

業務用エアコンのエネルギー消費量評価と  
大型店舗における空調の省エネルギー化  
に関する研究

渡邊 激雄



## 目次

第 1 章 緒論	1
1.1 地球温暖化とエネルギー消費	2
1.1.1 気候変動の観測結果	2
1.1.2 気候変動の原因	4
1.1.3 予測される気候変動	8
1.1.4 気候変動の緩和ポテンシャル	9
1.2 エネルギー消費の動向	10
1.3 空調機器の動向	13
1.3.1 空調方式と空調機器	13
1.3.2 ビル規模別の空調方式の割合	16
1.3.3 各種空調機器の出荷割合	17
1.4 業務用エアコンのエネルギー消費効率指標	19
1.5 業務用エアコンの従来の試験方法と通年エネルギー消費効率 の評価方法に関する問題点	19
1.6 業務用エアコンのエネルギー消費効率評価に関する従来の研究	25
1.7 本研究の目的と概要	27
第 2 章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法	31
2.1 業務用エアコンの試験設備	31
2.2 空調能力の算出方法	38
第 3 章 EHP における期間エネルギー消費	43
3.1 供試機および試験方法	44
3.2 EHP の部分負荷性能試験の結果	47
3.3 期間エネルギー消費量の評価	53
3.3.1 外気温度と室内空調負荷	53
3.3.2 エネルギー消費効率の評価	55
3.3.3 期間消費電力量の評価	57
3.3.4 部分負荷時の運転状況	61
3.4 結言	64

## 目次

---

第4章	EHP と GHP における期間エネルギー消費とその比較	65
4.1	供試機と試験方法	66
4.2	部分負荷性能試験の結果	69
4.3	期間エネルギー消費量の評価	73
4.3.1	外気温度と室内空調負荷	73
4.3.2	エネルギー消費効率の評価	75
4.4	期間エネルギー消費量の予測誤差	79
4.5	GHP における COP 予測精度の低下要因に関する検討	83
4.5.1	COP 測定値の比較	83
4.5.2	エアコン運転状況の比較	85
4.6	結言	91
第5章	EHP における期間エネルギー消費量評価の改良	93
5.1	冷房運転の性能試験	94
5.2	暖房運転の性能試験	98
5.3	結言	102
第6章	省エネルギー性と環境性の評価	103
6.1	気象データと室内空調負荷	103
6.2	一次エネルギー消費量の評価	105
6.3	二酸化炭素排出量の評価	109
6.4	結言	110

## 目次

---

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途, 地域 および気象データの影響	111
7.1 建物用途の影響	111
7.1.1 建物用途と空調負荷	111
7.1.2 EHP における結果	115
7.1.3 GHP における結果	123
7.2 地域の影響	128
7.2.1 EHP における結果	128
7.2.2 GHP における結果	133
7.3 気象データの影響	138
7.4 結言	143
第8章 大型店舗における空調運転特性解析	145
8.1 大型店舗における空調負荷実測	145
8.1.1 店舗概要	145
8.1.2 空調負荷実測方法	147
8.2 試験結果	151
8.2.1 室内気温および外気温度	151
8.2.2 空調負荷量	153
8.2.3 エネルギー消費量	153
8.3 空調負荷特性解析	156
8.3.1 1日における空調負荷の時系列変化	156
8.3.2 1年間における空調負荷の外気温度に対する変化	160
8.4 空調運転特性解析	166
8.4.1 空調負荷率から見た運転特性	166
8.4.2 COP から見た運転特性	170
8.5 結言	172

## 目次

---

第 9 章	大型店舗における空調運転の最適化	173
9.1	大型店舗の空調負荷モデル	173
9.2	導入設備容量の適正化による省エネルギー手法	174
9.2.1	EHP における結果	175
9.2.2	GHP における結果	178
9.3	稼働台数適正化による省エネルギー手法	182
9.3.1	稼働台数適正化による省エネルギー手法の考え方	182
9.3.2	EHP における結果	186
9.3.3	GHP における結果	191
9.4	結言	195
第 10 章	業務形態の異なる大型店舗における空調負荷特性	197
10.1	大型店舗における空調負荷実測	197
10.1.1	店舗概要	197
10.1.2	空調負荷実測方法	199
10.2	試験結果	201
10.2.1	外気温度	201
10.2.2	空調負荷量	203
10.2.3	エネルギー消費量	205
10.3	空調負荷特性解析	206
10.3.1	1 日における空調負荷の時系列変化	206
10.3.2	1 年間における空調負荷の外気温度に対する変化	208
10.3.3	期間空調負荷の比較	211
10.4	結言	212
第 11 章	結論	213
	参考文献	223
	発表論文	231
	謝辞	235

---

## 第1章 緒論

地球温暖化の進行が懸念されている。IPCC(Intergovernmental Panel on Climate Change; 気候変動に関する政府間パネル)によれば、地球温暖化の主な原因は人類のエネルギー消費、とりわけ、化石燃料消費に伴うCO<sub>2</sub>排出であるとされ、地球温暖化を抑制するためには、化石燃料消費を低減し、CO<sub>2</sub>排出量を低減していくことが必要とされている<sup>1)</sup>。

鳩山首相は政権の座に就いた直後の2009年9月に国連気候変動首脳会合で演説し、CO<sub>2</sub>などの温室効果ガス削減の中期目標について、主要国の参加による意欲的な目標の合意を前提に、1990年比で2020年までに25%削減を目指すと表明した。

国内の部門別のエネルギー消費量<sup>2)</sup> (Fig. 1.5) の推移を見れば、1990年から2006年までの増加率は民生部門が最も大きく、そのうち業務部門が約60%を占める (Fig. 1.6) 。業務用ビルのエネルギー消費の30~50%が空調関連であることから、省エネルギーを推進するためには、業務用エアコンの高効率化が鍵となる。

本研究では、業務用エアコンについて、外気温度や空調負荷率が変化する場合のエネルギー消費効率を明らかにし、JISで定義された通年エネルギー消費効率 (APF ; Annual Performance Factor) の問題点を指摘した。さらに、期間エネルギー消費量を正しく評価するための方法について検討した。また、業務用エアコンの外気温度、消費エネルギーおよび空調負荷率の関係式から、大型店舗の空調負荷を実測により求め、JISで規定されている店舗の空調負荷モデルと比較を行い、新たな空調負荷モデル作成の必要性を示した。

本章では、まず、本研究の背景として、1.1 地球温暖化とエネルギー消費、1.2 エネルギー消費の動向、1.3 空調機器の動向について述べる。

次に、1.4 業務用エアコンのエネルギー消費効率指標、1.5 業務用エアコンの従来の試験方法と通年エネルギー消費効率の評価方法に関する問題点、1.6 業務用エアコンのエネルギー消費効率評価に関する従来の研究について説明する。

最後に、1.7 本研究の目的と概要について述べる。

### 1.1 地球温暖化とエネルギー消費

本節では、IPCC第4次評価報告書統合報告書<sup>1)</sup>に基づき、地球温暖化とエネルギー消費について述べる。

#### 1.1.1 気候変動の観測結果

IPCCによれば、大気や海洋の世界平均温度の上昇、雪氷の広範囲にわたる融解、世界平均海面水位の上昇が観測されていることから、気候システムの温暖化は、今や明白であるとされている。Fig. 1.1は、気温、海面水位および北半球の雪氷面積の変化を示している。

Fig. 1.1 (a)は世界平均地上気温の変化を示している。この図から分かるように、最近12年(1995~2006年)のうちの11年は、世界の地上気温は、計測記録が存在する1850年以降で最も高い。過去100年間(1906~2005年)の長期変化傾向の値は、100年当たり $0.74^{\circ}\text{C}$ となり、1901~2000年の変化傾向である100年当たり $0.6^{\circ}\text{C}$ よりも大きくなった。

Fig. 1.1 (b)は潮位計と衛星データによる世界平均海面水位の変化を示している。この図から分かるように、世界平均海面水位は、熱膨張、氷河や氷帽の融解、極域の氷床の融解により、1961年以降、年平均 $1.8\text{ mm}$ 、1993年以降、年当たり $3.1\text{ mm}$ の割合で上昇した。海面水位の上昇は地上気温の上昇と整合している。

Fig. 1.1 (c)は3~4月における北半球の雪氷面積の変化を示している。この図から分かるように、雪氷面積の縮小が観測されている。雪氷面積の縮小も、地上気温の上昇と整合している。



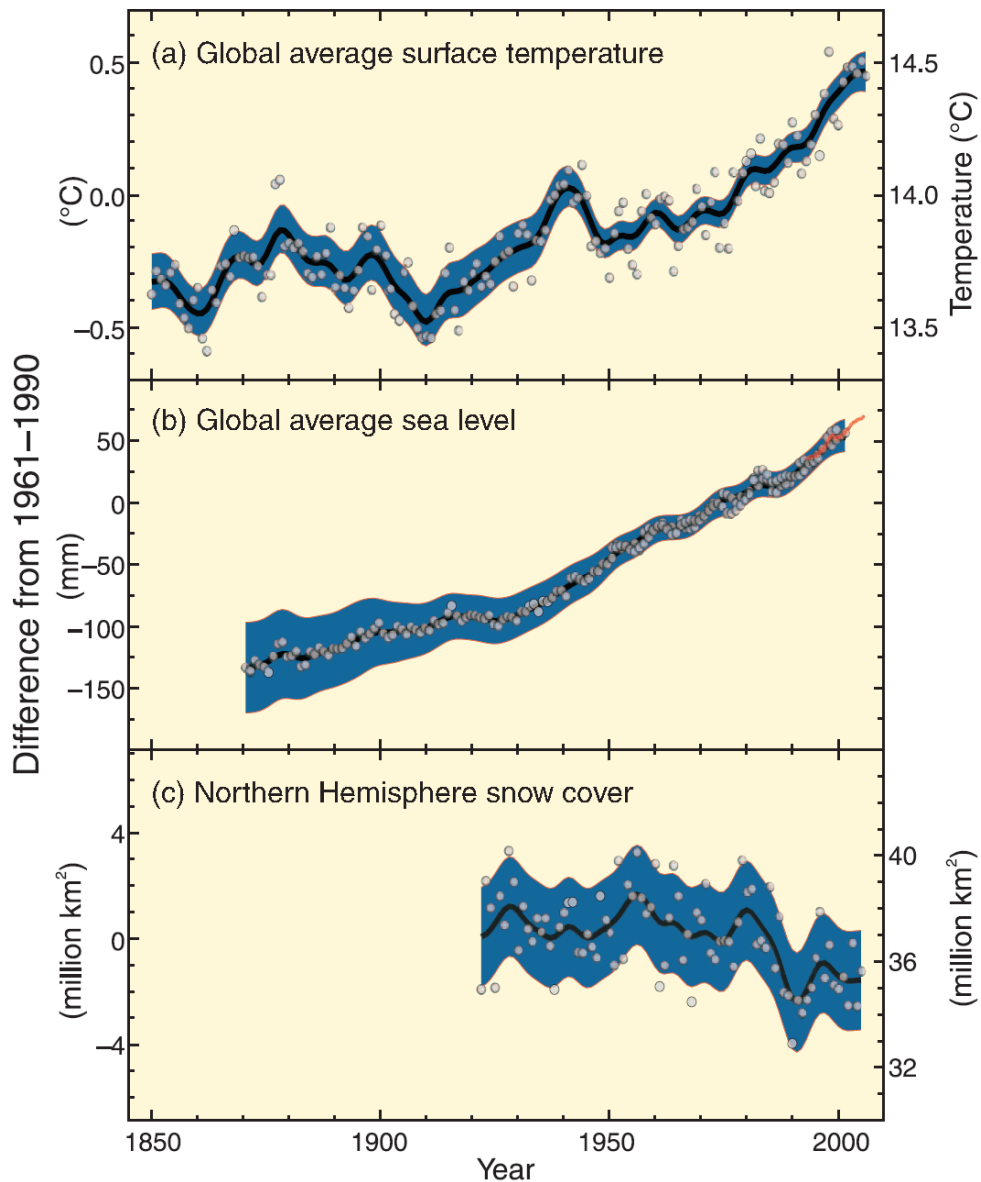


Fig. 1.1 気温、海面水位および北半球の雪氷面積の変化<sup>1)</sup>

- (a) 世界平均地上気温の変化
- (b) 潮位計（青）と衛星（赤）データによる世界平均海面水位の変化
- (c) 3～4 月における北半球の雪氷面積の変化

- ・ 縦軸の値は、1961～1990 年の平均からの差を示す。
- ・ 滑らかな曲線は 10 年平均値、丸印は各年の値をそれぞれ示す。
- ・ 陰影部は
  - (a, b) 既知の不確実性の包括的な分析から推定された不確実性の幅
  - (c) 時系列から得られた不確実性の幅

