば負荷率 10%の場合、負荷率 20%で 1 時間のうち 30 分稼働するものとした。

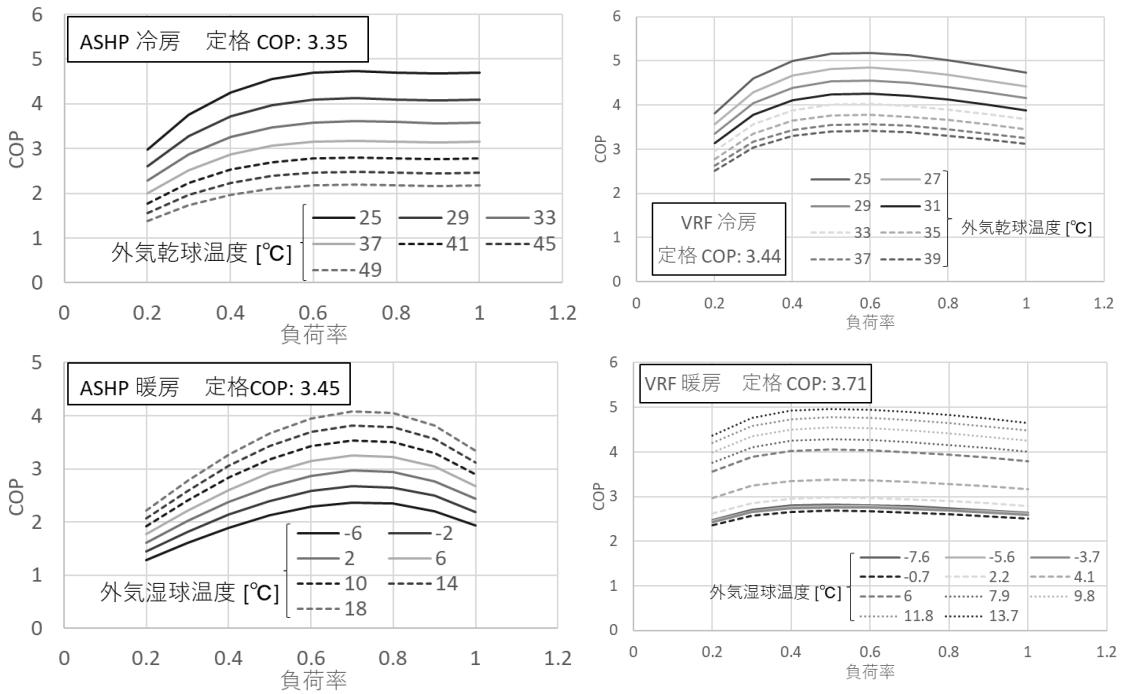


図 3-8 設計条件での COP および
負荷率・冷房時外気乾球温度・暖房時外気温球温度に対する COP 特性

(3) ファン

中央熱源方式での AHU および FCU、個別分散方式での IU および HEX でのファンのエネルギー消費量の計算につき記す。まず各機器での風量の計算を行う。HEX は換気量が風量となる。FCU および IU は、各機器の全熱負荷を定格能力で除したものに定格風量を乗じたものを風量とする。AHU は、全熱負荷を定格能力で除したものに定格風量を乗じたものと換気量の大きい方を風量とする。次に、決定した風量、定格風量、静圧、定格静圧、ファン効率、電動機効率とから、ファンのエネルギー消費量を求める。ファンの風量 - 静圧特性は設計点と静圧の極大点の 2 点から二次式で近似する。なお、静圧の極大点は最小風量点と仮定している。風量は定格の回転数に比例するとして、式(3-1)より静圧を求める。エネルギー消費量は式(3-2)で算出する。

$$P = aQ^2 + bQ \left(\frac{n}{N}\right) + c \left(\frac{n}{N}\right)^2 \quad (3-1)$$

$$E_f = \frac{QP}{60000\eta_f\eta_m} \quad (3-2)$$

ここで、 P : 静圧[kPa]、 Q : 風量[m³/s]、 n : 回転数[Hz]、 N : 定格回転数[Hz]、 E_f : ファンのエネルギー消費量[kW]、 η_f : ファン効率[-]、 η_m : 電動機効率[-]、 a, b, c : 係数[-]である。

定格回転数は 50Hz、ファン効率は 60%、電動機効率は 80%とした。また、下限回転数は 30Hz とし、下限を下回る場合は下限回転数で断続運転とした。

(4) 冷温水一次ポンプ

中央熱源方式での冷温水一次ポンプのエネルギー消費量の計算につき記す。冷温水一次ポンプのエネルギー消費量は、ASHP の部分負荷率と定格能力とから式(3-3)より求める。

$$E_{pp} = 0.015 Q_d l f^3 \quad (3-3)$$

ここで、 E_{pp} : 冷温水一次ポンプのエネルギー消費量 [kW]、 Q_d : ASHP の定格能力 [kW]、 $l f$: ASHP の部分負荷率 [-] である。

下限部分負荷率は 50% とした。下限を下回る部分負荷率の際は下限部分負荷率で断続運転することとした。

(5) 冷温水二次ポンプ

中央熱源方式での冷温水二次ポンプのエネルギー消費量の計算につき記す。冷温水二次ポンプは、まず冷水用・温水用それぞれのポンプ台数を、ビル 1 棟合計での冷温水流量を設計流量で除して小数点第一位を切り上げたものとする。次に、ビル 1 棟合計での冷温水流量を冷水用・温水用それぞれのポンプ台数で除して、それぞれのポンプの流量とする。決定したポンプの流量、定格流量、設計揚程、電動機効率とから、ポンプのエネルギー消費量を求める。設計点の流量および揚程からポンプの揚程・流量特性とポンプ効率に関する特性式を近似する手法を用いている。まず、定格流量と式(3-4)より最高ポンプ効率を求める。次に、求めた最高ポンプ効率、定格流量、実流量、式(3-5)よりポンプ効率を求める。最後に、実流量、設計揚程、ポンプ効率、電動機効率、式(3-6)よりエネルギー消費量を算出する。

$$\eta_{dp} = -8.58 \log_{10} Q_d^2 + 17.5 \log_{10} Q_d + 74.2 \quad (3-4)$$

$$\eta_p = \left\{ -0.929 \left(\frac{Q_a}{Q_d} \right)^2 + 1.79 \frac{Q_a}{Q_d} + 0.109 \right\} \eta_{dp} \quad (3-5)$$

$$E_{sp} = \frac{Q_a P}{60000 \eta_p \eta_m} \quad (3-6)$$

ここで、 η_{dp} : 最高ポンプ効率 [-]、 Q_d : 定格流量 [m^3/min]、 η_p : ポンプ効率 [-]、 Q_a : 流量 [m^3/min]、 E_{sp} : 冷温水二次ポンプのエネルギー消費量 [kW]、 P : 設計揚程 [kPa]、 η_m : 電動機効率 [-] である。

電動機効率は 85% とした。定格回転数は 50Hz、下限回転数は 20Hz を想定し、下限流量負荷率は 40% とした。下限を下回る流量負荷率の際は下限流量負荷率で断続運転することとした。

3.4.3 シミュレーション結果

(1) 空調システム全体

熱源機の性能は COP にて評価できるが、空調システム全体の性能は搬送動力（ファン、ポンプ）も含めて評価する必要がある。本章では、空調システム全体のエネルギー効率を式(3-7)、式(3-8)にて算出し評価に用いる。なお、機器構成が異なるため、中央熱源方式は式(3-7)、個別分散方式は式(3-8)を用いて求めるが、分子は熱負荷、分母は各機器（熱源機、ファン、ポンプ）の総エネルギー消費量であることは共通である。

$$\eta_{HVAC,cent} = \frac{Q}{E_{ASHP} + E_{pp} + E_{sp} + E_{FCU} + E_{AHU}} \quad (3-7)$$

$$\eta_{HVAC,dist} = \frac{Q}{E_{OU} + E_{IU} + E_{HEX}} \quad (3-8)$$

ここで、 $\eta_{HVAC,cent}$ ：中央熱源方式の空調システム全体のエネルギー効率[-]、 Q ：熱負荷 [kW]、 E_{ASHP} ：ASHP のエネルギー消費量[kW]、 E_{pp} ：一次冷温水ポンプのエネルギー消費量[kW]、 E_{sp} ：二次冷温水ポンプのエネルギー消費量[kW]、 E_{FCU} ：FCU のエネルギー消費量[kW]、 E_{AHU} ：AHU のエネルギー消費量[kW]、 $\eta_{HVAC,dist}$ ：個別分散方式の空調システム全体のエネルギー効率[-]、 E_{OU} ：OU のエネルギー消費量[kW]、 E_{IU} ：IU のエネルギー消費量[kW]、 E_{HEX} ：HEX のエネルギー消費量[kW]である。

各 Case における冷暖房負荷、機器毎および全体の消費エネルギー、熱源 COP、空調システム全体のエネルギー効率のシミュレーション結果、ならびに Case 0 に対する変化を表 3-3 に示す。エネルギー効率の変化をみると、Case 0 と比較して Case 3 では中央熱源方式、個別分散方式ともに 5%と最大のエネルギー効率の低下幅となった。最大のエネルギー効率の向上幅を示したのは、中央熱源方式は Case 4 で 14%、個別分散方式では Case 2 で 9%向上した。Case 0 に対するエネルギー効率変化幅は、中央熱源方式で 95-114%、個別分散方式で 95-109%となり、中央熱源方式の方がより変化幅が大きかった。Case 6 では、中央熱源方式で 9%、個別分散方式で 8%、エネルギー効率が向上した。

これら変化の要因として、暖房の熱源 COP および暖房比率の影響と、換気動力の影響が考えられる。暖房の熱源定格 COP は、図 3-8 からも分かる通り冷房よりも高いが、表 3-3 に示す通り、いずれの方式、いずれの Case においても暖房の熱源 COP は冷房よりも低かった（暖房の熱源 COP が低くなった理由については後述する）。暖房の熱源 COP が冷房よりも低い場合、冷房負荷に対して暖房負荷の比率が高くなると、空調システム全体のエネルギー効率は低くなる。表 3-3 をみても、Case 0 と比べて暖房負荷の比率が低くなった Case 2 や Case 6 はエネルギー効率が高くなり、暖房負荷の比率が高くなった Case 3 や Case 5 はエネルギー効率が低くなっている。これらより、暖房の熱源 COP が冷房と比べて低いことにより、暖房負荷の比率が Case 0 より高い Case ではエネルギー効率が低下し、暖房負荷の比率が Case 0 より低い Case ではエネルギー効率が向上したと考えられる。

表 3-3 冷暖房負荷・機器毎および全体の消費エネルギー・熱源 COP・空調システム全体のエネルギー効率ならびに Case 0 に対する変化

	熱負荷 [MWh]			中央熱源方式														ASHP COP [·]												
				エネルギー消費量 [MWh]						その他						エネルギー効率 [%]														
				合計		暖房		冷房		合計		暖房		冷房																
Case 0	667	-	105	-	562	-	162	-	40	-	123	-	122	-	7	-	9	-	4	-	101	-	284	-	2.35	-	2.66	-	4.58	-
Case 1	671	1%	95	-10%	576	3%	162	0%	36	-9%	126	3%	122	0%	7	0%	9	1%	4	-1%	101	0%	284	0%	2.36	1%	2.62	-1%	4.57	0%
Case 2	721	8%	6	-94%	715	27%	158	-3%	3	-92%	154	26%	124	2%	9	16%	10	7%	4	10%	101	0%	282	-1%	2.56	9%	1.85	-30%	4.63	1%
Case 3	608	-9%	137	30%	472	-16%	153	-6%	50	26%	103	-16%	119	-2%	6	-13%	8	-9%	4	-5%	101	0%	272	-4%	2.24	-5%	2.75	3%	4.58	0%
Case 4	676	1%	104	-1%	572	2%	165	2%	39	-1%	126	3%	87	-29%	7	-1%	9	2%	4	0%	66	-35%	252	-11%	2.68	14%	2.65	0%	4.54	-1%
Case 5	629	-6%	109	4%	520	-7%	154	-5%	41	3%	113	-8%	121	-1%	7	-5%	8	-6%	4	0%	101	0%	274	-3%	2.29	-2%	2.67	1%	4.61	1%
Case 6	591	-11%	14	-86%	576	3%	132	-18%	7	-82%	125	2%	97	-20%	7	-8%	8	-10%	4	-2%	79	-22%	230	-19%	2.57	9%	2.04	-23%	4.59	0%