### 1.1.2 気候変動の原因

#### ・温室効果

太陽から地球への放射のうち、約三分の一は宇宙に反射され、約三分の二が地球に吸収される。地球に吸収される太陽放射のうち、紫外線は、主に、大気中のオゾン・窒素・酸素に吸収され、可視光線は、主に、地表に吸収され、熱となる。大気や地表に吸収された紫外線や可視光は熱となり、赤外線が放射される。地表から放出された赤外線の多くは、大気中の水蒸気や二酸化炭素などに吸収され、熱となり、再度、大気から地表と宇宙に向けて赤外線として放射される。

大気と宇宙の間では、熱は放射だけでしか伝わらないのに比べ、大気と地表の間では、放射以外に、伝導と伝達の二つの熱輸送形態があるため、熱交換が良く、地表と大気の温度差が小さくなり、大気から地表への放射も増大し、増大した放射で暖まった地表はさらに大気へ熱を送るという繰り返しを続ける。これを温室効果と呼び、水蒸気や二酸化炭素などの赤外線を吸収する気体を温室効果ガスと呼ぶ。

地球が吸収した太陽放射と、地球から宇宙空間への放射が完全に一致するまで、地表・大気間の熱循環が増え続け、地球の気温は上昇し続ける。太陽から地球への吸収と地球から宇宙への放射が一致したときに、温室効果が安定し、初めて地球の気温が一定に保たれる。

最も影響の大きい温室効果ガスは水蒸気であり、二酸化炭素 ( $\text{CO}_2$ ) がその次に影響の大きい温室効果ガスである。大気中に微量に含まれる、メタン、二酸化窒素、オゾンやその他の気体も温室効果に寄与する。湿潤な赤道域では、大気中に大量の水蒸気が含まれているので温室効果は非常に大きく、二酸化炭素や水蒸気を少量加えても、大気から地表への赤外線放射に与える影響はごく小さいものでしかない。ところが、寒冷で乾燥した極域では、二酸化炭素や水蒸気のわずかな増加はもっと大きな効果を及ぼす。同じように、低温で乾燥した上層の空気では、水蒸気のわずかな増加が及ぼす温室効果は、地表面付近で起きる場合よりもさらに大きい。

二酸化炭素などの温室効果ガスをさらに大気中に追加することで、温室効果が強化し、地球の気候が温暖化することになる。温室効果ガスの増加によって大気が暖まると、水蒸気の濃度が上昇し、さらに温室効果を強めることになる。そしてこれがさらに温暖化を促し、そのことで、水蒸気がさらに増加するという自己強化循環を形成する。この水蒸気のフィードバックは、二酸化炭素の追加だけによる温室効果をおよそ倍増するほど大きいと考えられる。

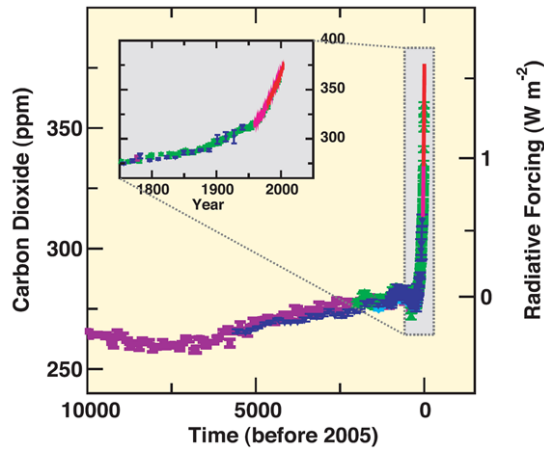
### ・ 温室効果ガスの大気中濃度と放射強制力

放射強制力は、気候変動の外的駆動要因（二酸化炭素濃度や太陽放射など）の変化による、対流圏界面における放射強度の正味の変化（下向き放射と上向き放射の差）であり、単位は $W/m^2$ （ワット毎平方メートル）である。放射強制力は、当初平衡状態にあった対流圏の特性にずれが生じた時、成層圏気温の影響を考慮しつつ、新たな平衡状態に調整するための量として計算される。放射強制力が正の場合には地球に温暖化をもたらす、負の場合には地球に寒冷化をもたらす。

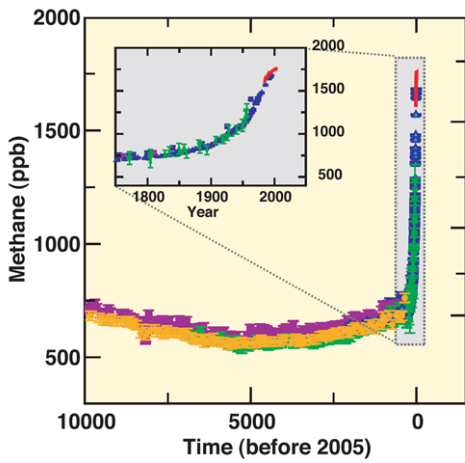
Fig. 1.2 に、2005 年を起点とした 10,000 年前からの、二酸化炭素、メタンおよび二酸化窒素の大気中濃度とその値から換算された放射強制力の推移を示す。ただし、放射強制力は 1750 年の値を基準値 (0) とする。

Table 1.1 に二酸化炭素、メタンおよび二酸化窒素の大気中濃度と放射強制力を示す。二酸化炭素の放射強制力が最も大きいことが分かる。これらの他の温室効果ガスとして、ハロカーボン類の放射強制力が、 $+0.34W/m^2$ と見積もられている。ハロカーボン類は、ハロゲン原子であるフッ素、塩素、臭素、ヨウ素を含んだ炭素化合物の総称である。人為起源としては、これらの他、エアロゾルによる影響が $-1.2W/m^2$ と見積もられている。

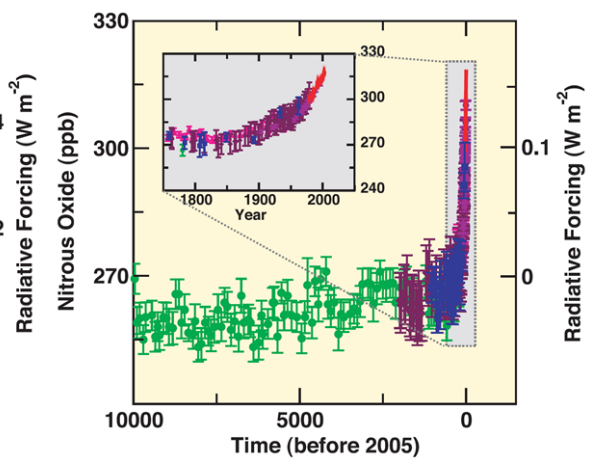
人為起源の放射強制力は合計で約 $+1.6W/m^2$ と見積もられており、一方、自然起源の放射強制力として、太陽放射の変化による放射強制力が $+0.12W/m^2$ と見積もられている。人類が気候に対して、かなりの温暖化影響を及ぼしている可能性が極めて高いことがわかる。



(a) 二酸化炭素



(b) メタン



(c) 二酸化窒素

Fig. 1.2 二酸化炭素, メタンおよび二酸化窒素の大気中濃度と放射強制力の推移<sup>1)</sup>

Table 1.1 主な温室効果ガスの濃度と放射強制力<sup>1)</sup>

	世界平均濃度 (2005 年)	放射強制力 ( $W/m^2$ )
二酸化炭素 ( $CO_2$ )	379ppm	+1.66 $W/m^2$
メタン ( $CH_4$ )	1774ppb	+0.48 $W/m^2$
一酸化二窒素 ( $NO_2$ )	319ppb	+0.16 $W/m^2$

・人為起源の温室効果ガス排出

Fig. 1.3 に示すように、世界の温室効果ガスの排出量は、人間活動により増加しており、1970 年から 2004 年の間に 70%増加した。二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) は最も影響の大きい人為起源の温室効果ガスである。その年間排出量は、1970 年から 2004 年の間に約 80%増加した。世界の大気中のCO<sub>2</sub>濃度上昇の主要な原因は化石燃料の使用であり、土地利用の変化も重要であるがその影響は小さい。

メタン濃度の増加は主として農業や化石燃料の使用による可能性が非常に高い。メタン濃度の増加率は 1990 年代はじめ以降、鈍化した。これは、この時期の総排出量 (人為起源および自然起源の排出量の合計) がほぼ一定であったことと整合している。

N<sub>2</sub>O濃度の増加は主として農業によるものである。

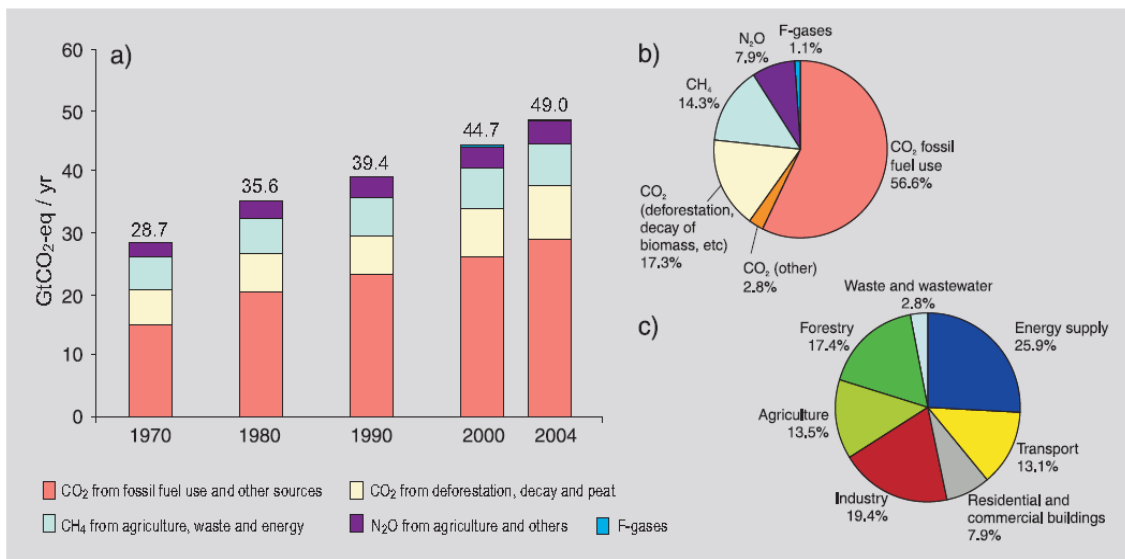


Fig. 1.3 世界的人為起源の温室効果ガス排出 (CO<sub>2</sub>換算) <sup>1)</sup>

- (a) 1970~2004 年の世界的人為起源温室効果ガスの年間排出量
- (b) 2004 年的人為起源温室効果ガス総排出量に占めるガス別排出量の内訳
- (c) 2004 年的人為起源温室効果ガス総排出量に占める部門別排出量の内訳。  
(森林部門には森林減少を含む)

## 第1章 緒論

---

### 1.1.3 予測される気候変動

現在の気候変動緩和政策および関連する持続可能な開発の実践では、世界の温室効果ガス排出量は今後数十年間増加し続けると予測されている。

Table 1.2に示すように、温室効果ガスの排出が現在以上の速度で増加し続けた場合、21世紀にはさらなる温暖化がもたらされ、世界の気候システムに多くの変化が引き起こされると予測される。その規模は20世紀に観測されたものより大きくなると考えられる。

Table 1.2 2100年におけるCO<sub>2</sub>濃度の設定値と気温変化の推定値<sup>1)</sup>

2100年における CO <sub>2</sub> 換算濃度 (ppm) の設定値	気温変化の推定値 (°C)
600	1.8
700	2.4
800	2.4
850	2.8
1,250	3.4
1,550	4.0

### 1.1.4 気候変動の緩和ポテンシャル

緩和ポテンシャルとは、ある価格(回避または削減されるCO<sub>2</sub>換算排出の単位当たりのコストとして表される)の下で、排出ベースラインに対して実現可能な温室効果ガス削減の規模を示すものである。現行の政策措置を含め、予想される市場状況の下で生じることが期待されるもの、および政策措置により市場効率が改善され、障壁が排除されるものがある。

Fig. 1.4は、緩和ポテンシャルを、各部門を評価した際に仮定されたそれぞれのベースラインに対し比較したものであり、緩和ポテンシャルには、生活様式の変更など非技術的オプションは含まれない。単位はUS\$/tCO<sub>2</sub>-eqであり、1トンのCO<sub>2</sub>を削減するのに相当する行為に1米国ドルを要することを意味する。2030年時点で、かなり大きな緩和ポテンシャルがあり、それにより世界の温室効果ガスの排出量の伸びを相殺する、または、排出量を現在のレベル以下に削減する可能性がある。Fig. 1.4から分かるように、建築部門(Buildings)の緩和ポテンシャルが最も大きく、特に、20US\$/tCO<sub>2</sub>-eq未満の低コスト領域で5.3GtCO<sub>2</sub>-eq/yrと大きくなっている。これらのうち、空調、給湯、照明に関するものが大きな割合を占めている。

建築部門では、商業的に利用可能な主要な緩和技術および実施方法として、効率的な照明および採光、より効率的な電気器具・冷暖房設備・調理器具、断熱性能の向上、冷暖房用のパッシブおよびアクティブなソーラー設計、代替冷媒、フロンガスの回収と再利用、フィードバックと制御を提供する高性能な計測技術を含む商業用建築物の総合設計、太陽光発電を取り入れた建築物が挙げられている。環境上効果があることが示された政策、措置と手法として、機器の基準とラベル表示、建築基準および認証、需要側管理プログラム、公共部門主導のプログラム、エネルギーサービス企業に対するインセンティブが挙げられる。

## 第1章 緒論

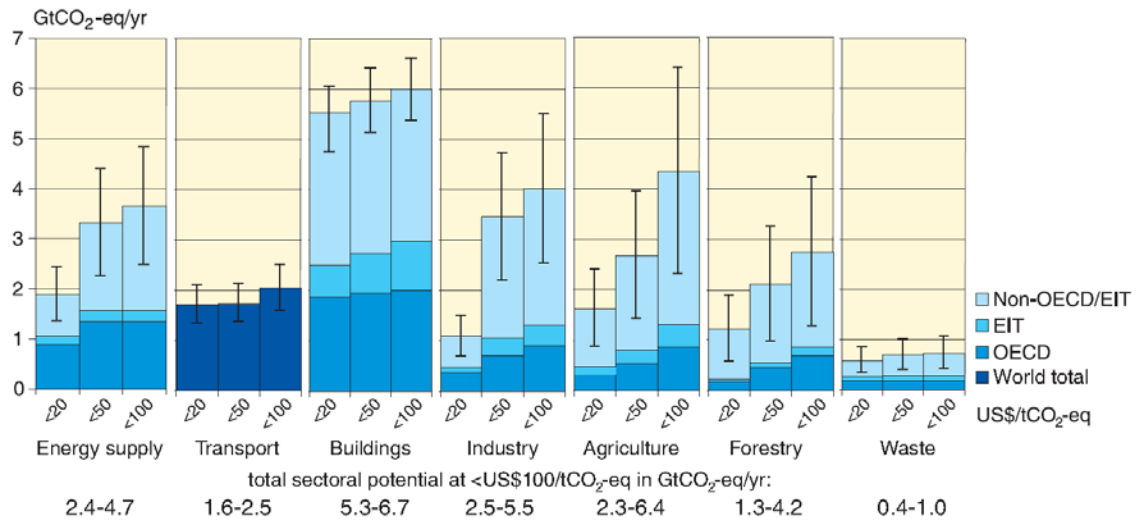


Fig. 1.4 2030年時点の部門別の緩和ポテンシャル<sup>1)</sup>

### 1.2 エネルギー消費の動向

Fig. 1.5 に、1965 年度から 2006 年度までの国内のエネルギー消費の推移を部門別に示す。2006 年度のエネルギー消費の内訳は、産業部門で 45%、民生部門で 32%、運輸部門で 23%となっている。1990 年度に比べて 2006 年度のエネルギー消費の比率は、産業部門では 1.0 倍、民生部門 1.4 倍、運輸部門 1.2 倍であり、民生部門の増加率が 40%と最も多くなっている。

Fig. 1.6 に民生部門のエネルギー消費の推移と内訳を示す。2006 年度の民生部門のエネルギー消費のうち、58%が業務部門、42%が家庭部門となっている。

Fig. 1.7 に業務部門のエネルギー消費、延床面積および GDP の推移を示す。縦軸の値は全て 1973 年度を基準 (100) としている。業務部門のエネルギー消費の推移は、延床面積および GDP の推移とほぼ整合している。