	個別分散方式														OU COP [·]					
	エネルギー消費量 [MWh]						その他													
	OU		暖房		冷房		合計		IU		HEX		合計							
Case 0	155	-	37	-	118	-	51	-	5	-	46	-	206	-	3.23	-	2.87	-	4.74	-
Case 1	155	0%	33	-9%	122	3%	51	0%	6	1%	46	0%	206	0%	3.25	1%	2.85	-1%	4.74	0%
Case 2	153	-1%	2	-94%	151	27%	52	1%	6	8%	46	0%	205	-1%	3.52	9%	2.60	-9%	4.74	0%
Case 3	147	-5%	47	27%	100	-16%	51	-1%	5	-14%	46	0%	197	-4%	3.08	-5%	2.94	2%	4.71	-1%
Case 4	158	2%	36	-1%	122	3%	36	-31%	5	0%	30	-34%	194	-6%	3.49	8%	2.87	0%	4.70	-1%
Case 5	146	-6%	38	3%	109	-8%	51	-1%	5	-5%	46	0%	197	-4%	3.18	-1%	2.89	1%	4.78	1%
Case 6	129	-17%	5	-87%	124	5%	40	-21%	5	-16%	36	-22%	169	-18%	3.49	8%	2.92	2%	4.66	-2%

一方、Case 4 では暖房負荷比率や熱源の冷房・暖房 COP に大きな変化がないにも関わらず、エネルギー効率は中央熱源方式で 14%、個別分散方式で 8% 向上している。表 3-3 の換気動力を見ると、Case 0 と比較して中央熱源方式で 35%、個別分散方式で 34% 低下していることがわかる。つまり Case 4 では、暖房負荷比率や熱源の冷房・暖房 COP に大きな変化はなかったが、換気動力が大幅に低下したことによりエネルギー効率が向上したと考えられる。中央熱源方式で個別分散方式よりもエネルギー効率が向上した理由は、中央熱源方式の方が換気動力の全体の消費エネルギーに占める割合が個別分散方式よりも大きく、同等の換気動力の削減率であっても全体の消費エネルギーの削減効果が大きくなるからである。

なお、本章では冷暖房・換気に関するエネルギー消費量に焦点を当てており照明におけるエネルギー消費量は含めていないが、Case 3 における照明 LED 化 ($19.3 \Rightarrow 12.0 \text{ W/m}^2$) は本章の検討対象であるビル 1 棟だと年間 188 MWh ($498 \Rightarrow 310 \text{ MWh}$) の照明エネルギー消費量削減となるため、冷暖房・換気エネルギー消費量と同等の影響があり重要である。

(2) 暖房熱源 COP

最も暖房負荷が大きく暖房熱源 COP が高かった Case 3 と最も暖房負荷が小さく暖房熱源 COP が低かった Case 2 における、暖房負荷率と暖房熱源 COP の関係、暖房負荷率ヒストグラムそして暖房熱源 COP ヒストグラムを図 3-9 に示す。なお、図 3-9 において、中

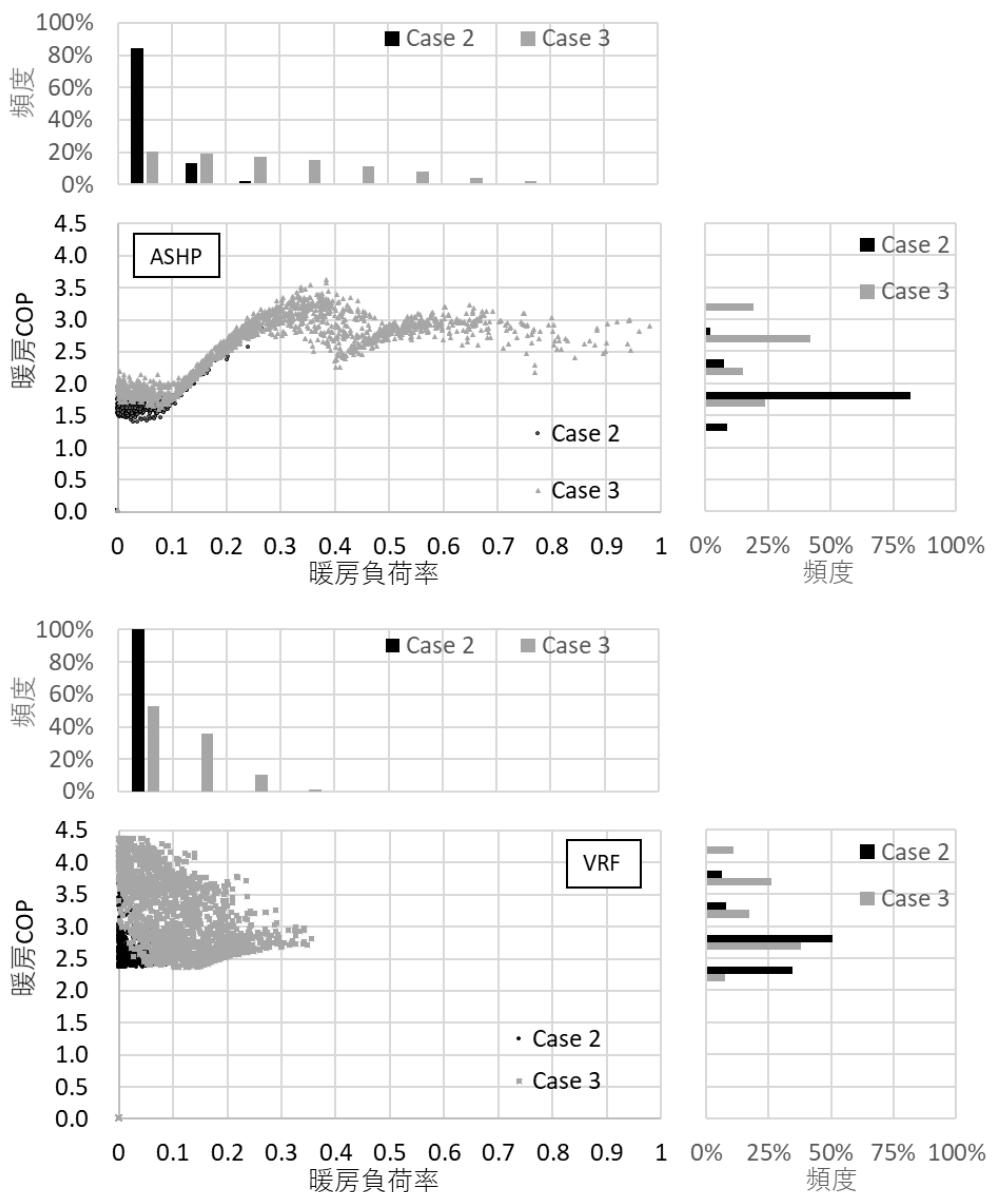


図 3-9 暖房負荷率と暖房熱源 COP の関係

中央熱源方式の暖房負荷率は、暖房負荷を 2 台分の ASHP の暖房容量である 300kW で除したものであり、個別分散方式の暖房負荷率は、暖房負荷を全暖房容量で除したものである。

暖房負荷率と暖房熱源 COP の関係から、Case 2 では Case 3 と比較して低負荷率・低暖房熱源 COP での運転が多いことが見て取れる。暖房負荷率ヒストグラムにおいて、Case 2 では Case 3 と比較して、中央熱源方式および個別分散方式のいずれでも 0.1 以下の暖房負荷率領域での運転頻度が高いことがわかる。暖房熱源 COP ヒストグラムから、Case 2 では Case 3 と比較して中央熱源方式では 2.0 以下、個別分散方式では 3.0 以下の暖房熱源 COP での運転頻度が高いことがわかる。これらより、最も暖房負荷が小さい Case 2 では、最も暖房負荷が大きい Case 3 と比較して、暖房の低負荷率領域で運転頻度が高くなったことに

より暖房熱源 COP が低くなつたことがわかる。このことより、暖房負荷が Case 0 より小さくなつた Case 1、2、4 は暖房の低負荷領域での運転頻度が高くなつたことにより暖房熱源 COP が低下し、暖房負荷が Case 0 より大きくなつた Case 3、5 は暖房の高負荷率領域での運転頻度が高くなつたことにより暖房熱源 COP が向上したと考えられる。

暖房熱源 COP の変化幅をみると、中央熱源方式では 70-103%、個別分散方式では 91-102% と、中央熱源方式の方が変化幅が広かつた。これは図 3-9 からもわかる通り、中央熱源方式では暖房容量の台数分割を行つてゐることに起因する。最も暖房負荷が小さく暖房熱源 COP が低かつた Case 2 においては、1 台分の暖房定格容量よりも小さい暖房負荷となつてゐる。このため Case 2 では台数分割による COP 向上効果が得られておらず、台数分割による効果が得られている Case 3 などと比べて COP が劣る結果となつてゐる。個別分散方式では台数分割を行つてゐないため、中央熱源方式よりも COP の変化幅が小さくなつたと考えられる。

(3) 冷房熱源 COP

冷房負荷率と冷房熱源 COP の関係、冷房負荷率ヒストグラムそして冷房熱源 COP ヒストグラムを図 3-10 に示す。中央熱源方式で最も冷房熱源 COP が高かつた Case 2 と最も低かつた Case 4 を、個別分散方式で最も冷房熱源 COP が高かつた Case 5 と最も低かつた Case 6 をそれぞれ示してゐる。なお、図 3-10 において、中央熱源方式の冷房負荷率は、冷房負荷を全 5 台分の ASHP の冷房容量である 750kW で除したものであり、個別分散方式の冷房負荷率は、冷房負荷を全冷房容量で除したものである。

冷房負荷率ヒストグラムをみると、中央熱源方式では Case 4 において Case 2 と比較して 0.1 以下、個別分散方式では Case 6 において Case 5 と比較して 0.2 以下の冷房負荷率領域での運転頻度が高いことがわかる。冷房熱源 COP ヒストグラムから、中央熱源方式では Case 4 において Case 2 と比較して 3.0 以下、個別分散方式では Case 6 において Case 5 と比較して 4.0 以下の冷房熱源 COP での運転頻度が高いことがわかる。これらより、中央熱源方式では Case 4 において Case 2 と比較して、個別分散方式では Case 6 において Case 5 と比較して冷房の低負荷率領域で運転頻度が高くなつたことにより冷房熱源 COP が低くなつたことがわかる。

表 3-3 からわかる通り、冷房では暖房と異なり、負荷が大きくなつたら熱源 COP が向上、小さくなつたら熱源 COP が低下する、という単純な関係がみられない。これは、冷房負荷が冷房定格容量と比較して十分に大きいことと、台数分割の効果および冷房熱源の COP 特性による。冷房熱源の COP は図 3-8 からも分かる通り、中央熱源方式では負荷率 0.6 以上で、個別分散方式では負荷率 0.6 付近で最も高くなる。また、中央熱源方式では 5 台による台数分割が行われてゐる。これらのことより、冷房負荷が十分に大きい場合には、冷房負荷が大きいほど熱源 COP が向上し、小さいほど熱源 COP が低下する明確な関係は存在しない。

冷房熱源 COP の変化幅をみると、中央熱源方式では 99-101%、個別分散方式では 98-

101%と、個別分散方式の方が変化幅が広かった。これは図 3-10 からもわかる通り、中央熱源方式では冷房容量の台数分割を行っていることに起因する。台数分割を行う方がより広い負荷率帯において、COP の変化幅が狭くなる。このことより、台数分割のない個別分散方式では、中央熱源方式よりも COP の変化幅が広くなったと考えられる。