# 第1章 緒論

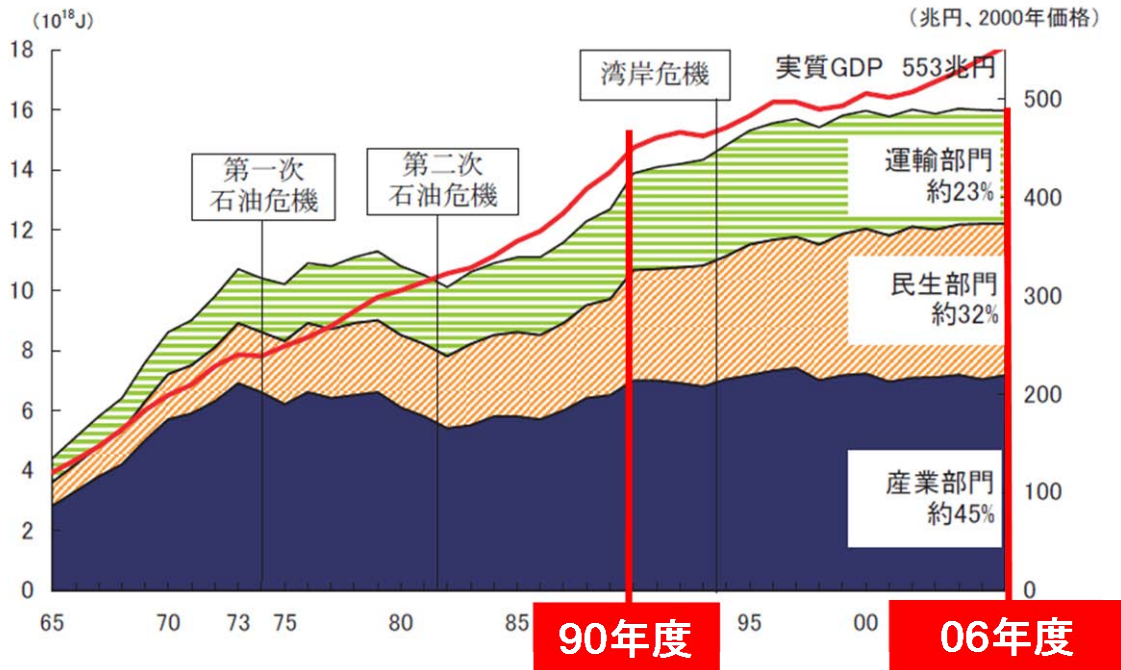


Fig. 1.5 国内の部門別のエネルギー消費<sup>2)</sup>

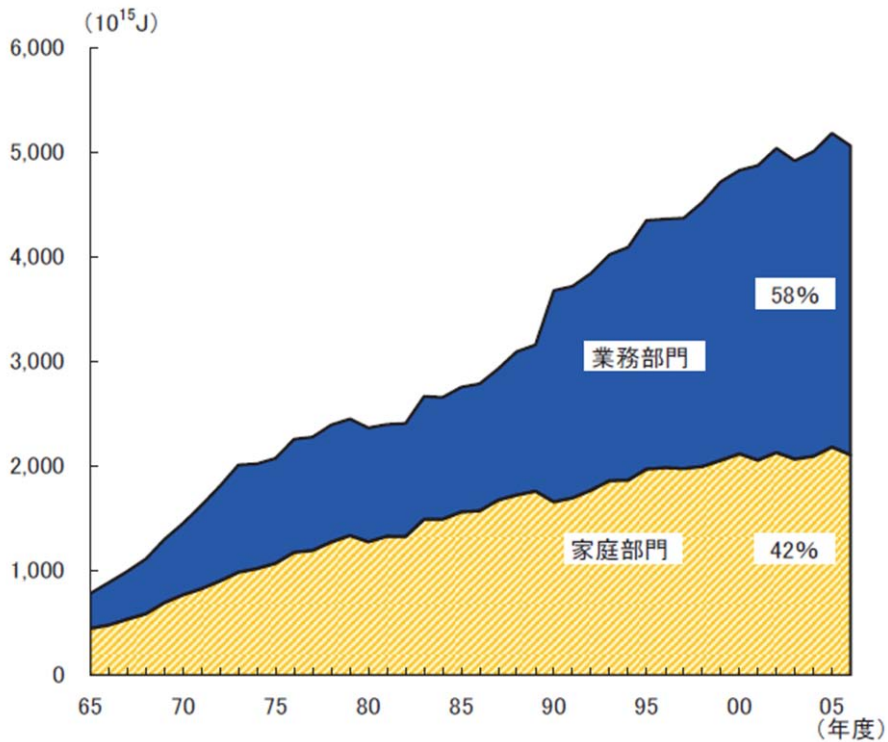


Fig. 1.6 業務部門のエネルギー消費の推移と内訳<sup>2)</sup>

## 第1章 緒論

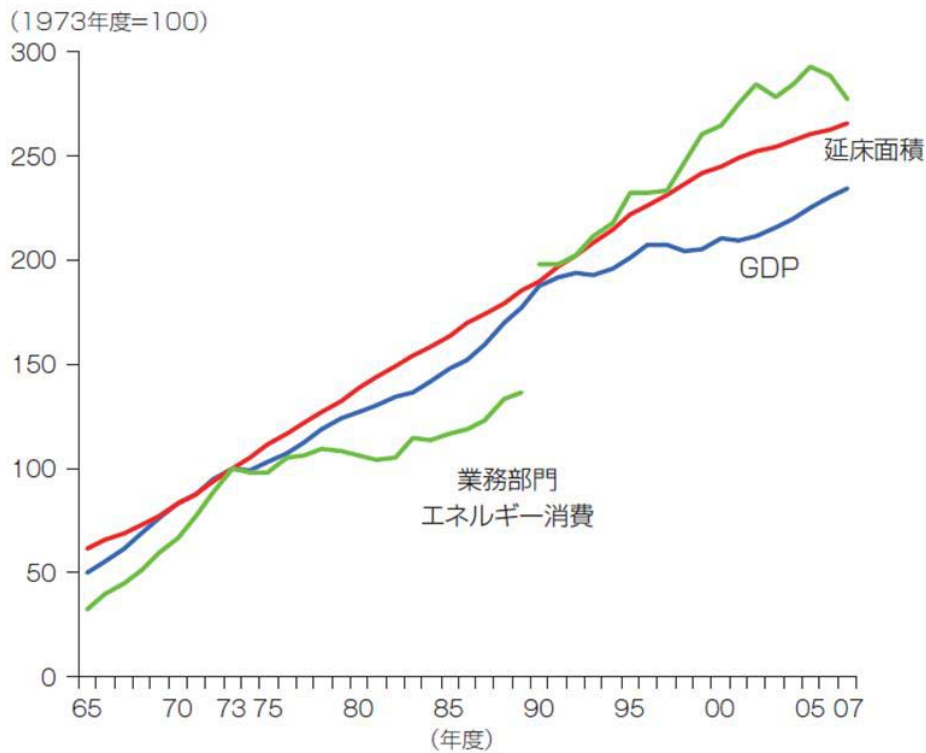
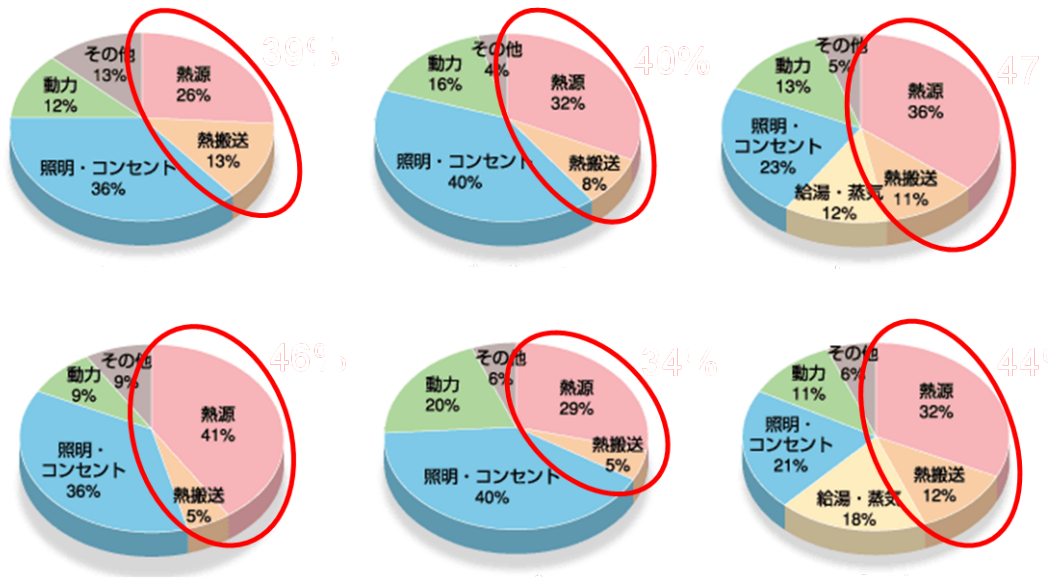


Fig. 1.7 業務部門のエネルギー消費，延床面積およびGDPの推移<sup>2)</sup>

Fig. 1.8 に 業務用ビルの用途別エネルギー割合を示す。Fig. 1.8 には，事務所，学校，デパート，スーパー，ホテルおよび病院の六業種について，熱源，熱搬送，給湯・蒸気，照明・コンセント，動力，その他の用途のエネルギー消費の割合を示している。熱源は冷凍機，ボイラー，ヒートポンプ，エアコンなどの空調機器を意味し，熱搬送は空調用冷温水のポンプ動力や空調用冷温風のファン動力を意味する。すなわち，熱源と熱搬送のエネルギー消費の合計は，空調用途のエネルギー消費であり，約30%から約50%と，大きな割合を占めていることが分かる。したがって，空調の省エネルギー化が有効である。以下に，業務用ビルの空調について説明する。

# 第1章 緒論



(財)省エネルギーセンター作成(管轄エネルギー庁より提供)  
「平成16年度版 業務用ビルにおける省エネ推進のてびき」より

Fig. 1.8 業務用ビルの用途別エネルギー消費割合<sup>3)</sup>

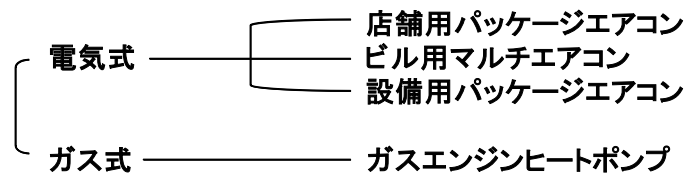
## 1.3 空調機器の動向

### 1.3.1 空調方式と空調機器

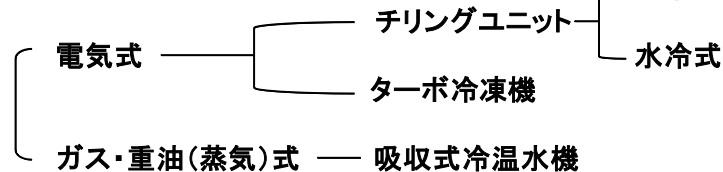
Table 1.3 に空調方式と空調機器の種類を示す。空調方式は、個別分散方式とセントラル方式に大別される。

Table 1.3 空調方式と空調機器の種類

- 個別分散方式(業務用エアコン)



- セントラル方式



・個別分散方式（業務用エアコン）

個別分散方式とは小型の機器を分散配置する方式という意味であり，室外機と室内機があり，冷媒配管で接続される．室内機で冷媒の蒸発熱を空気に伝えて冷風を発生させて冷房を行い，冷媒の凝縮熱を空気に伝えて温風を発生させて暖房を行う方式である．

個別分散方式の空調機器のうち，電動モーターで圧縮機を駆動する電気式には，店舗用パッケージエアコン，ビル用マルチエアコン，設備用パッケージエアコンがある．室外機1台に対して室内機が複数台あり，室内機の温度制御を個別にできるものを「ビル用マルチエアコン」とし，室外機1台に対して室内機が1台または2台で，個別の温度制御ができないものを「パッケージエアコン」と呼ぶ．Fig.1.9に，個別分散方式の代表例として，ビルの屋上にビル用マルチエアコンの室外機を設置し，各階の各部屋に室内機を設置した場合の模式図とビル用マルチエアコンの写真を示す．

また，ガス式の個別分散方式の空調機器には，ガスエンジンで圧縮機を駆動するガスエンジンヒートポンプがある．

本論文では，個別分散方式の空調機器を総称して，「業務用エアコン」と呼び，さらに，電気式のものはEHP(Electric Heat Pump)，ガス式のものはGHP(Gas Engine Heat Pump)と便宜的な略称で呼ぶこととする．

業務用エアコンの冷媒には，現在，HFC（ハイドロフルオロカーボン）系のR-410Aが使用されており，百年値の地球温暖化影響係数GWPが1,700(CO<sub>2</sub>の1700倍)であり，漏えいした場合に地球温暖化への影響が懸念されている．これに対し，カーエアコン用に開発されているHFO（ハイドロフルオロオレフィン）系のHFO-1234yf（GWP：4）やHFO-1234ze（GWP：6）を主成分とした冷媒の開発と使用の検討が進められている．

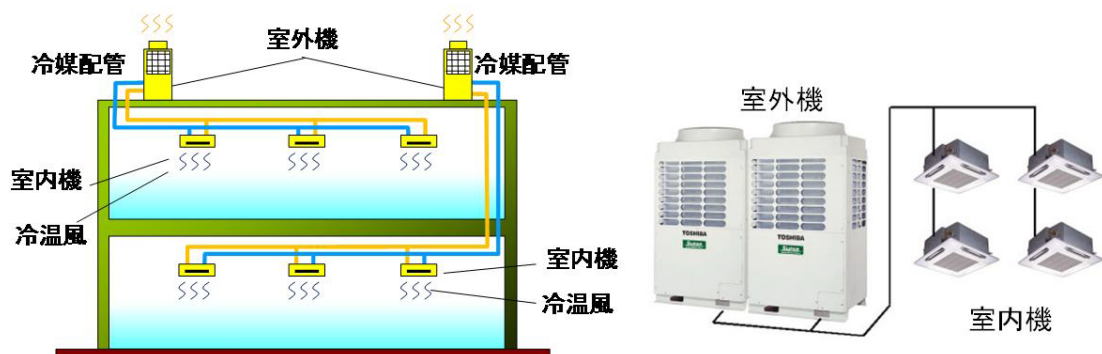


Fig.1.9 個別分散方式（ビル用マルチエアコン）<sup>4)</sup>

### ・セントラル方式

セントラル方式とは、大型の空調機器をビルの地下の機械室や屋上に集中して設置し、冷媒の蒸発熱を水に伝えて冷水を発生させ、冷媒の凝縮熱やボイラーの燃焼熱を水に伝えて温水を発生させる方式である。冷温水を直接各部屋に供給して、各部屋のファンコイルユニットで冷温水の熱を空気に伝えて冷温風を発生させる「水方式」、冷温水の熱を空気に伝えて冷温風を発生させ、ファンによりダクトを通じて各部屋に供給する「空気方式」、冷温水をポンプで各階に搬送し、空気調和機（熱交換器）で冷温水の熱を空気に伝えて冷温風を発生させ、ファンによりダクトを通じて各部屋に冷温風を供給する「水—空気方式」の3種類がある。

セントラル方式の空調機器のうち、電動モーターで圧縮機を駆動する電気式には、チリングユニットとターボ冷凍機がある。チリングユニットには、空冷式と水冷式の二つがある。チリングユニットという名称は（社）日本冷凍空調工業会における呼称であり、建築設備業界ではヒートポンプ・チラーと呼ばれることが多い。ターボ冷凍機は基本的に水冷式で、冷房専用である。水冷式のチリングユニットやターボ冷凍機で冷房を行う場合には、冷却水の熱を大気に放出するためのクーリングタワーが必要であり、水冷式のチリングユニットで暖房も行うためには、ヒーティングタワーが必要である。

Fig. 1.10 にセントラル方式の事例として、屋上に空冷式チリングユニットを設置した場合の模式図と空冷式チリングユニットの写真を示す。Fig. 1.11 にセントラル方式の事例として、地下の機械室に水冷式チリングユニットを設置し、屋上にヒーティングタワーを設置した場合の模式図と水冷式チリングユニットとヒーティングタワーの写真を示す。

チリングユニットやターボ冷凍機の冷媒には、業務用エアコンと同様に、現状では、HFC系の冷媒が使用されており、低GWP冷媒の開発と仕様の検討が進められている。

電気式以外では、臭化リチウム水溶液の吸収と再生により、水（水蒸気）を冷媒として冷凍サイクルを構成する吸収式冷温水機がある。臭化リチウムの再生のための加熱をガスや重油の直火で行うガス式や重油式、また、ガスや重油で蒸気を製造し、蒸気によって加熱を行う蒸気式がある。吸収式冷温水機で冷房を行う場合にも、冷却水の熱を大気に放出するためのクーリングタワーが必要であるが、暖房時には、ボイラーと同様に燃焼熱を水に伝えるだけになるため、ヒーティングタワーは不要である。