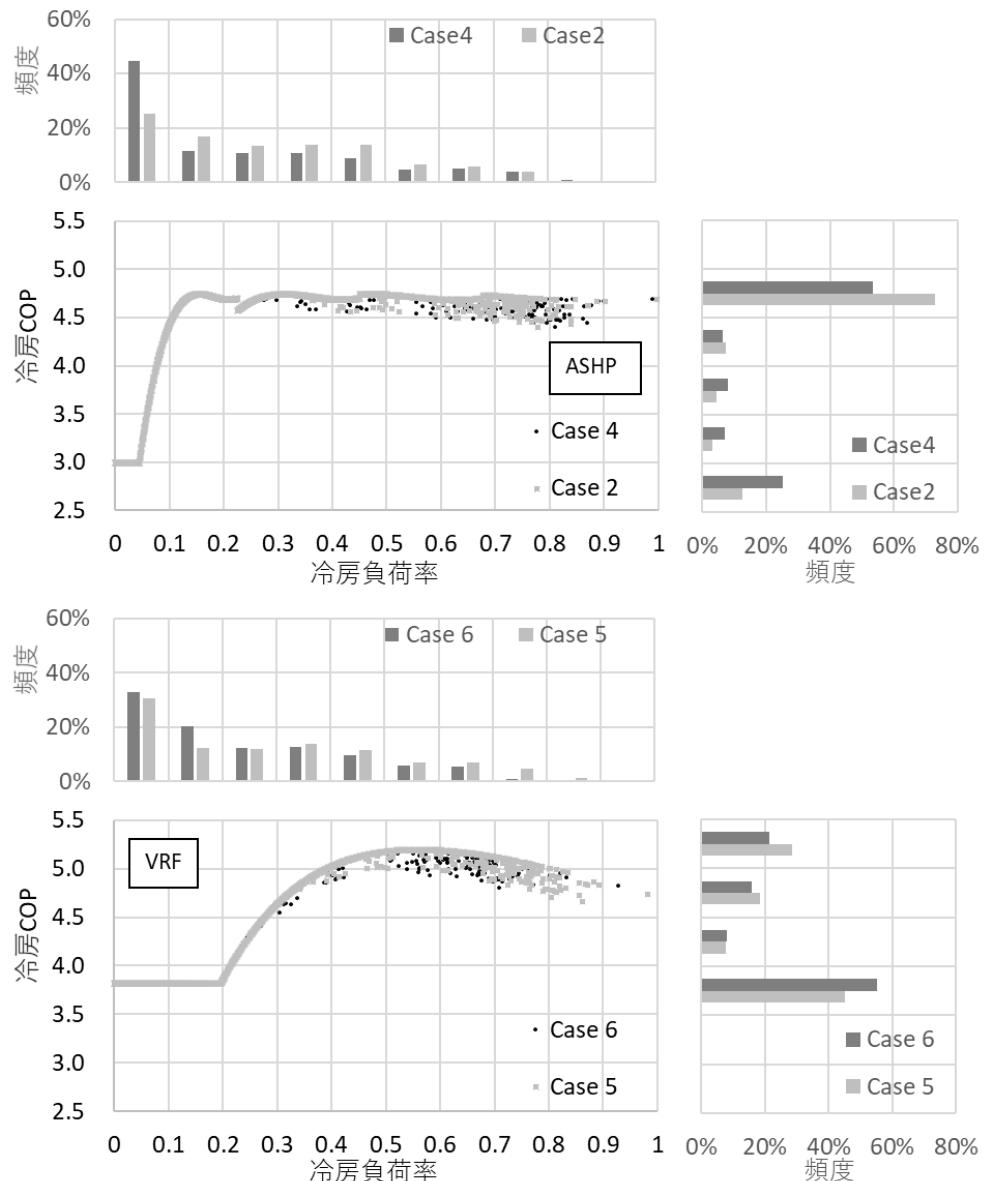


図 3-10 冷房負荷率と冷房熱源 COP の関係

3.5 結論

本章では、個別熱源を有する中規模オフィスビルを対象に、建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー効率に与える影響をシミュレーションにより明らかにした。熱負荷低減策としては、外壁および窓の高断熱化、LED 照

明の導入、外気導入量の低減、外気冷房の導入を検討した。熱源システムのエネルギー効率に与える影響は、中央熱源方式と個別分散方式とで比較評価した。

シミュレーションの結果、建物側での暖房負荷減少は暖房の低負荷率領域での運転を増加させ、暖房熱源 COP を大きく低下させることができた。特に、台数分割による効果で標準条件である Case 0 において暖房の高負荷率領域での運転が比較的多い中央熱源方式では、窓の高断熱化により最も暖房負荷が減少した Case 2 において最大暖房負荷が 1 台分の暖房定格容量より小さく台数分割の効果が得られなくなり、暖房熱源 COP が 30% 低下した。

冷房熱源 COP においては、最大負荷や年間負荷の総量が暖房ほど大きく変化しなかったこともあり、暖房熱源 COP ほど大きな変化がみられなかった。また、最大冷房負荷が冷房定格容量と比較して十分に大きいことと、冷房熱源の COP 特性および台数分割の効果により、暖房熱源 COP のように年間負荷の総量が多いと熱源 COP が向上、少ないと熱源 COP が低下、といった単純な傾向はみられなかった。一方、冷房熱源 COP が低下した Case では、向上した Case と比較して冷房の低負荷率領域で運転頻度が高かった。よって、最大負荷が定格容量と比較して十分に大きく、年間負荷の総量が少ないと熱源 COP が低下するといった単純な傾向がみられない場合においても、熱負荷低減策の影響で低負荷率領域での運転が増加した場合には熱源 COP は低下することが確認できた。

空調システム全体のエネルギー効率は、暖房では冷房と比較して標準条件においても低負荷率領域での運転が多く、暖房熱源 COP は冷房熱源 COP と比べて低かったため、暖房負荷の比率が標準条件である Case 0 より高い場合はエネルギー効率が低下し、暖房負荷の比率が低い場合はエネルギー効率が向上することがわかった。一方、暖房負荷の比率に大きな変化が生じなかった外気導入量の低減を導入した Case 4 では、在室率に合わせた換気量低減により換気動力が低下しエネルギー効率が向上した。これらの要因により、全ての熱負荷低減策を導入した Case 6 では、エネルギー効率が中央熱源方式で 9%、個別分散方式で 8% 向上した。

建物側での熱負荷低減策はピーク負荷を下げるだけなく、特に著しく負荷が低下した暖房において、低負荷率での運転比率の増加およびエネルギー効率の低下を引き起こした。また、中央熱源方式では台数分割を行っても、暖房負荷が 1 台分の暖房定格容量に対しても小さくなつたためエネルギー効率が低下した。これらより言えることは、建物側での熱負荷低減が進む中で、部分負荷問題の緩和策がより重要となってくる、ということである。中央熱源方式の場合、正確な熱負荷予測に基づき台数分割の容量比率を綿密に設計することなど、建築計画段階での熱源システム構成・運用の最適化で部分負荷問題に対応可能ではあるが、個別分散方式の場合は建築計画段階で台数分割などの対策を取れない。高効率な熱源システムを実現するためには、前提となる熱負荷パターンをより低負荷時の運転頻度が高いものに更新し、熱源機メーカーでの設計段階から低負荷時の効率を高めるように作りこんでいく必要があると考える。これにより、個別分散方式はもちろんのこと、中央熱源方式で

建築段階での熱源システム構成・運用の最適化を行う場合においても、部分負荷問題の解決につながる。また同様に、将来の更なる省エネルギーなど時代の変化に合わせて適宜前提となる熱負荷パターンを継続して更新する必要があるといえる。

また、熱負荷低減と冷暖房熱源機器の高効率化が徹底されて消費エネルギーの総量が従来と比べて大幅に低減する中で、換気消費エネルギーが与える影響が大きくなっている。在室率が設計条件と乖離する可能性の高い建物においては、CO₂濃度に応じた風量制御やインバータ化された換気ファンの導入など、換気システムにおいても省エネルギー施策を積極的に導入することがより重要となってくると考えられる。

参考文献

- 3.1) Hattori, Y. et al.: The relationship between heat load profile and energy efficiency in district heating and cooling plant, Proceedings of Building Simulation 2011, pp.1926-1933, 2011
- 3.2) TRNSYS 17 Manual, Volume 1 – Getting Started, 2014.5
- 3.3) 空気調和・衛生工学会：試して学ぶ熱負荷 HASPEE～新最大熱負荷計算法～, 2012
- 3.4) 山口 容平ほか：居住者の行動を基準としたオフィスビルの熱・電力需要シミュレーションモデルの開発, 空気調和・衛生工学会論文集, Vol. 29, No. 93, pp.37-47, 2004
- 3.5) 山崎 政人ほか：小規模建物における個別熱源システムのエネルギー消費特性に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, Vol. 27, No. 84, pp.15-23, 2002
- 3.6) ZEB ロードマップ フォローアップ委員会：ZEB 設計ガイドライン－ZEB Ready・中規模事務所編－ver.1, 2018
- 3.7) Ito, M. et al.: Development of HVAC system simulation tool for life cycle energy management - Part 1: Concept of life cycle energy management and outline of the developed simulation tool, Building Simulation, Vol.1, Issue 2, pp.178-191, 2008.6
- 3.8) Nagota, T. et al.: Verification of the energy-saving effect of the district heating and cooling system simulation of an electric-driven heat pump system, Energy and Buildings, Vol.40, pp.732-741, 2008.
- 3.9) Shimoda, Y. et al.: Verification of energy efficiency of district heating and cooling system by simulation considering design and operation parameters, Building and Environment, Vol.43, pp.569-577, 2008.4.

第4章 地域冷暖房プラントと建物側空調システムとの協調制御の省エネルギー性評価

4.1 はじめに

日本では高密度業務地区における高効率熱供給システムとして、地域冷暖房システム(DHC)が過去40年間に渡り150以上の地点で導入されている。発電所などからの廃熱を利活用する目的で発展してきた欧州における地域暖房システムと異なり、DHCは省エネルギー性を特徴としている。DHCの省エネルギー性は、冷凍機の集約運転によるスケールメリット、高効率機器の導入、熟練者による効率的な運転とメンテナンスにより向上してきた^{4.1)}。しかしながら、DHCの省エネルギー性は建物側空調システムに関する様々な要因に影響を受ける。例えば、AHUやFCUなど建物側空調設備の設計や制御が適切でないことにより、熱媒水の往還温度差が設計値より小さくなりDHCのシステム効率が低下する問題がある^{4.2)}。このため、DHCの省エネルギー性の確保や更なる向上のためには、熱源側だけでなく建物側空調設備の設計や制御の適正化などの対策も重要となるが、DHCでは負荷側での空調設備は熱源設備と管理者が異なるために対策が進みづらいという課題がある。

スウェーデンでは、エネルギーサービス事業で既に成功を収めている事例がある。Göteborg Energi社は契約した室温を面積当たりの固定単価で保証する Climate Agreement というサービスを提供している。本サービスの契約形態は熱供給と建物側空調システムの運用管理の双方を担うため、上記の課題が解決できる。しかしながら、本エネルギーサービスを日本のDHCに適用するには冷房需要に起因する問題がある。例えば、地球温暖化やヒートアイランド現象による外気温度の上昇は冷房需要を増加させ、冷房需要の増加は顧客に固定価格を約束する本エネルギーサービス事業の安定性を損なう。よって、熱需要やエネルギー消費量を推定するだけでなく、存在するリスクに備えておくことが不可欠である。

本章では、DHCにおける熱源プラントと建物側空調システムの協調制御を可能とする、上記エネルギーサービス契約の省エネルギー可能性および関連するリスクをシミュレーションにより評価する。

4.2 Climate agreement

Göteborg Energi社は2010年時点でGöteborg市の90%以上の集合住宅に暖房を供給している。また、Göteborg Energi社は建物側空調システムの監視・保守・運用を担うエネルギーサービスを提供している。Climate Agreementはエネルギーサービスの最も洗練された形である。本サービスは建物側空調システムに関する全ての機器の監視・保守を通して、一年を通して室内温度を契約した温度に保持することを保証する。本サービスでは顧客は毎年の面積当たりの固定料金を支払い、エネルギーサービス企業は面積当たりの固定料金のために、顧客の建物でのコスト低減を行うことにより利益を得ることができる。それゆえ、