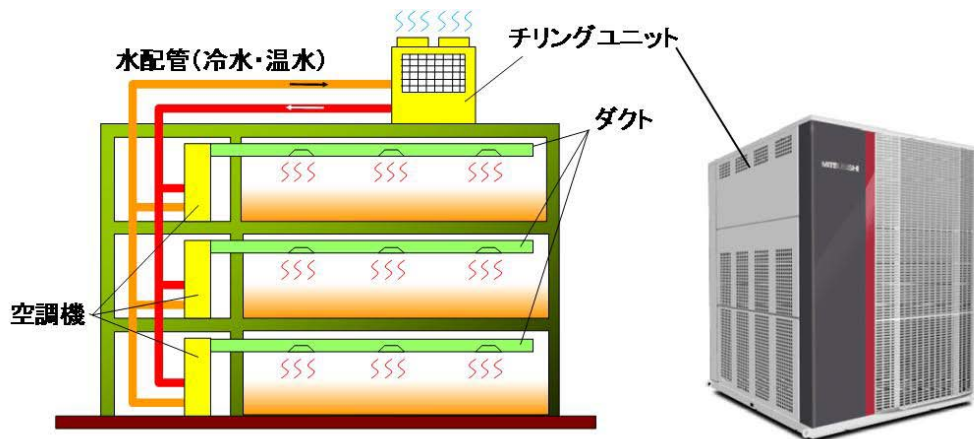


Fig. 1.10 セントラル方式（空冷式チリングユニット）<sup>5)</sup>

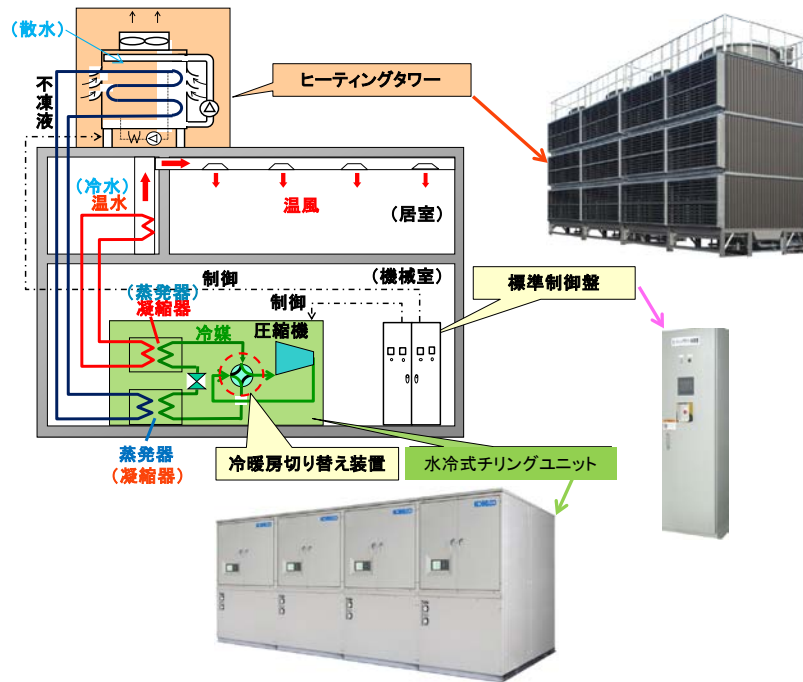


Fig. 1.11 セントラル方式（水冷式チリングユニット）<sup>6)</sup>

### 1.3.2 ビル規模別の空調方式の割合

Table 1.4 に民間事務所ビル規模別分類を示し，Fig. 1.12 に民間事務所ビル規模別の空調方式の割合を示す．採用されている空調方式としては，規模が大きくなるほどセントラル方式と個別分散方式の両方を採用している建物の割合が多くなり，30,000 m<sup>2</sup>以上では約半数を占めているのに対し，小規模ビルでは個別分散方式の割合が大きい．

## 第1章 緒論

従来、ビル用マルチエアコンは小規模のビルに用いられるだけであったが、個別分散方式であるために小さな区画ごとの運転・停止、および温度制御が可能で省エネルギー性と快適性が向上するほか、テナントへの課金が明確に行え、更新や追加設置が容易であり、安価であることなどにより、近年は大規模ビルでも採用されている。

Table 1.4 民間事務所ビル規模別分類<sup>7)</sup>

小規模	3,000m <sup>2</sup> 未満
中規模	3,000m <sup>2</sup> 以上 30,000m <sup>2</sup> 未満
大規模	30,000m <sup>2</sup> 以上

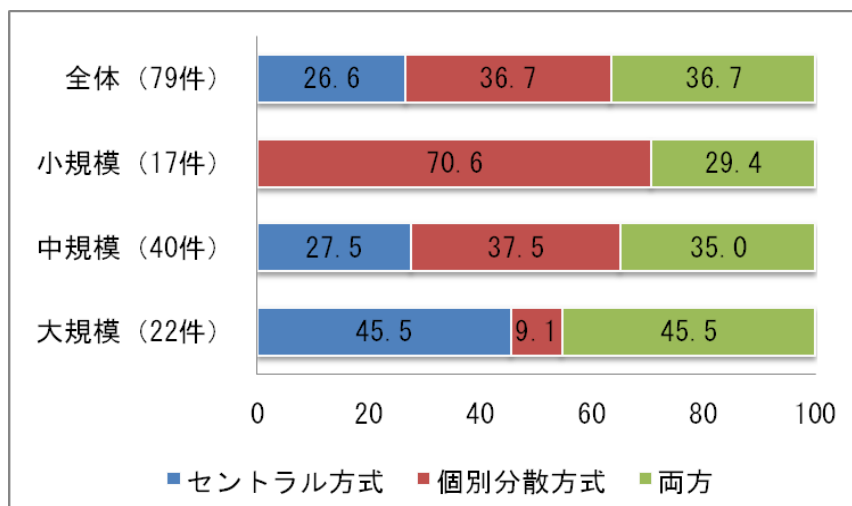


Fig. 1.12 民間事務所ビル規模別の空調方式の割合<sup>7)</sup>

### 1.3.3 各種空調機器の出荷割合

Fig. 1.13 に、2005 年度国内出荷における各種空調機器の出荷台数と総冷房能力を種類別に示す。家庭用のルームエアコンは除外してある。業務用エアコンの総冷房能力が全体の 80%を占めていることが分かる。ここで、総冷房能力とは、出荷機器 1 台毎の冷房能力を合計したものである。Table 1.5 に、2005 年度国内出荷における各種空調機器の出荷台数と平均冷房能力を示す。ちなみに、一般的な 8 畳から 12 畳用ルームエアコンの冷房能力は 2.8kW である。業務用エアコンの平均冷房能力は機種ごとに異なるが、約 10kW から 45kW であることが分かる。セントラル方式の空調機器の平均冷房能力は、チリングユニットが約 80kW であるのに比べ、ターボ冷凍機で約 2,000kW、吸収式冷温水機で約 670kW と、大容量になっていることが分かる。

出荷空調機器の総冷房能力 17,200 MW/年

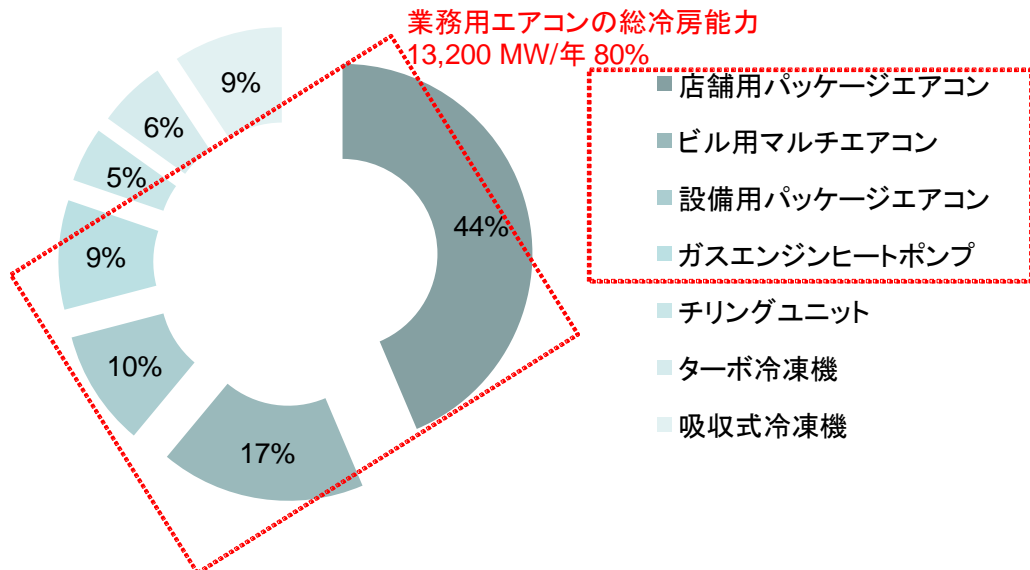


Fig. 1.13 各種空調機器の出荷台数と総冷房能力 (2005 年度国内出荷) <sup>8)</sup>

Table 1.5 各種空調機器の出荷台数と平均冷房能力 (2005 年度国内出荷) <sup>8)</sup>

		台数 (千台)	平均冷房能力 (kW/台)
個別分散方式 (業務用エアコン)	店舗用パッケージエアコン	653	11.5
	ビル用マルチエアコン	97	30.9
	設備用パッケージエアコン	58	29.3
	ガスエンジンヒートポンプ	35.9	44.6
セントラル方式	チリングユニット	9.9	81
	ターボ冷凍機	0.5	2,000
	吸収式冷凍機	2.4	667



### 1.4 業務用エアコンのエネルギー消費効率指標

省エネルギーへの取り組みが盛んになり、目標を達成するための対策の一環として、多量のエネルギーを消費する製品については、その環境基準を最も環境性能の優れたものに合わせる、トップランナー方式が、定格冷房能力 28kW 以下のパッケージエアコンにも導入されている。この方式は定格運転時、すなわちエアコンの持つ能力の 100%を出力した状態での運転時のエネルギー消費効率 (COP; Coefficient Of Performance) を対象にしており、その結果として定格時においてエネルギー消費効率が高いエアコンが開発され、製品化されている。

$$\text{COP} = (\text{業務用エアコンの冷房能力または暖房能力}) \\ \div (\text{業務用エアコンのエネルギー消費量})$$

しかし、COP は外気温度や空調負荷により変化するため、定格性能に基づく評価は、実際のエアコンの稼働状況に即した評価になっていない。今後さらに省エネルギー性を高めるためには、エアコンの運転時間の大部分を占める部分負荷運転時のエネルギー消費効率をも考慮に入れた、より実際の運転状況に近い評価方法を導入する必要がある。

部分負荷運転とは建物の空調負荷が定格能力以下のときなどに現れる、空調能力を定格能力以下に抑えた運転のことで、実際の使用状況下における運転時間の大部分はこの部分負荷運転が占めている。

そのため近年、定格運転時の性能のみではなく、エアコンが 1 年間に消費するエネルギー、すなわち、期間エネルギー消費量を用いた評価の重要性が認識されつつあり、通年エネルギー消費効率 (APF, Annual Performance Factor) に基づく性能表示方法の JIS 規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006) が 2006 年に制定された<sup>9), 10)</sup>。これは Fig. 1.14 に示すように、定格冷房能力が 28kW 以下の電気式パッケージエアコン (EHP) と定格冷房能力が 85kW 以下のガスエンジンヒートポンプ (GHP) が対象である。

さらに、2009 年 6 月には、「エアコンディショナーの性能向上に関する製造事業者等の判断の基準等」の改正が行われ、目標年度を 2015 年として、28kW までの店舗用パッケージエアコン、50.4kW までのビル用マルチエアコンと設備用パッケージエアコンに対して、APF の目標値が設定された<sup>11)</sup>。

定格冷房能力が28kW以下の電気式パッケージエアコン(EHP)  
定格冷房能力が85kW以下のガスヒートポンプ(GHP)



**通年エネルギー消費効率(APF, Annual Performance Factor)**  
に基づく性能表示方法の**JIS規格が2006年に制定**される  
(EHP: JIS B 8616:2006, GHP: JIS B 8627-1:2006)

$$\text{通年エネルギー消費効率 (APF)} = \frac{\text{通年総合空調負荷}}{\text{通年エネルギー消費量}}$$

通年総合空調負荷 = 冷房期間空調負荷 + 暖房期間空調負荷

通年エネルギー消費量 = 冷房期間エネルギー消費量 + 暖房期間エネルギー消費量

エネルギー消費量 = 電力消費量 + ガス消費量

Fig. 1.14 通年エネルギー消費効率 (APF) <sup>9), 10)</sup>

## 1.5 業務用エアコンの従来の試験方法と通年エネルギー消費効率の評価方法に関する問題点

業務用エアコンの従来の試験方法と通年エネルギー消費効率の評価方法に関する問題点について述べる。

第一の問題点は、大型の業務用エアコンの性能を正確に測定できる設備が少ないことである。(社)日本冷凍空調工業会(以下、JRAIAとする。JRAIA; The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association)はルームエアコンとパッケージエアコンの試験機関「試験センター」を神奈川県厚木市に設立し、検査・検定業務を実施している。JRAIAの試験センターには、パッケージエアコン用のルーム形空気エンタルピー測定装置<sup>12)</sup>がある。室内側および室外側試験室の温湿度条件を各々JIS規格(JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006)の条件で制御し、供試機であるパッケージエアコンを設置・運転する。この測定装置には、高精度に測定が可能な温度・湿度測定装置、風量測定装置が備えられ、パッケージエアコンの吸い込み、吹き出し空気のエンタルピーを求めることにより、冷房能力5~28kW、暖房能力5~30kWまでのパッケージエアコンの冷房および暖房能力を高精度に測定することができる。この測定装置は、パッ

## 第1章 緒論

---

パッケージエアコンの性能試験装置の検定を行う上で、原器と位置付けられている。

しかし、冷房能力 28kW、暖房能力 30kW を超える業務用エアコンの性能測定は不可能である。また、ガスエンジンヒートポンプの性能測定には対応していない。Table 1.5 に示したように、出荷された空調機の平均冷房能力は、店舗用パッケージエアコンでは、11.5kW であるが、ビル用マルチエアコンでは 30.9kW、設備用パッケージエアコンでは 29.3kW、ガスエンジンヒートポンプでは 44.6kW となり、店舗用パッケージエアコン以外は全て、28kW を超えている。

このため、著者は冷房能力 56kW までの業務用エアコンの性能測定とガスエンジンヒートポンプの性能測定を可能にするように、2000 年より JRAIA への提言を行ってきた。2008 年に冷房能力 56kW までの業務用エアコンの性能測定とガスエンジンヒートポンプの性能測定が可能な試験装置の建設計画が JRAIA の総会で承認され、2009 年度末の完成を目指して工事が進められている。

また、JRAIA に加入している大手の空調機器メーカーにおいて、冷房能力 28kW までの業務用エアコンの高精度の性能試験装置が各事業所に 1 台以上設置され、JRAIA の試験センターの原器と相互較正を行っている。しかし、冷房能力が 28kW を超える、56kW までの業務用エアコンの高精度の性能測定が可能な試験装置が設置され始めたのは、つい 5 年程前のことである。

ガスエンジンヒートポンプについては、現状では試験設備の検定制度そのものがなく、2010 年度に検定制度を制定すべく、準備が行われている。

したがって、第一の問題点は、28kW を超える、56kW までの、ガスエンジンヒートポンプを含む業務用エアコンの高精度の性能測定が十分に行われていないことであると言い換えることができる。

第二の問題点は、JIS 規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006) における APF の算定手法では、性能試験の条件が少なく、外気温度と空調負荷に対する COP の変化予測が実際の稼働状況を再現していない可能性があることである。Table 1.6 に JIS 規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006) における性能試験の条件を示す。冷房の場合は、室外側試験室の乾球温度 35℃で定格能力と中間能力を測定している。中間能力試験とは、定格の半分の能力を発揮する圧縮機の回転数で行う試験である。暖房の場合は、室外側試験室の乾球温度 7℃で定格能力と中間能力を測定し、室外側試験室の乾球温度 2℃で低温能力を測定している。

Table 1.6 に示す性能試験の条件で得られた試験結果から、外気温度や負荷率の変化する冷房時の COP を計算するための JIS 規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006) で定められた方法を Fig. 1.15 に示す。また、Fig. 1.16 に JIS 規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006) で採用されている標準気象データ

## 第1章 緒論

---

(外気温度の出現時間) と室内空調負荷 (事務所, 名古屋) を示す。

Fig. 1.15 の横軸は外気温度 ( $t_j$ ) であり, 縦軸は, 下方の四角枠内では, 冷房能力 ( $F_c$ ) であり, 上方の四角枠内では, 冷房時のCOP ( $C_c$ ) である。

冷房の場合には, 性能試験を外気温度  $35^\circ\text{C}$  で行い, 定格能力  $F_{cr}(35)$  と中間能力  $F_{cm}(35)$  を求め, 下方の四角枠内にプロットする. 定格能力  $F_{cr}(t_j)$  と中間能力  $F_{cm}(t_j)$  は, 外気温度  $t_j$  の低下によって増大する. この変化は, 予め設定された計算式によって行う。

下方の四角枠内には, 建物負荷  $BL(t_j)$  も示されている. 事務所の場合には, 建物負荷  $BL$  は外気温度  $t_j$  に対して直線的に変化するものとし, 外気温度  $17^\circ\text{C}$  で 0 とし, 外気温度  $35^\circ\text{C}$  で定格能力  $F_{cr}(35)$  に一致させている. すなわち, 建物負荷  $BL$  は次式で表現される。

$$BL(t_j) = F_{cr}(35) * (t_j - 17) / 18$$

中間能力  $F_{cm}(t_j)$  の直線と建物負荷  $BL(t_j)$  の直線の交点, すなわち,  $F_{cm}(t_j) = BL(t_j)$  となる外気温度  $t_j = t_c$  を求める。

COPの外気温度  $t_j$  に対する変化を求めるためには, 外気温度  $35^\circ\text{C}$  における定格冷房COPの  $C_{cr}(35)$  と外気温度  $t_c$  における冷房COPの  $C_{cm}(t_c)$  を上方の四角枠内にプロットし, 直線で結ぶ. 外気温度  $35^\circ\text{C}$  から  $t_c^\circ\text{C}$  までにおける冷房COPはこの直線上で変化するものとする. 外気温度  $t_c^\circ\text{C}$  以下での冷房COPは, 低負荷時にエアコンの運転が断続的になり, 冷房COPが低下することを想定し,  $C_{cr}(35)$  と  $C_{cm}(t_c)$  を結んだ直線の傾きを  $3/4$  に減じた延長線上で変化するものとする。

したがって, 第二の問題点を冷房運転の場合に具体的に表現すれば, 外気温度  $t_c$  における冷房COPが実測ではなく, 計算によって求められていること, および, 外気温度  $t_c$  以下の冷房COPの予測が外気温度  $35^\circ\text{C}$  の実測値と外気温度  $t_c$  における予測値から, さらに, 外挿によって推定されており, 予測値が実態に合うかどうかは検証されていないことである. 暖房運転の場合のCOPの予測方法については, 説明を省略するが, 冷房運転と同様の問題がある。

第三の問題点は, JIS規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1: 2006) における性能試験は, エアコンの圧縮機の回転数を固定し, 室内温度は試験装置が制御して行っていることである. 実際のエアコンの運転では, エアコン自体が温度制御を行い, 圧縮機やファンの回転数や冷媒の流量制御を行っている. エアコンの圧縮機の回転数を固定する試験方法では, エアコンの制御性を検証していないことになる. したがって, エアコンの実際のCOP, 特に, 冷房負荷あるいは暖房負荷が小さくなって, エアコンの冷房能力あるいは暖房能力を絞っていく場合のCOPが予測できていない可能性がある。

---

## 第1章 緒論

第四の問題点は、建物が店舗の場合に JIS 規格 (JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006) の空調負荷モデルが実測に基づいていないことである。JIS には、事務所、戸建て店舗、テナント店舗の三種類の負荷が規定されている。事務所の場合には、セントラル空調方式を採用した建物で空調負荷に関する多数のデータがとられている。セントラル空調方式の場合には、冷温水を用いるので、水の温度差と流量を測定しやすく、負荷の測定は比較的容易である。しかし、個別分散空調方式の大型店舗の場合には、測定事例が見当たらない。このような大型店舗は多店舗展開が行われ、社会的にも重要度を増している。

Table 1.6 JISにおける性能試験の条件<sup>9)</sup>

冷房能力試験				
	室外側試験室		室内側試験室	
	乾球温度	湿球温度	乾球温度	湿球温度
定格能力試験	35 °C	—	27 °C	19 °C
中間能力試験	35 °C	—	27 °C	19 °C
暖房能力試験				
	室外側試験室		室内側試験室	
	乾球温度	湿球温度	乾球温度	湿球温度
定格能力試験	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C max
中間能力試験	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C max
低温能力試験	2 °C	1 °C	20 °C	15 °C max

中間能力試験: 定格能力の1/2の能力を発揮する圧縮機回転数で運転する試験  
 圧縮機の回転数を固定して試験を実施(エアコン自体に室内温度を制御させない)

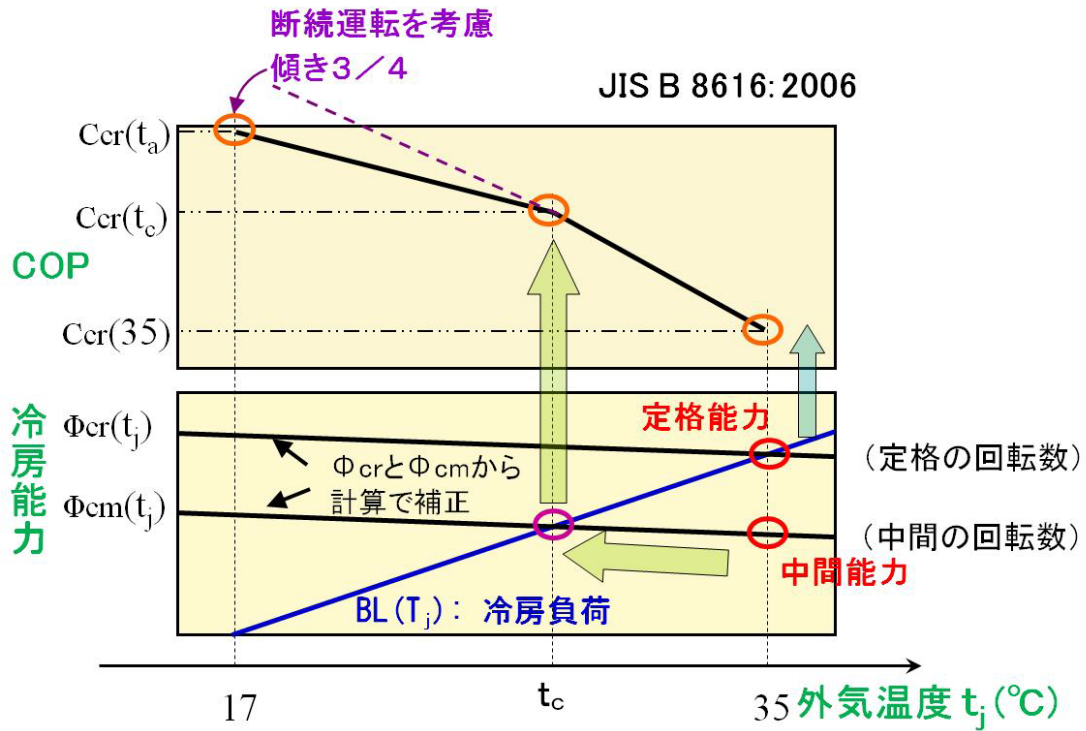
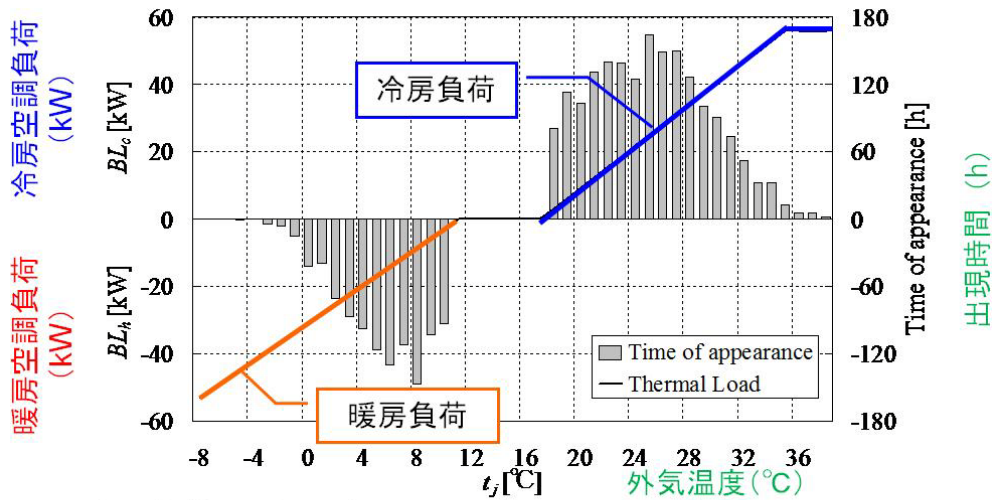