エネルギー企業は DHC プラントにおいて熱需要とエネルギー消費量を削減することにより、省エネルギーとコストのための対策を促進する。

4.2.1 Climate agreement がもたらす省エネルギー効果

Göteborg Energi 社によると、制御パラメータの最適化、運用上のフォルトの解決、室内温度を監視した上で過剰な暖房・冷房を回避、などの建物側空調システムの運用の改善により、建物のエネルギー消費量の約 20%が削減可能であるとのことである。これら経済的な省エネルギー対策は建物側でのエネルギー消費量だけでなく熱需要も削減するので、熱源プラントのエネルギー消費量も削減する。

4.2.2 日本とスウェーデンとの違い

本項では、日本とスウェーデンを比較することで、Climate Agreement を日本の DHC に導入する上での課題を論じる。初めに、日本での冷房需要がエネルギーサービスを難しくする。冷房需要は照明や OA 機器といったエネルギーサービス企業がコントロールできない建物側内部発熱に影響を受ける。加えて、地球温暖化による近年の外気温度上昇傾向は冷房需要を増加させ、また、冷房需要の増加はエネルギーサービスにおけるエネルギーコストの増加を意味する。冷房需要の過少見積りはビジネス利益を悪化させる。さらには、エネルギー消費量の削減から利益が生まれる暖房需要の過剰見積りの傾向がある。結論として、暖房負荷のみ存在するスウェーデンよりも、日本では熱負荷の正確な予測がより不可欠である。次に、日本の DHC プラントの熱供給の大部分は都市ガスや電気により行われていることがある。Göteborg Energi 社と同様に廃熱が利用できる DHC プラントが日本では少数である。この違いは、全ての建物および熱源プラントを含む DHC システム全体のエネルギー消費量の大部分が熱源プラントの熱供給によるため、建物側での熱需要だけでなく DHC システム全体でのエネルギー消費量も最小化する必要があることを示唆する。

日本に Climate Agreement を導入する上では上記のような課題があるが、建物側空調システムの改良や効果的な運用は日本の DHC プラントの省エネルギー性を改善するには確かにである。本章では、シミュレーションによりこれら課題の評価やエネルギーサービスによる省エネルギー可能性を明らかにする。

4.3 シミュレーションモデル

4.3.1 建物側空調システムシミュレーションモデル

建物側空調システムシミュレーションモデルは、一般財団法人建築環境・省エネルギー機構（IBEC）により開発された BEST プログラムを用いて構築した^{4.3), 4.4)}。BEST プログラムは建物の年間エネルギー消費量の計算や空調や他の建物負荷を含む動的シミュレーションプログラムである。本プログラムは冷水往還温度差の低下といった建物側空調システムに関するフォルトを再現することができる。他にも、BEST プログラムは日本で導入される一般的な空調システムのシミュレーション部分がモジュールとして準備されており様々な建物に適用可能であるというメリットがある。

BEST プログラムでは、冷凍機やコイルなどの機器や室空間がそれぞれ 1 つの計算モジュールで表現され、それらを連結することで対象のシミュレーションモデルを構築する。また、モジュールは常微分方程式で表現され、4 次のルンゲクッタ法を利用して数値積分し解を求める。空調負荷、冷温水流量、ポンプ・ファン・全熱交換器といった建物側空調システムのエネルギー消費は、建物仕様、気象データ、人体・照明・OA 機器といった内部発熱、建物空調システム構成などの入力データにより計算される。本章では、265 m²の空調面積を有するオフィスビルの 7 階の南東エリアをシミュレーション対象とする。表 4-1 に本エリアが有する空調機器を示す。

表 4-1 空調機器

空調機	項目	定格値
AHU	冷房能力	47.7 kW
	暖房能力	32.0 kW
	送風機	8500 m ³ /h
	還風機	7500 m ³ /h
FCU 1	冷房能力	7.7 kW
	暖房能力	12.8 kW
	風量	1272 m ³ /h
FCU 2	冷房能力	5.5 kW
	暖房能力	8.8 kW
	風量	930 m ³ /h

4.3.2 建物冷暖房負荷のシミュレーション

DHC プラントは 5 棟のオフィスビルと 1 棟の商業ビルからなる構成に熱供給すると想定する。オフィスビルにおける空調負荷は前項にて説明した建物側空調システムシミュレーションにより計算した。オフィスビル間での熱負荷の違いは居住者の行動パターン、空調運転時間、照明・OA 機器の種類や密度により表現している。建物では給湯器の利用を想定し、温水需要は考慮していない。

結果として、全建物を統合した DHC のピーク負荷は冷熱が 134.6 GJ/h、温熱が 40.9 GJ/h となる。DHC の累積冷温熱負荷曲線を図 4-1 に示す。

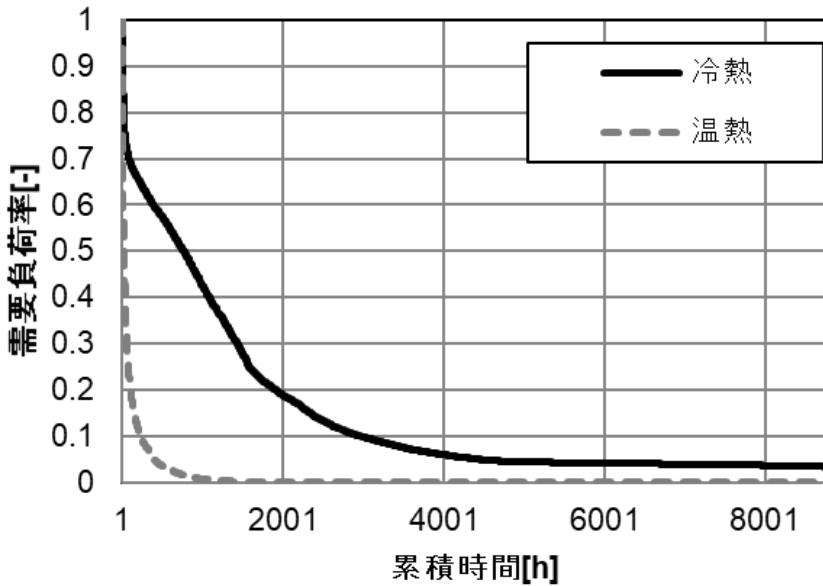


図 4-1 DHC 冷温熱負荷の累積負荷曲線

4.3.3 DHC プラントシミュレーションモデル

DHC プラントのシミュレーションモデルは大阪大学下田研究室でこれまで開発されてきており、既存の熱源システムの実測データを基に予測精度が向上されている^{4.1), 4.5)}。本章では、電気駆動式ヒートポンプタイプの DHC プラントを想定する。チラーの構成は既存プラントを参考に決定する^{4.1)}。本プラントは電気駆動式チラー・ヒートポンプおよび蓄熱層により構成される。

本プラントのシミュレーションモデルは、冷水往還温度差の低下のような DHC に関するフォルトを考慮できる。シミュレーションのアルゴリズムを図 4-2 に示す。DHC のエネルギー効率指標 (EER) のシミュレーション値は 1.25 であり、実測値である 1.19 より 5% 高かった。EER の定義を式(4-1)に示す。

$$EER = \frac{Q}{E} \quad (4-1)$$

ここで、 Q ：合計熱供給量[GJ/year]、 E ：合計一次エネルギー消費量[GJ/year]である。

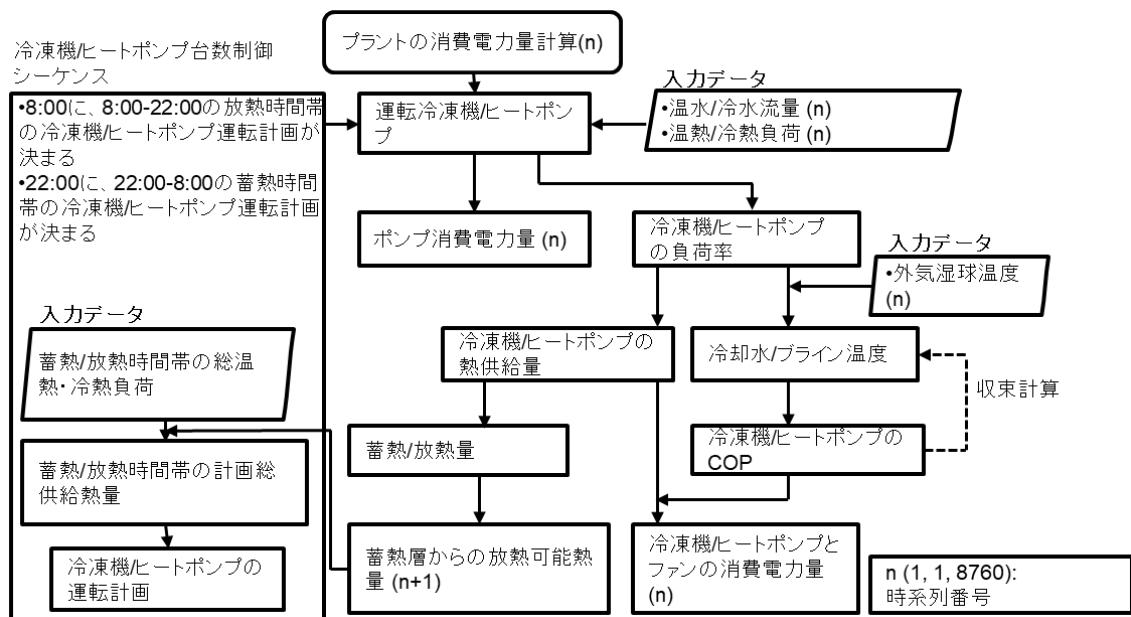


図 4-2 DHC プラントのシミュレーションのアルゴリズム

図 4-3 に示す通り、この違いの主要因の一つは熱回収チラーである。熱回収チラーは冷熱モードでターボ冷凍機より効率が低く、実運用では経済的な理由で夏期の深夜に運転される。しかし、シミュレーションモデルでの運用はエネルギー効率を高めることを志向しているため、熱回収チラーは冷熱モードで運転されない。シミュレーションモデルは、熱需要を満たすエネルギー消費量を最小化する運用下での DHC プラントのエネルギー消費量をシミュレーションするという本論文の目的の達成に十分な精度を持つと考える。

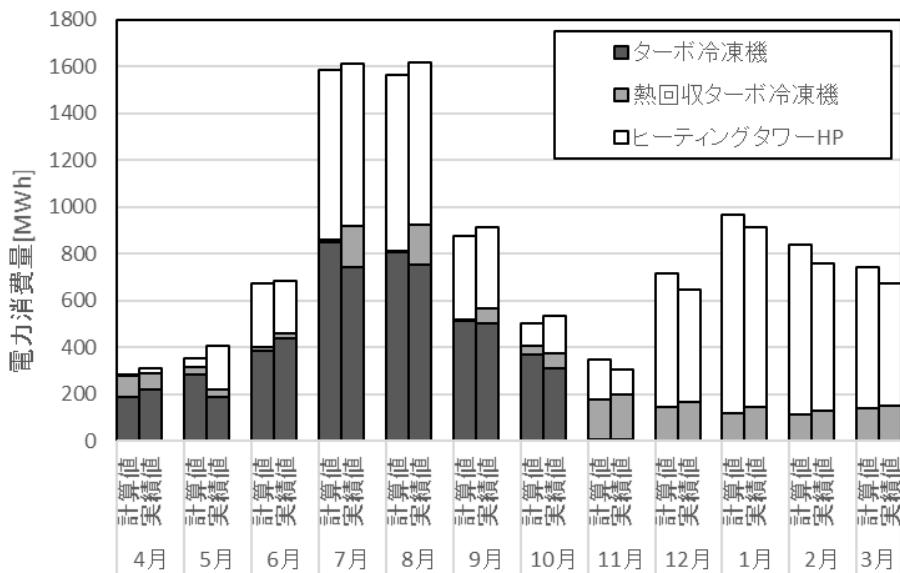


図 4-3 チラーおよびヒートポンプの月別エネルギー消費量
(シミュレーション値と実績値との比較)

4.4 協調制御による省エネルギーの可能性

提案したエネルギーサービスの一部として、建物空調システムでの省エネルギー対策が行われる。省エネルギー効果を効率的に得るために、追加の省エネルギー対策だけでなく設計性能より性能が劣る原因となる運用上のフォルトを解消することが肝要である。本章では、はじめに運用上のフォルトの解消、次に追加の省エネルギー対策の省エネルギー可能性を評価する。省エネルギー効果を評価するために、運用上のフォルトを反映した DHC および建物空調システムシミュレーションの結果を Base case として用いる（図中には Base として表現する）。省エネルギー対策による省エネルギー可能性は Base case の結果と比較して評価した。表 4-2 に省エネルギー対策メニュー一覧を示す。