Fig. 1.15 JISにおけるCOPの計算方法<sup>9)</sup>



空調負荷: 外気温度に対して線形的に与える

**冷房運転** 外気温度が17°C→定格冷房能力の0%  
35°C→100% (56kW)

期間 4月26日～10月26日

**暖房運転** 外気温度が11°C→0%  
0°C→定格冷房能力の55% (31kW)

期間 11月29日～3月26日

Fig. 1.16 標準気象データと室内空調負荷 (事務所, 名古屋)<sup>9)</sup>

### 1.6 業務用エアコンのエネルギー消費効率評価に関する従来の研究

業務用エアコンのエネルギー消費効率評価に関する研究が盛んになってきたのは、主に2005年以降である。2004年以前には、セントラル方式の空調はゼネコン、サブコン、大学などの建築設備系技術研究者の専門分野であるが、業務用エアコンは空調機器メーカーの分野とされ、また、空調機器メーカーの機械系冷凍空調技術研究者も、(社)日本冷凍空調学会などにおいて製品紹介的な発表は多く行ってきたものの、業務用エアコンの性能測定データを開示するような発表は行ってこなかった。しかし、現実にはFig. 1.12に示したように、近年では、小規模から中規模の建物を中心に、セントラル方式の空調よりも、比較的 low コストで、エネルギー効率も高く、テナントへの課金も容易に計算できる業務用エアコンが採用されることが多くなり、建築設備系技術研究者も業務用エアコンの性能評価に関心を払うようになってきた。

2004年に永松・筆者他<sup>13)</sup>がビル用マルチエアコンについて、外気温度変化・部分負荷性能特性に関するデータを、渡辺他<sup>14)</sup>がパッケージエアコンの部分負荷性能特性に関する実測データを学会に発表したことをきっかけに、業務用エアコンの性能特性に関する関心が高まってきた。その後の2005年より、(社)空気調和・衛生工学会大会において、建築設備系技術研究者により、業務用エアコンのカタログや(社)日本冷凍空調工業会の規格を元にした、業務用エアコンの性能に関する研究発表が行われた<sup>15), 16)</sup>。さらに、建物に設置された空調機器が設備計画時に予定した性能を発揮しているのかを調査・評価し、必要に応じ改善するという、いわゆる、コミッショニングプロセス(性能検証過程)の重要性が認識されるようになってきた時期とも重なり、業務用エアコンの空調能力やエネルギー消費効率を、試験室でなく、実際に設置された建物で測定する試みがなされてきた<sup>17)~37)</sup>。

建物に設置された状態で業務用エアコンのエネルギー消費効率を測定する方法として、室内機の吸い込み空気温度・湿度、吹き出し空気温度・湿度、吹き出し空気の流速を測定して、室内機前後の空気のエンタルピー差から空調能力を求め、電力やガスなどのエネルギー消費量も測定して、エネルギー消費効率を評価する、簡易空気エンタルピー法への取り組みがなされている<sup>17)~22)</sup>。しかし、室内機の吹き出しまたは吸い込み空気の流速ベクトルの分布は複雑でバラツキが大きいため、多点測定を行う必要があるが、多点同時の空気流速ベクトルの測定が困難であり、空気の流量を正確に測定できない。また、現場計測のため、温度・湿度の計測も高精度の測定を行いつらく、空調能力を正確に把握することは困難である。

## 第1章 緒論

---

さらに、室内に立ち入ることが難しい場合でも空調能力とエネルギー消費効率を評価できるようにするため、室外機の吸い込み空気温度・湿度、吹き出し空気温度・湿度、吹き出し空気の流速を測定して、室外機前後の空気のエンタルピー差から、外気への排熱量または外気からの吸熱量を求め、電力やガスなどのエネルギー消費量を測定し、エネルギー保存則から空調能力を算出する方法が検討されてきた<sup>23)~32)</sup>。この方法においても、前述の室内機側の計測と同様に、室外機の吹き出しまたは吸い込み空気の流速ベクトルの分布は複雑でバラツキが大きいため、多点測定を行う必要があるが、多点同時の空気流速ベクトルの測定が困難であり、室外の風の影響を受ける場合もあり、空気の流量を正確に測定できない。また、現場計測のため、温度・湿度の計測も高精度の測定を行いつらく、空調能力を正確に把握することは困難である。

また、室内機、室外機における空気のエンタルピー測定ではなく、圧縮機の回転数と冷媒の高圧側圧力と低圧側圧力を測定し、圧縮機の回転数、凝縮圧力、蒸発圧力に対する冷媒流量の特性（コンプレッサカーブ）から、冷媒流量を求めて、室内機前後の冷媒のエンタルピー差から空調能力を求める、コンプレッサカーブ法を用いて空調能力を測定する方法も検討されてきた<sup>33)~37)</sup>。圧縮機吸い込み冷媒の過熱度は一定と仮定している。ここで、過熱度とは、蒸発温度からの温度増分である。コンプレッサカーブ法では、冷媒側の熱量を算出することはできるが、冷媒から周辺に逃げる熱損失が考慮されないため、その分の誤差を生ずる。さらに、圧縮機の特性が既知である場合にしか対応しておらず、汎用性の点で問題がある。

このため、冷媒流量を超音波流量計で測定し、冷媒の高圧側圧力と低圧側圧力を測定することにより、室内機前後の冷媒のエンタルピー差から空調能力を求める、冷媒エンタルピー法<sup>20), 38)</sup>も採用されている。しかし、冷媒エンタルピー法では、冷媒流量の測定を冷媒配管の外側に取り付けた超音波流量計で行うため、流量測定時には、冷媒が全て液体になっていなければならない、少しでも気泡が混じると測定できなくなるため、全ての条件について安定した計測を行うことが困難である。



### 1.7 本研究の目的と概要

1.1 節で述べたように、地球温暖化の主な原因は、人類のエネルギー消費に伴うCO<sub>2</sub>排出であり、CO<sub>2</sub>排出量は今後とも増加すると予想される。世界のCO<sub>2</sub>排出量の削減ポテンシャルは住宅や商業ビルなどの建築部門で最も大きい。1.2 節で述べたように、日本国内のエネルギー消費の増加率が最も大きい民生部門のうち、業務部門はその約 60%を占めている。業務部門のうち、空調用途のエネルギー消費は、約 30%から約 50%もの大きな割合を占めている。さらに、1.3 節で述べたように、業務用エアコンは、年間に出荷される空調機器の総冷房能力の約 80%もの大きな割合を占める。

以上のような背景に基づき、本研究は、以下の目的で実施する。

- ①業務用エアコンのエネルギー消費量の評価手法を検証し、改良した評価手法を提案する。
- ②大型店舗における空調負荷特性と業務用エアコンの運転特性を明らかにし、既存空調設備の運用変更による空調の省エネルギー化手法を考案する。

業務用エアコンの年間のエネルギー消費量は、1.4 節の Fig. 1.14 で示したように、通年エネルギー消費効率 (APF) の定義式から、以下の通り、計算できる。

$$\begin{aligned} (\text{通年エネルギー消費量}) &= (\text{通年総合空調負荷}) \\ &\quad \div (\text{通年エネルギー消費効率; APF}) \end{aligned}$$

したがって、通年エネルギー消費を正確に求めるために、右辺の分母の通年エネルギー消費効率を正確に求め、同時に、分子の通年総合空調負荷を正確に求める必要がある。

## 第1章 緒論

---

1.5 節で述べたように、JIS 規格（JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006）による業務用エアコンの試験方法と通年エネルギー消費効率の評価方法に関する問題点は以下の四つである。

- ①大型の業務用エアコンの性能を正確に測定できる設備が少なく、特に、28kW を超える、56kW までの、ガスエンジンヒートポンプを含む業務用エアコンの高精度の性能測定、特に、部分負荷時の COP 測定が十分に行われていない。
- ②JIS 規格（JIS B 8616: 2006, JIS B 8627-1:2006）の手法では、性能試験の条件が少なく、外気温度と空調負荷に対する COP の変化予測が実際の稼働状況を再現していない可能性がある。
- ③業務用エアコンの圧縮機の回転数を固定し、室内温度は試験装置が制御して試験を行っており、エアコンの実際の COP、特に、空調負荷が小さくなって、エアコンの空調能力を絞っていく場合の COP が適切に予測できていない可能性がある。
- ④建物が店舗の場合に空調負荷が実測に基づいておらず、特に、個別分散空調方式が採用され、多店舗展開が行われている大型店舗の場合には、測定事例が見当たらない。

1.6 節で述べたように、業務用エアコンのエネルギー消費効率に関する従来の研究は、業務用エアコンの空調能力やエネルギー消費効率を、試験室でなく、実際に設置された建物で測定しようとするもので、室内機や室外機の吸い込みと吹き出しの空気エンタルピー差から空調能力を求める方法と冷媒の高圧側と低圧側のエンタルピー差から空調能力を求める方法がある。いずれの方法もそれぞれ測定の精度や安定性などに問題を抱かえている。

## 第1章 緒論

---

1.5節および1.6節で述べた、これらの問題を解決するため、本研究では、業務用エアコンの試験設備として、中部電力（株）技術開発本部エネルギー応用研究所に設置された全天候環境実験装置を用いた。全天候環境実験装置は、筆者らが開発したものであり、冷房能力が4kWから56kWまでの業務用エアコンについて、天井カセット型室内機を4台まで取り付けることができ、様々な温度・湿度環境下での性能試験を行うことができる設備である。全天候環境実験装置は、JRAIAの試験センターと相互較正を行っており、JRAIAの検定部により、準原器としての認定を受けている。

本研究では、業務用エアコンとして、メーカーおよび圧縮機駆動方式の異なる複数の業務用エアコン（定格冷房能力56kW、定格暖房能力63kWの電気式のビル用マルチエアコン（EHP）およびガス式のガスエンジンヒートポンプ（GHP））を対象とし、全天候環境実験装置の中で、外気温度と空調負荷を広範に変化させた条件下で、業務用エアコン自体に室内温度を制御させ、能力、エネルギー消費量、運転状況（圧力、温度、圧縮機回転数など）を測定し、部分負荷運転時におけるCOPの変化を網羅的に実測した。これらの試験結果を用いて、業務用エアコンの性能特性を求めるとともに、様々な条件下で現行の通年エネルギー消費効率（APF）の算定基準であるJIS B 8616：2006（EHP）およびJIS B 8627-1：2006（GHP）の妥当性について検討した。さらに、部分負荷性能試験の結果を取り入れたより精度の高い評価手法の提案と検証を行った。