表 4-2 建物側空調システムでの省エネルギー対策メニュー

分類	説明
Base Case 運用上のフォルト有	冷水往還温度差の減少 & 全熱交換器バイパス運転不良
Case-A フォルトの解消	冷水往還温度差の改善
Case-B フォルトの解消	全熱交換器のバイパス運転適正化
Case-C 追加の省エネルギー対策	外気冷房
Case-D 追加の省エネルギー対策	外気導入量の低減
Case-E 追加の省エネルギー対策	建物空調システムの冷暖房設定温度の緩和

4.4.1 建物空調システムでの設計および運用時に生じたフォルトの解消

既存の建物空調システムでは、適切でない設計や運用が性能に大きな影響を与える。経済的な有利性および省エネルギーの観点から、エネルギー消費量の増大を引き起こす問題を解決することは重要である。

4.4.1.1 冷水往還温度差の減少 (Case-A)

建物側空調システムでの想定されるフォルトを再現することで、冷水往還温度差の設計値からの低下をシミュレーションし、解消することによる省エネルギー可能性を評価した。以降では冷水往還温度差の減少を生じさせるフォルトについて説明する。

(1) 低給気温度設定

フォルトなしの場合では給気温度の設定は冷房用が 16°Cで暖房用が 32°Cである。Base case では、室内温度への速やかな到達や AHU のファンの消費電力量を低減する目的で、給気温度の設定を冷房 13°C、暖房 35°Cに設定した。

(2) 高い冷水流量

弁およびポンプの理想的な設計では、冷水流量は設計値に設定される。Base case では、二次冷水ポンプの運用ミスで設計値の 120%の流量で冷水が流れると想定した。

(3) PI 制御の適切でない設計値

設定値に継続的に到達するために、PI 制御が建物空調システムで導入されている。PI 制御の比例ゲイン (KP) や積分ゲイン (KI) は制御システムが上手く機能するか否かに大きな影響を持つ。Base case では、KP 値は AHU の冷房用を 0.05 から 0.02 に、暖房用を 0.04 から 0.01 に、FCU の冷房用を 1.6 から 0.35 に、暖房用を 1.5 から 0.6 に変更し、適切でない制御システムを再現した。KI 値は 180 秒で固定とした。

図 4-4 に 5 分ごとの冷水往還温度差のシミュレーション値を示す。Case-A では設計値である 7°C 付近に集まっているが、Base case では 4°C 付近に集まっている。図 4-5 に示すように、DHC プラントシミュレーションモデルと建物側空調システムシミュレーションモデルを連成してシミュレーションした結果、冷水往還温度差の減少を解消することにより建物空調システムで 1.6%、DHC で 14.1% の省エネルギーとなり、DHC および建物空調システムの合計エネルギー消費量は 8.2% 低減した。大きな冷水往還温度差により必要冷水流量が削減されることにより、熱源プラントのチラーおよびポンプと建物空調システムのエネルギー消費量は減少した。対照的に、高い給気温度設定値により多くの風量が必要となることで、建物空調システムのファンのエネルギー消費量は増加した。

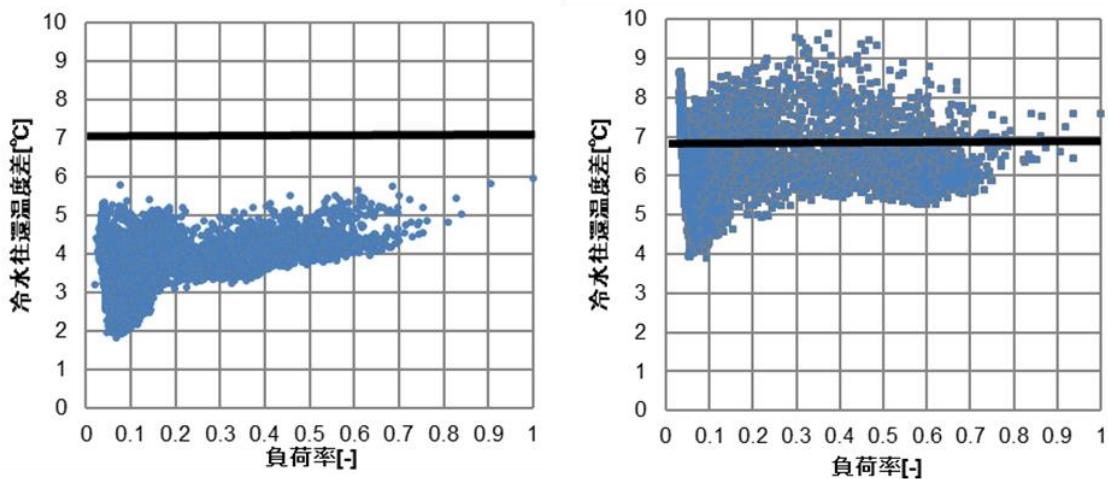


図 4-4 冷水往還温度差 (左 : Base、右 : Case-A)

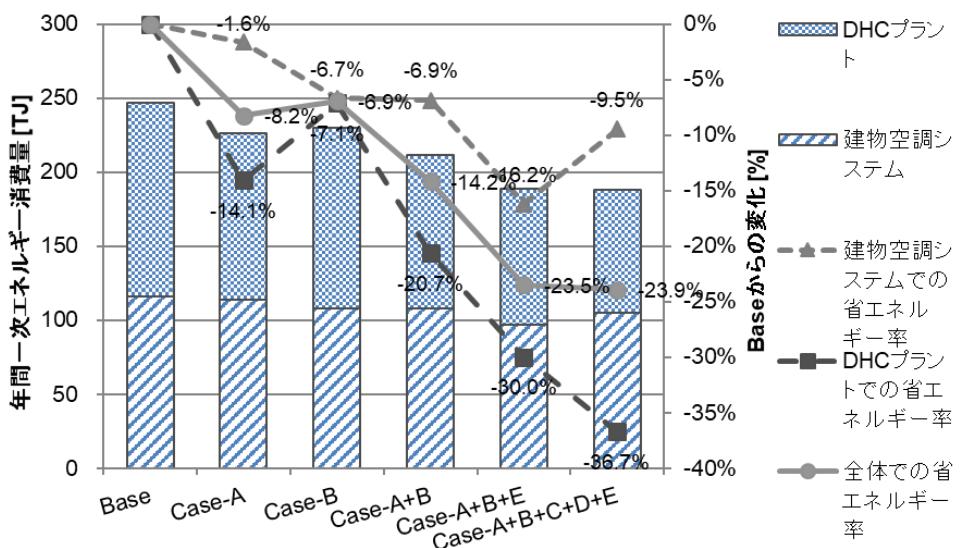


図 4-5 各種省エネルギー対策導入による年間一次エネルギー消費量の変化

4.4.1.2 全熱交換器の年間運転 (Case-B)

全熱交換器は大幅な省エネルギーをもたらす。期待される効果を得るために、外気温度が冷房時には室内温度より低い時に、暖房時には室内温度より高い時にバイパスが必要がある。Base case では、設定上のミスで上記のような条件で適切にバイパスがなされず、換気運転時には必ず全熱交換器を介した運転がなさると想定した。

図 4-5 に示す通り、全熱交換器が適切にバイパスされた場合、合計エネルギー消費量は 6.9% 削減される。図 4-6 に示すように、全熱交換器の適切な運用により夏期を除き冷房負荷が低減されることにより省エネルギーとなっている。

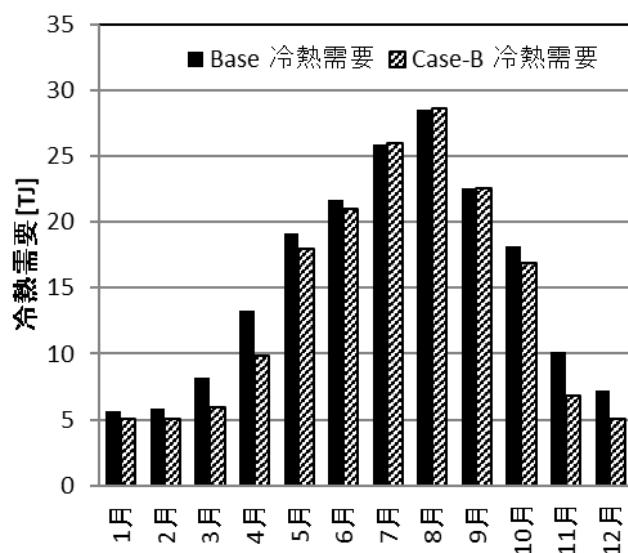


図 4-6 適切でない全熱交換器の運用による月別冷熱需要変化(Case-B)

Case-A および Case-B のフォルト解消前後の冷水温度差と需要負荷率の関係を図 4-7 に示す。Case-A および Case-B のフォルト解消により、冷水温度差が設計条件付近に確保されていることが見て取れる。また、冷温熱負荷および流量負荷の累積負荷曲線を図 4-8 に示す。冷水温度差確保により冷水流量負荷が削減されていることが見て取れる。これらのことにより、DHC プラントの合計 EER は 1.52 から 1.68 に向上し、DHC および建物空調システムの合計エネルギー消費量は 14.2% 低減した。

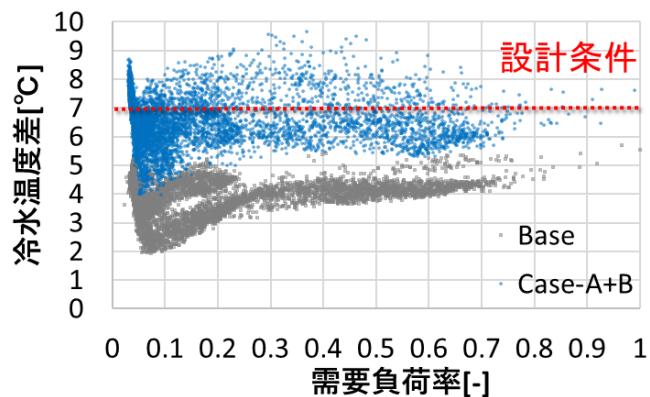


図 4-7 冷水温度差と需要負荷率の関係

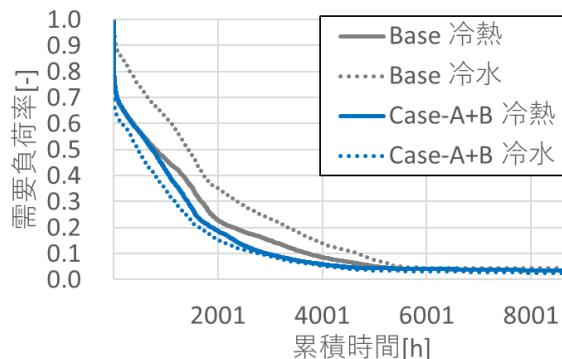


図 4-8 冷温熱負荷・流量負荷の累積負荷曲線

4.4.2 建物空調システムでの追加の省エネルギー対策の導入

4.4.2.1 外気冷房(Case-C)

冷房時に室内より外気の温度が低い場合、室内に設計値よりも多くの風量を全熱交換器をバイパスして導入することは、高い省エネルギー効果が期待される。Case-C では、外気温度が 10°C から 23-25°C の間に外気冷房を行った場合の省エネルギー可能性を評価する。建物空調システムの熱負荷を最小化するために、設計在席人数に基づき決まる最小換気量から給気ファンの最大風量の範囲で、外気風量を状況に応じて変更する。

表 4-3 に示す通り、Case-A と Case-B の組み合わせに Case-C を加えることにより、合

計エネルギー消費量が 1.4%増加した。これは、外気冷房により冷房負荷が 10.5%減少し DHC の合計エネルギー消費量は 9.0%減少したが、建物空調システムのファンのエネルギー消費量が 18.3%増加したためである。本結果は外気冷房による省エネルギー効果がファンのエネルギー消費量増加により打ち消されたことを意味する。

表 4-3 外気冷房による年間一次エネルギー消費量および年間熱負荷の変化(Case-C)

	Case-A+B	Case-A+B+C	差
熱需要 [TJ]			
冷熱	171.3	153.2	-10.5%
温熱	3.6	3.6	-0.4%
エネルギー消費量 [TJ]			
建物空調システムのファン・全熱交換器	69.9	82.7	18.3%
建物空調システムのポンプ	38.0	37.6	-1.1%
建物空調システムの総エネルギー消費量	107.9	120.2	11.5%
DHCプラントの冷凍機			
DHCプラントの冷却水ポンプ	76.1	68.9	-9.4%
DHCプラントの冷水一次ポンプ	7.9	7.1	-10.0%
DHCプラントの冷水二次ポンプ	5.1	4.6	-9.4%
DHCプラントの総エネルギー消費量	14.8	13.9	-6.4%
	103.8	94.5	-9.0%
総熱需要 [TJ]	174.8	156.8	-10.3%
総エネルギー消費量 [TJ]	211.7	214.7	1.4%

4.4.2.2 外気導入量の低減(Case-D)

外気導入量は設計最大在席人員数により決められる。しかし現実の最大在席人員数はしばしば設計より小さい。Case-D では、外気導入量が実際の最大在席人員数を基に決定した場合を想定し、外気導入量の低減による省エネルギー可能性を評価する。Case-D では、合計外気導入量は 33%低減される。

Case-A および Case-B の組み合わせに Case-D を加えても、夏期の冷房負荷削減効果が夏期以外での冷房負荷増加と打ち消したため、合計エネルギー消費量はほとんど変わらなかった。Case-C との組み合わせにより、熱負荷が効果的に削減されると推測される。

4.4.2.3 建物空調システムの冷暖房設定温度の緩和(Case-E)

地球温暖化対策として、夏期に上着およびネクタイを外すといった環境に配慮したドレスコードと建物空調システムの冷暖房設定温度の緩和が日本ではクールビズとして近年推奨されている。エネルギーサービス提供者は Climate Agreement の契約に基づいて室内温度を厳密に制御することが可能である。Case-E では、顧客と冷暖房設定温度の緩和に合意した想定で、冷房の設定温度を 25-26°Cから 28°Cに、暖房の設定温度を 22°Cから 20°Cに変更する。温熱快適性は夏期には涼しい服装を冬季には温かい服装となることで維持されると想定する。

Case-A および Case-B の組み合わせに Case-E を加えることで、合計エネルギー消費量は 10.9% 削減される。表 4-4 に示す通り、合計熱負荷は 12.1% されるが EER は 0.4% 低下している。暖房負荷の大幅な低下を起因としてチラーの部分負荷率が減少したことにより、EER は低下する。

表 4-4 建物空調システムの冷暖房設定温度緩和による年間熱負荷および EER の変化
(Case-E)

	Case-A+B	Case-A+B+E	差
熱需要 [TJ]			
冷熱	171.3	152.5	-10.9%
温熱	3.6	1.1	-67.9%
総熱需要	174.8	153.7	-12.1%
EER			
冷熱	1.69	1.69	0.2%
温熱	1.43	0.76	-46.6%
総合	1.68	1.68	-0.4%

4.4.2.4 全ての省エネルギー対策を導入することによる省エネルギー可能性

図 4-5 に示す通り、Case-A および Case-B のフォルト解消と、Case-C、Case-D および Case-E の導入により、合計エネルギー消費量は 23.9% 減少する。図 4-5 は本論文で提案したエネルギーサービスの導入により大きな省エネルギー効果が達成されることを示している。また、固定価格契約を基にしたエネルギーサービスの下では、建物空調システムでの省エネルギーはエネルギーサービス事業者に利益をもたらす。熱負荷が大きく低下したにもかかわらず、DHC プラントの合計 EER は 1.52 から 1.64 に改善した。なお、Case-A および Case-B のフォルト解消のみと比較して、Case-C、Case-D および Case-E の導入により DHC プラントの合計 EER は 1.68 から 1.64 に低下しているが、これは図 4-9 に示す通り部分負荷運転が増加したことによる。特に温熱は需要が著しく低下したため、熱回収冷凍機や蓄熱槽を効率的に利用できず温熱 EER が低下し、合計 EER も低下した。

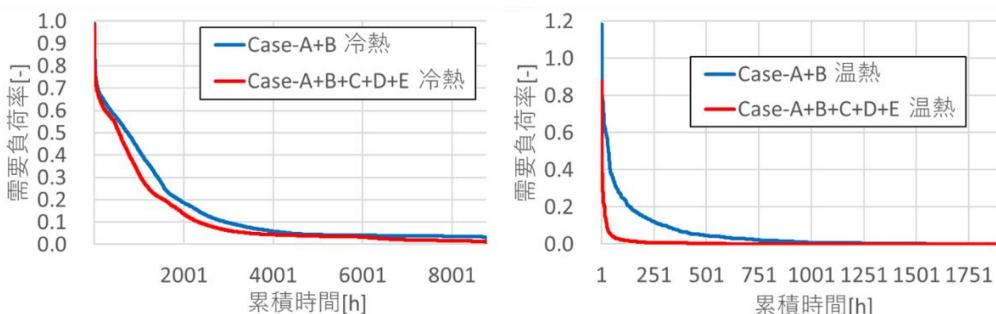


図 4-9 累積負荷曲線 (左: 冷熱、右: 温熱)

4.5 想定される変動要因に対するリスクアセスメント

前節では、全てのビルオーナーが DHC 事業者とエネルギーサービス契約を交わす際、契約期間に渡って気候が変動しないことを想定していた。しかし、全てのビルオーナーが契約を交わすとは限らないし、ヒートアイランド現象や地球温暖化により気候は変化する可能性がある。これらのリスクは省エネルギー対策による省エネルギー可能性に無視できない影響を持つ可能性がある。以降ではこれらリスクの評価を行う。

4.5.1 エネルギーサービス契約率の低下

前節では、全てのビルオーナーがエネルギーサービス契約を契約することを想定していた。しかし全てのビルオーナーがエネルギーサービス事業者とエネルギーサービス契約に合意するとは限らない。したがって、エネルギーサービス契約率が低下した場合の省エネルギー性の変化を評価した。エネルギーサービス契約を行ったビルは Case-A および Case-B の解消と、Case-C、Case-D および Case-E の導入を行う想定とする。図 4-10 に示す通り、エネルギーサービス契約率とエネルギーサービスの効果は正の線形相関関係となっている。故に、エネルギーサービス契約率に関わらず、エネルギーサービスは安定的な省エネルギー効果をもたらすと考えられる。

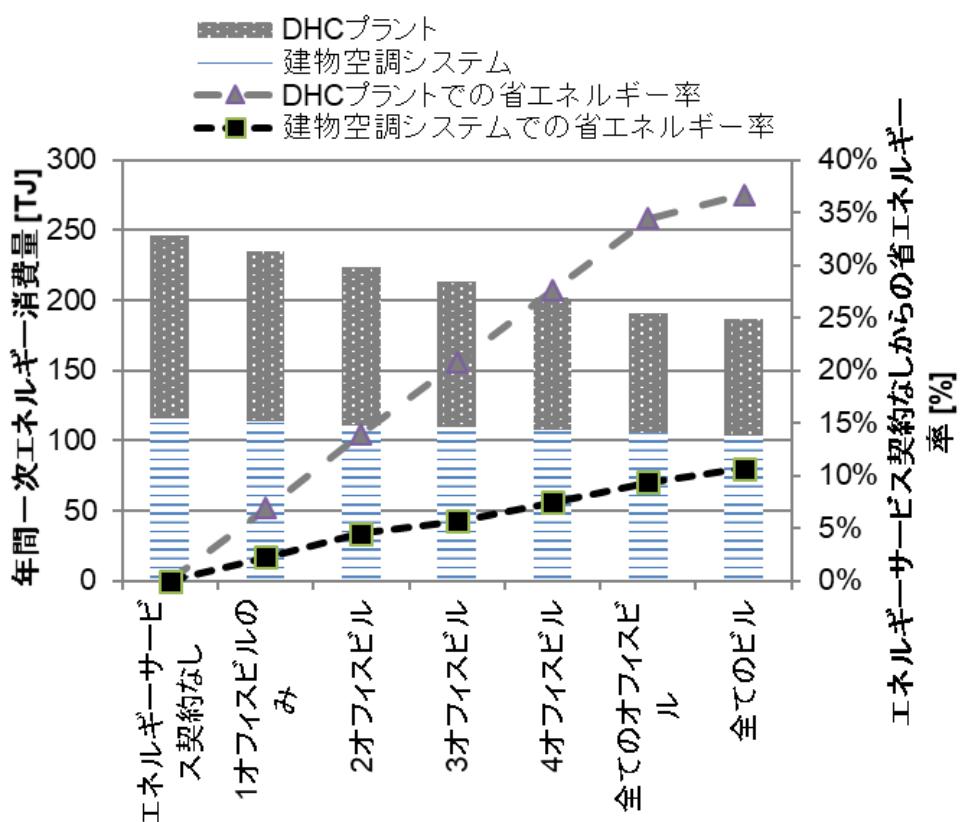


図 4-10 契約率のパターンによる省エネルギー効果の変化

4.5.2 外気温度の上昇

エネルギーサービスがビルオーナーおよび DHC 事業者にとって利益があるものであり続ける必要があるため、地球温暖化やヒートアイランド現象の影響で気候が変動した場合でもエネルギーサービスにより得られる省エネルギー性が保持されるかどうかを評価することは重要である。相対湿度固定で 1°C 外気温度が上昇した場合の省エネルギー性の変化を評価した。図 4-11 に外気温度が上昇した場合の省エネルギー性の変化を示す。現気候と比べるとエネルギー消費量は 3.1% 増加する。つまり、外気温度の 1°C 上昇はエネルギーサービスから得られる省エネルギー効果の約 10% に相当する。このため、エネルギー事業者は事業の安定性をもたらすためにこのリスクを鑑みてエネルギーサービス料金を検討する必要がある。

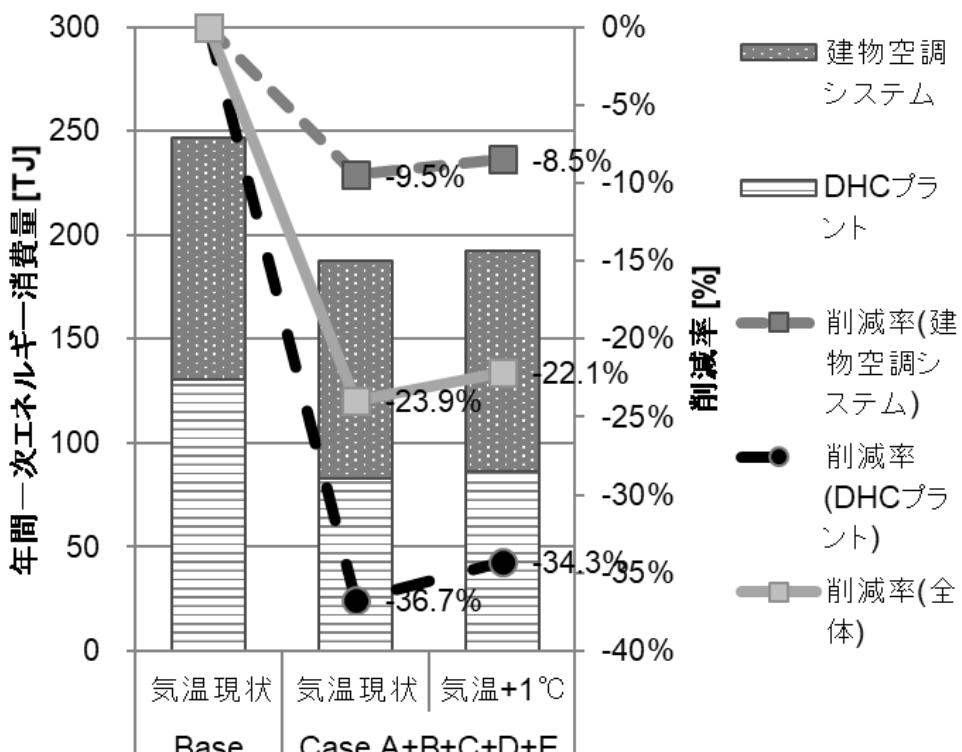


図 4-11 外気温度上昇による省エネルギー性の変化

4.5.3 ビルオーナーや居住者による省エネルギー対策の導入

照明や OA 機器の省エネルギーは建物の熱負荷に非常に大きな影響を与える。特に、LED の照明効率やコスト低減における近年の進展は冷房負荷の低減に結び付く。熱需要の低下は一般的に DHC のエネルギー性能を悪化させるため、本章で提案するエネルギーサービスの実現可能性を損なう可能性がある。本章では、照明におけるエネルギー消費量が半減となった場合の影響について評価した。このような半減は LED 照明の導入や照明の人感制御な

どにより起こりうる。図 4-12 に示す通り、建物空調システムおよび DHC プラントのエネルギー消費量を 12.7% 低下した。冷熱需要の減少による冷房 EER の低下が温熱需要の増加による暖房 EER の向上と打ち消し合ったため、DHC プラントのエネルギー効率はほとんど下がらなかった。

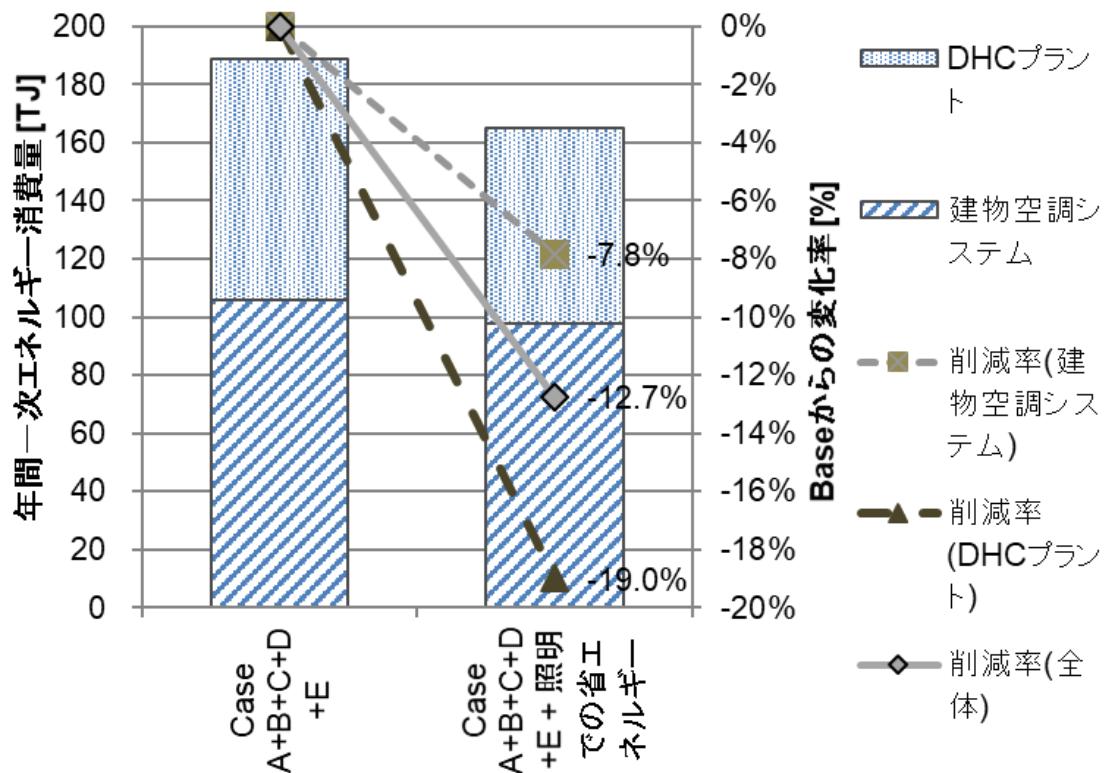


図 4-12 照明における省エネルギーによる年間一次エネルギー消費量の変化

4.6 結論

DHC システムにおける熱源プラントおよび建物空調システムの協調制御による省エネルギー可能性を評価した。シミュレーションの結果により次のような省エネルギー効果があることが分かった。

- ・建物空調システムの設計および運用にて発生する問題の解決 (Case-A および Case-B) は、建物空調システムにおいて 6.9%、DHC プラントにおいて 20.7%、全体で 14.2% のエネルギー消費量を低減させる。また、冷水温度差が設計条件付近に確保されたことで流量負荷が削減され、DHC プラントの合計 EER が 1.52 から 1.68 に向上した。
- ・省エネルギー対策の追加導入 (Case-C、Case-D および Case-E) は、建物空調システムにおいて 2.8%、DHC プラントにおいて 20.2%、全体で 11.4% のエネルギー消費量を低減させる。
- ・全ての対策 (Case-A, Case-B, Case-C, Case-D, and Case-E) を同時に実施することにより、

建物空調システムにおいて 9.5%、DHC プラントにおいて 36.7%、全体で 23.9% のエネルギー消費量を低減することができる。一方、特に温熱需要の著しい低下により温熱 EER が低下した。

さらに、エネルギーサービスに関連するいくつかのリスクを評価し、熱供給事業者が提案するエネルギーサービスを適用する際に考慮すべき 3 つの重要な点が分かった。

- ・エネルギーサービスの契約率と省エネルギー効果は正の線形関係があるため、エネルギー事業者は契約率を考慮する必要がない。
- ・地球温暖化やヒートアイランド現象による気候変動の影響を考慮した価格決定モデルを採用すべきである。

DHC システムにおける熱源プラントおよび建物空調システムの協調制御により流量負荷を適正にすることで効果的に省エネルギーを得ることが可能であることがわかった。一方、省エネルギー対策はピーク負荷を下げるだけでなく、特に著しく負荷が低下した温熱において、低負荷率での運転比率の増加および EER 低下を引き起こすことが分かった。なお、エネルギーサービスの実現可能性を向上するために、次の 2 点を改善すべきである。1 つ目は、建物空調システムシミュレーションモデルで様々な種類のビルを模擬すべきである。本論文では、最も一般的なモデルビルを対象とした。しかしながら、現実には様々な種類のビルがあり、それぞれのビルが異なる熱負荷パターンを有している。本モデルの改善により、シミュレーション結果はより精度良く当てはまるものとなる。2 つ目は、エネルギーサービスによる省エネルギー効果を向上させるために、今回導入できなかった他のたくさんの省エネルギー対策を適用すべきである。

参考文献

- 4.1) Nagota, T. et al.: Verification of the energy-saving effect of the district heating and cooling system simulation of an electric-driven heat pump system, Energy and Buildings, Vol.40, pp.732-741, 2008.
- 4.2) 松尾陽ほか：冷水往・返温度差を確保する空調機に関する研究（第 1 報）空調機における現象と熱源システムに与える影響、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、pp.271-274、2002 年 9 月
- 4.3) 郡公子ほか：建築総合エネルギーシミュレーションツール BEST のための建築熱シミュレーション法に関する研究、空気調和・衛生工学会 論文集 35 卷 162 号, p. 9-16, 2010
- 4.4) 郡公子ほか：建築総合エネルギーシミュレーションツール BEST における設計用最大熱負荷計算法に関する研究、空気調和・衛生工学会 論文集 35 卷 164 号, p. 19-26, 2010
- 4.5) Shimoda, Y. et al.: Verification of energy efficiency of district heating and cooling system by simulation considering design and operation parameters, Building and Environment, Vol.43, pp.569-577, 2008.4.

第5章 結論

5.1 総括ならびに結論

住宅・建築物のネットゼロエネルギー化を目指して建物側と熱源側が一体となって更なる省エネルギーに取り組む上で、建物側での熱負荷低減策の効果が熱源のエネルギー性能に与える影響を整理しておくことは重要な課題である。本論文では、民生部門を対象に建物側と熱源側を統合してシミュレーションにより評価することで、建物側での熱負荷低減策が熱源のエネルギー性能に与える影響を明らかにすることを目的に以下の評価を行った。

- ・日本の住宅において蓄熱性能が熱源のエネルギー性能に与える影響の評価
- ・個別熱源を有する事務所ビルにおいて建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー性能に与える影響の評価
- ・地域冷暖房において建物側の省エネルギー対策や、部分負荷時に流量負荷が設計より過剰となる問題の解消が全体のエネルギー性能に与える影響

各章で得られた知見及び本論文の総括を以下に示す。

第1章 序論

民生部門における省エネルギーの必要性や省エネルギー対策の現状に触れ、住宅・建築物のネットゼロエネルギー化を目指して建物側と熱源側が一体となって更なる省エネルギーに取り組む上で、建物側での熱負荷低減策による熱負荷パターンの変化が熱源のエネルギー性能に与える影響を整理しておくことが重要であることを示した。また、地域冷暖房システムなどセントラル方式においては、熱負荷だけでなく流量負荷も熱源のエネルギー性能に影響を与えるため、部分負荷時に流量負荷が設計より過剰となる問題の解消が建物側空調システム含む全体のエネルギー性能に与える影響を明らかにする必要性を述べた。

第2章 戸建て住宅における蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に与える影響

温暖地に建てられた戸建て住宅を対象とし、躯体の蓄熱性能の違いが冷暖房システムの消費エネルギーに与える影響をシミュレーションにより評価した。また、異なる断熱性能における躯体の蓄熱性能の違いによる影響についても評価した。

標準的な断熱性能を有する住宅において、標準的な蓄熱性能に ISO13790 の 5 類型を加えた 6 つの蓄熱性能についてシミュレーションし、蓄熱性能と冷暖房供給熱量・消費電力量との関係を評価した結果、断熱性能が同等となるように蓄熱性能を変化させたにもかかわらず、蓄熱性能が高いほど、冷暖房ともに供給熱量ならびに消費電力量が少なくなることがわかった。蓄熱性能が最高となる very heavy の場合、標準的な蓄熱性能の場合と比べて、冷房供給熱量が 14%、暖房供給熱量が 6% 低下し、冷房消費電力量は 11%、暖房消費電力量は 15% 低下した。冷房期間 COP も同様に、蓄熱性能が高くなるほど低くなることがわかった。一方、暖房期間 COP は、蓄熱性能が高くなるほど高くなることがわかった。蓄熱

性能が最高となる very heavy の場合、標準的な蓄熱性能の場合と比べて、冷房期間 COP は 4% 低下、暖房期間 COP は 11% 向上した。

また、エネルギーの使用の合理化に関する法律を基に 6 つの断熱性能についてシミュレーションを実施し、異なる断熱性能における蓄熱性能と冷暖房供給熱量・消費電力量との関係を評価した結果、冷暖房合計消費電力量は断熱性能が高いほど少なく、また、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど少なくなることがわかった。同様の傾向が、暖房の供給熱量と消費電力量においても見られた。一方、冷房の供給熱量と消費電力量においては、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど少なくなるが、断熱性能が高いほど多くなることが分かった。また、蓄熱性能の向上による冷暖房合計消費電力量の低下率は、断熱性能が高い方が大きくなることがわかった。同様の傾向が、暖房供給熱量低下率・暖房消費電力量低下率においても見られた。一方、冷房供給熱量低下率・冷房消費電力量低下率においては、断熱性能と相関が見られなかつたが、いずれの断熱性能においても、蓄熱性能の向上により低下率が大きくなる傾向が見られた。期間 COP は、同じ断熱性能の場合、蓄熱性能が高いほど暖房期間 COP は高くなり、冷房期間 COP は低くなること、暖房期間 COP は断熱性能が高いほど高くなることがわかった。また、断熱性能が最高となる $0.41 \text{ W/m}^2\text{K}$ の場合、低負荷領域での運転頻度が高くなると期間 COP が低下する冷房が主体となることがわかった。外皮高断熱化を進む中で、低負荷時の効率がより重要となってくることが示唆された。

第 3 章 オフィスビルにおける建物側での熱負荷削減対策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響

個別熱源を有する中規模オフィスビルを対象に、建物側での熱負荷低減策により生じる様々な熱負荷パターンが熱源システムのエネルギー効率に与える影響をシミュレーションにより明らかにした。熱負荷低減策としては、外壁および窓の高断熱化、LED 照明の導入、外気導入量の低減、外気冷房の導入を検討した。熱源システムのエネルギー効率に与える影響は、中央熱源方式と個別分散方式とで比較評価した。

建物側での暖房負荷減少は暖房の低負荷率領域での運転を増加させ、暖房熱源 COP を大きく低下させることができた。特に、台数分割による効果で標準条件である Case 0 において暖房の高負荷率領域での運転が比較的多い中央熱源方式では、窓の高断熱化により最も暖房負荷が減少した Case 2 において最大暖房負荷が 1 台分の暖房定格容量より小さく台数分割の効果が得られなくなり、暖房熱源 COP が 30% 低下した。冷房熱源 COP においては、最大負荷や年間負荷の総量が暖房ほど大きく変化しなかったこともあり、暖房熱源 COP ほど大きな変化がみられなかった。また、最大冷房負荷が冷房定格容量と比較して十分に大きいことと、冷房熱源の COP 特性および台数分割の効果により、暖房熱源 COP のように年間負荷の総量が多いと熱源 COP が向上、少ないと熱源 COP が低下、といった単純な傾向はみられなかった。一方、冷房熱源 COP が低下した Case では、向上した Case と比較して冷房の低負荷率領域で運転頻度が高かった。よって、最大負荷が定格容量と比較して十分

に大きく、年間負荷の総量が少ないと熱源 COP が低下するといった単純な傾向がみられない場合においても、熱負荷低減策の影響で低負荷率領域での運転が増加した場合には熱源 COP は低下することが確認できた。

空調システム全体のエネルギー効率は、暖房では冷房と比較して標準条件においても低負荷率領域での運転が多く、暖房熱源 COP は冷房熱源 COP と比べて低かったため、暖房負荷の比率が標準条件である Case 0 より高い場合はエネルギー効率が低下し、暖房負荷の比率が低い場合はエネルギー効率が向上することがわかった。一方、暖房負荷の比率に大きな変化が生じなかった外気導入量の低減を導入した Case 4 では、在室率に合わせた換気量低減により換気動力が低下しエネルギー効率が向上した。これらの要因により、全ての熱負荷低減策を導入した Case 6 では、エネルギー効率が中央熱源方式で 9%、個別分散方式で 8% 向上した。

建物側での熱負荷低減策はピーク負荷を下げるだけなく、特に著しく負荷が低下した暖房において、低負荷率での運転比率の増加およびエネルギー効率の低下を引き起こした。また、中央熱源方式では台数分割を行っても、暖房負荷が 1 台分の暖房定格容量に対しても小さくなつたためエネルギー効率が低下した。これらより言えることは、建物側での熱負荷低減が進む中で、部分負荷問題の緩和策がより重要となってくる、ということである。中央熱源方式の場合、正確な熱負荷予測に基づき台数分割の容量比率を綿密に設計することなど、建築計画段階での熱源システム構成・運用の最適化で部分負荷問題に対応可能ではあるが、個別分散方式の場合は建築計画段階で台数分割などの対策を取れない。高効率な熱源システムを実現するためには、前提となる熱負荷パターンをより低負荷時の運転頻度が高いものに更新し、熱源機メーカーでの設計段階から低負荷時の効率を高めるように作りこんでいく必要があると考える。これにより、個別分散方式はもちろんのこと、中央熱源方式で建築段階での熱源システム構成・運用の最適化を行う場合においても、部分負荷問題の解決につながる。また同様に、将来の更なる省エネルギーなど時代の変化に合わせて適宜前提となる熱負荷パターンを継続して更新する必要があるといえる。

また、熱負荷低減と冷暖房熱源機器の高効率化が徹底されて消費エネルギーの総量が従来と比べて大幅に低減する中で、換気消費エネルギーが与える影響が大きくなっている。在室率が設計条件と乖離する可能性の高い建物においては、CO₂ 濃度に応じた風量制御やインバータ化された換気ファンの導入など、換気システムにおいても省エネルギー施策を積極的に導入することがより重要となってくると考えられる。

第 4 章 地域冷暖房プラントと建物側空調システムとの協調制御の省エネルギー性評価

地域冷暖房を対象に、部分熱負荷時に流量負荷が設計より過剰となる問題を解消しうるエネルギーサービス契約形態を提案し、問題の解消が地域冷暖房プラントおよび建物側空調システム全体のエネルギー性能に与える影響を明らかにした。また、エネルギーサービスに伴う省エネルギー可能性やリスクの定量的評価を行った。

エネルギーサービスに伴う省エネルギー可能性を評価した結果、建物空調システムの設計および運用にて発生する問題の解決 (Case-A および Case-B) は、建物空調システムにおいて 6.9%、DHC プラントにおいて 20.7%、全体で 14.2% のエネルギー消費量を低減させ、冷水温度差が設計条件付近に確保されたことで流量負荷が削減され、DHC プラントの合計 EER が 1.52 から 1.68 に向上させた。また、省エネルギー施策の追加導入 (Case-C、Case-D および Case-E) は、建物空調システムにおいて 2.8%、DHC プラントにおいて 20.2%、全体で 11.4% のエネルギー消費量を低減させた。建物空調システムの設計および運用にて発生する問題の解決および省エネルギー施策の追加導入の全ての対策を行うと、建物空調システムにおいて 9.5%、DHC プラントにおいて 36.7%、全体で 23.9% のエネルギー消費量を低減させることができた。一方、特に温熱需要の著しい低下により温熱 EER が低下した。

次に、エネルギーサービスに関連するリスクを評価し、熱供給事業者が提案するエネルギーサービスを適用する際に考慮すべき点を明らかにした。エネルギーサービスの契約率と省エネルギー効果は正の線形関係があるため、エネルギー事業者は契約率を考慮する必要はないこと、地球温暖化やヒートアイランド現象による気候変動の影響は大きく、この点を考慮した価格決定モデルを採用すべきであることが判明した。

DHC システムにおける熱源プラントおよび建物空調システムの協調制御により流量負荷を適正にすることで効果的に省エネルギーを得ることが可能であることがわかった。一方、省エネルギー対策はピーク負荷を下げるだけでなく、特に著しく負荷が低下した温熱において、低負荷率での運転比率の増加および EER 低下を引き起こすことが分かった。

5.2 論文の課題と発展

以下にカテゴリーごとの課題と今後の発展について述べる。

(1) 低負荷時の効率が高められた熱源機により得られる効果の評価

本論文では、オフィスビルにおいて建物側での熱負荷低減策はピーク負荷を下げるだけでなく、特に著しく負荷が低下した暖房において、低負荷率での運転比率の増加およびエネルギー効率の低下を引き起こすことを示し、高効率な熱源システムを実現するために前提となる熱負荷パターンをより低負荷時の運転頻度が高いものに更新し、熱源機メーカーでの設計段階から低負荷時の効率を高めるように作りこんでいく必要があることを提言した。しかし、低負荷時の効率が高められた熱源機により得られる効果を定量的に評価はしていない。本提言が実現した際の効果を定量的に明らかにしておくことは重要であると考えるため、例えば本論文における家庭用エアコンディショナーの暖房負荷特性 (図-2.3 左) のように低負荷時の効率が高いものとなったことを想定し、シミュレーションにより評価しておくことが望ましい。

また住宅においても、本論文で示した通り外皮の熱性能に関する基準が近年強化されて

いることにより、住宅の熱負荷も従来の暖房主体から冷房主体に変わりつつある。一方、家庭用エアコンディショナーの冷房負荷特性は暖房負荷特性と異なり、一般的な業務用熱源機と同じく中間負荷領域で効率が高いものとなっている。このため、冷房負荷特性についても低負荷時の効率が高いものになったことを想定し、その効果を定量的に明らかにしておくべきであると考える。

(2) 家庭用エアコンディショナーの能力選定方法

本論文では、一般社団法人日本電機工業会の基準である JEM-1447 に基づく畳数のめやす(冷房・暖房それぞれの定格能力ごとに畳数の最小値・最大値の幅を規定)を基に各部屋の床面積に合わせてルームエアコンディショナーの能力を選定した。しかし、畳数のめやすで引用している JEM-1447 で想定する空調負荷は、1965 年の空気調和・衛生工学会規格である HASS109-1965 に基づいているため無断熱の住宅の冷暖房負荷となっており、外皮の熱性能に関する基準が強化されているのに対し実態と乖離が生じている可能性が指摘されている^{5.1)}。本論文でもほとんどの時間で低負荷率での運転となっていた。今後基準が見直されることも想定し、実負荷に則した能力選定とその際に熱源システムのエネルギー性能に与える影響を評価しておくべきであると考える。

(3) 機器発熱の変化

オフィスビルにおいては、パーソナルコンピューターやプリンターなど OA 機器の各機器効率が向上しており、機器発熱量は減少傾向にある。さらに昨今はオンプレミスからクラウドコンピューティングへの移行が進んできており、パーソナルコンピューター上で処理されていた演算負荷もオフィス外にあるデータセンターで処理されることが考えられるため、今後ますますオフィスビルにおける機器発熱が減少していく可能性がある。よって、オフィスビルにおいては機器発熱の減少による影響を定量的に評価しておく必要があると考える。

(4) 搬送動力の省エネルギー化の効果の評価

熱負荷低減と冷暖房熱源機器の高効率化が徹底されて消費エネルギーの総量が従来と比べて大幅に低減する中で、換気ファンを始めとする搬送動力の消費エネルギーが与える影響が大きくなっている。また、近年の新型コロナウィルス感染症の長期的な流行により、適切な換気量の確保が従来に増して重要となっている。よって、在室率が設計条件を下回った場合に省エネルギーを期待できる、インバータ化された換気ファンおよび CO₂ 濃度に応じた風量制御の導入や、冷暖房システムや什器の設置に制約が生じるが、一般の混合換気方式と比べて換気効率が高く省エネルギーとなる置換換気方式の導入など、搬送システムにおいても省エネルギー対策を積極的に導入した場合を検討し、全体の消費エネルギーに与える影響を定量的に明らかにしておくことが重要となってくると考えられる。

参考文献

- 5.1) 経済産業省資源エネルギー庁： エアコンディショナーの畳数目安、測定方法について、
https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/sho_energy/air_denki/pdf/003_03_00.pdf
-

本論文は下記の学術論文を取りまとめたものである。

- 1) 宇野 義隆, 下田 吉之, 野中 美緒, 戸建て住宅における蓄熱性能の違いが冷暖房エネルギー消費量に与える影響, 空気調和・衛生工学会論文集 No. 260, 2018 年 11 月
- 2) 宇野 義隆, 下田 吉之, 建物側での熱負荷削減対策が熱源システムのエネルギー効率に与える影響, 日本建築学会環境系論文集 第 86 卷 第 787 号, 2021 年 9 月
- 3) Yoshitaka Uno, Yoshiyuki Shimoda, Energy saving potential of cooperative management between DHC plant and building HVAC system, Energy and Buildings 55 (2012) 631-636

謝辞

本論文は著者の大阪大学大学院工学研究科環境・エネルギー工学専攻における研究の成果をまとめたものである。

本研究を進めるにあたり、大阪大学大学院工学研究科環境・エネルギー工学専攻 下田吉之教授には、研究の着手から完了まで終始一貫して懇切丁寧なご指導を賜りました。学術的な価値を見出す重要性をご教示頂き、研究のレベルを昇華させることができたのはその適切なるご指導によるところが非常に大きいと考えます。厚く御礼申し上げます。また、筆者の海外勤務などの仕事上の都合も影響し、博士学位論文の提出まで長い年月を要しましたが、同教授には常に有益なるご助言を賜ると共に、数々の激励のお言葉を頂きました。それらがなければ、このように本論文をまとめ上げることは難しく、ここに改めて心より感謝の意を表します。

また、大阪大学大学院工学研究科地球総合工学専攻 山中俊夫教授、大阪大学大学院工学研究科環境・エネルギー工学専攻 山口容平准教授には、本論文をまとめるに当たり、多くの貴重なご意見を賜りました。ここに記して深く謝意を表します。

大阪大学下田研究室（当時含む）の野田奈津恵様、高橋聖子様、古谷須美子様には、仕事との両立て大学および研究室への通学が難しい中で、事務手続きなどの面でご支援頂きました。厚く御礼を申し上げます。

最後に、著者の博士後期課程修了まで応援して下さった両親、妻に心より感謝いたします。

2022年1月 宇野 義隆