本研究では、さらに、部分負荷性能試験の結果を利用した建物内空調負荷の実測方法を確立し、衣料品販売を中心とした二つの大型店舗と食料品販売を中心とした一つの大型店舗において1年間にわたり空調負荷を実測した。その結果に基づき、JISにおける空調負荷モデルの妥当性について検討するとともに、大型店舗における業務用エアコンの運転特性についても解析を行った。さらに、実測した空調負荷と業務用エアコンの部分負荷特性に基づき、既存空調設備の運用変更による空調の省エネルギー化手法を考案した。

## 第1章 緒論

---

以下に本論文の構成を示す。

第2章では、業務用エアコンの部分負荷性能試験を実施するため、自ら開発した試験設備の詳細と、空調能力の計測方法について説明した。

第3章では、電気式の業務用エアコン（EHP）の部分負荷性能試験結果を示し、外気温度と空調負荷に対する COP の変化を明らかにするとともに、JIS B 8616:2006 により予測される COP と期間電力消費量の精度について評価した。建物用途は事務所、地域は名古屋市を想定した。

第4章では、ガス式業務用エアコン（GHP）の部分負荷性能試験結果を示し、第3章で示した EHP における部分負荷特性と比較するとともに、JIS B 8627-1:2006 により予測される COP と期間エネルギー消費量の精度について評価した。

第5章では、前章までの結果に基づき JIS における性能試験条件および方法の問題点を明らかにするとともに、期間エネルギー消費量評価方法の改良案を提示し、その有効性について検討した。

第6章では、第3章と第4章に示した EHP と GHP の部分負荷性能試験の結果に基づき、両者の省エネルギー性と環境性について評価した。建物用途は事務所とし、空調負荷として JIS および CASCADE III といった出典の異なる2種類のモデルを用いた。

第7章では、第3章と第4章で採用した建物用途（事務所）と地域（名古屋市）に加えて、建物用途を戸建て店舗あるいはテナント店舗とした場合、また地域を仙台市（寒冷地）あるいは福岡市（温暖地）とした場合についても JIS による COP と期間エネルギー消費量の予測精度を評価した。さらに、外気温度の年間出現時間数を近年の気象データに基づく値に変更した場合の影響についても検討を加えた。

第8章では、衣料品販売を中心とした大型店舗において1年間にわたり空調負荷を実測した結果を示し、JIS における空調負荷モデルの妥当性を検討するとともに、エアコンの運転特性を解析し省エネルギー化への指針を得た。

第9章では、第8章の結果と第3章、第4章に示したビル用マルチエアコンの部分負荷特性に基づき、導入空調設備容量の最適化および稼働エアコン台数の最適化による空調の省エネルギー化手法について検討した。

第10章では、食料品販売を中心とした大型店舗において実測した空調負荷の結果を示し、第8章で示した衣料品販売を中心とした大型店舗での結果と比較・検討することにより、店舗の業務形態が空調負荷に及ぼす影響について明らかにした。

## 第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

### 2.1 業務用エアコンの試験設備

本研究でエアコンの性能試験を行った全天候環境実験装置の平面配置を Fig. 2.1 に示し，全天候環境実験装置の内部の写真を Fig. 2.2 に示す．試験室は室内を模擬した室内側試験室と室外を模擬した室外側試験室に分かれている．Table 2.1 に全天候環境実験装置の仕様を示す．

室外側試験室には，Fig. 2.3 に示すように，室外機を設置し，試験室内の温湿度は空気調和機により制御している．室外側試験室の環境制御用に設置されている各機器についてTable 2.1 に従って説明する．室外側試験室は加熱用に容量が 65kW の電気ヒーター2 基，冷却用に能力が 80kW のスクリーン冷凍機が 2 基設置されており，それぞれを使用して任意の空気温度に制御している．湿度は，除湿用に再生風量が 20m<sup>3</sup>/min の吸着再生式除湿機，加湿用に加湿能力が 15.6kg/h の電気ヒーター式蒸気発生器を 6 基用いて制御している．

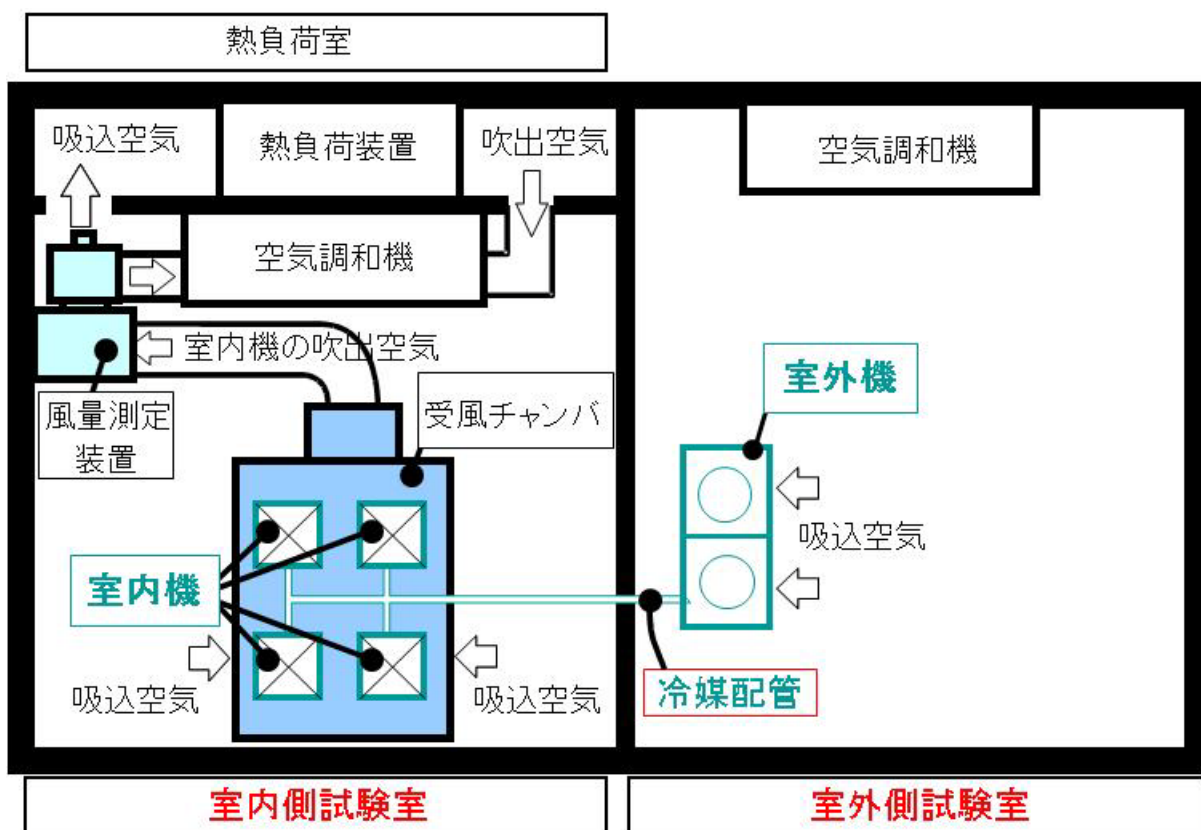


Fig. 2.1 全天候環境実験装置の平面配置



Fig. 2.2 全天候環境実験装置の内部

第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

Table 2.1 全天候環境実験装置の仕様

装置名称		方式等	諸元	使用可能範囲
室外側 試験室	空気調和 機	加熱：電気ヒーター	ヒーター容量 65kW×2基	-20~+60°C
		冷却：スクリュウ冷凍機	冷却能力 80kW×2基	
		除湿：吸着再生式	再生風量 20m <sup>3</sup> /min	30~90%RH
		加湿：電気ヒーター式 蒸気発生器	加湿能力 15.6kg/h×6基	
室内側 試験室	空気調和 機	加熱：電気ヒーター	ヒーター容量 65kW×1基	冷房能力 8.0~ 56.0kW 暖房能力 10.0~ 67.0kW
		冷却：冷凍機	冷却能力 30kW×3基	
		加湿：電気ヒーター式 蒸気発生器	加湿ヒーター容 量 60kW	
	熱負荷装 置	加熱：電気ヒーター	ヒーター容量 50kW×2基	
		冷却：冷凍機	冷却能力 40kW×2基	
	風量測定 装置		φ100 JIS 長円 ノズル×1 φ150 JIS 長円 ノズル×4	



Fig. 2.3 室外側試験室におかれた室外機



## 第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

Fig. 2.4 に室内側試験室における空調能力の測定方法を示す。Fig. 2.5 に室内機受風チャンバーの外観を示し、Fig. 2.6 に室内機受風チャンバーにおける温湿度測定方法を示す。室内側試験室では、4台の天井カセット型室内機を受風チャンバーに設置し、室内機は室内側試験室内の空気を吸い込み、受風チャンバーに空気を吹き出す。その際、吸い込み空気と吹き出し空気の乾球温度と湿球温度をそれぞれ計測し、空調能力を空気エンタルピー法により測定する。乾球温度と湿球温度の計測には、Fig. 2.6 に示す温湿度ボックス内の4線式の高精度の白金抵抗体が用いられる。なお、受風チャンバーはスタイロフォーム等で断熱されており、熱の漏洩を小さくする工夫がなされている。吹き出された空気は次に風量測定装置に送られ、ノズルの前後差圧を測定することにより、風量（空気の体積流量）を測定する。ノズルはJIS長円のもので、直径100mmのものが1つ、直径150mmのものが4つ設置されており、適宜開閉することにより風量に最適な個数を用いて計測を行う。風量の計測を終えた空気は送風機により熱負荷装置に送られ、冷房運転時の性能試験を行う際は加熱器により冷房負荷を、暖房運転時は冷却器により暖房負荷を与える。なお、吸引ファンは受風チャンバーと室内側試験室内の空気の圧力が等しくなるように制御されている。熱負荷装置により空調負荷を与えられた空気は送風機により再び室内側試験室内に送られる。

室内側試験室には空気の温湿度を調整する装置が2種類あり、ひとつは空気調和機、もう一方は熱負荷装置である。Table 2.1 に示すように、空気調和機は、加熱用に容量が65kWのヒーターが1基、冷却用に能力が30kWの冷凍機が3基、熱負荷装置と共用の容量60kWの電気ヒーター式蒸気発生器から構成される装置で、室内側試験室の空気温度を一定に保つJIS準拠試験などを行う際に使用する。熱負荷装置は、加熱用に容量が50kWのヒーター2基、冷却用に能力が40kWの冷凍機2基と蒸気発生器で構成されており、部分負荷試験のように一定の熱負荷を与えながらエアコン自体に室内側の乾球温度を制御させる試験の際に使用する。

精度保証として、全天候環境実験装置は、2005年より（社）日本冷凍空調工業会（以下、JRAIAとする。JRAIA; The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association）の冷暖房能力試験設備相互較正準認定証を取得している。この準認定には、まず、全天候環境実験棟で能力の異なる2台のエアコン（冷房能力14kW, 22.4kW）について、冷房標準、暖房標準、暖房低温の3種類の計測を行い、次に、この2台のエアコンをJRAIAの試験センターに持ち込み、同じ計測を実施し、全天候環境実験棟の計測結果（各試験における冷房・暖房能力と消費電力）と試験センターの計測結果の誤差が全て±3%であり、JRAIAの検定部の審査に合格するとが要求される<sup>39)</sup>。有効期間は2年間である。性能試験の詳細は、JRAIAの試験センターが制定している性能試験方法の細則<sup>40), 41)</sup>に基づいている。

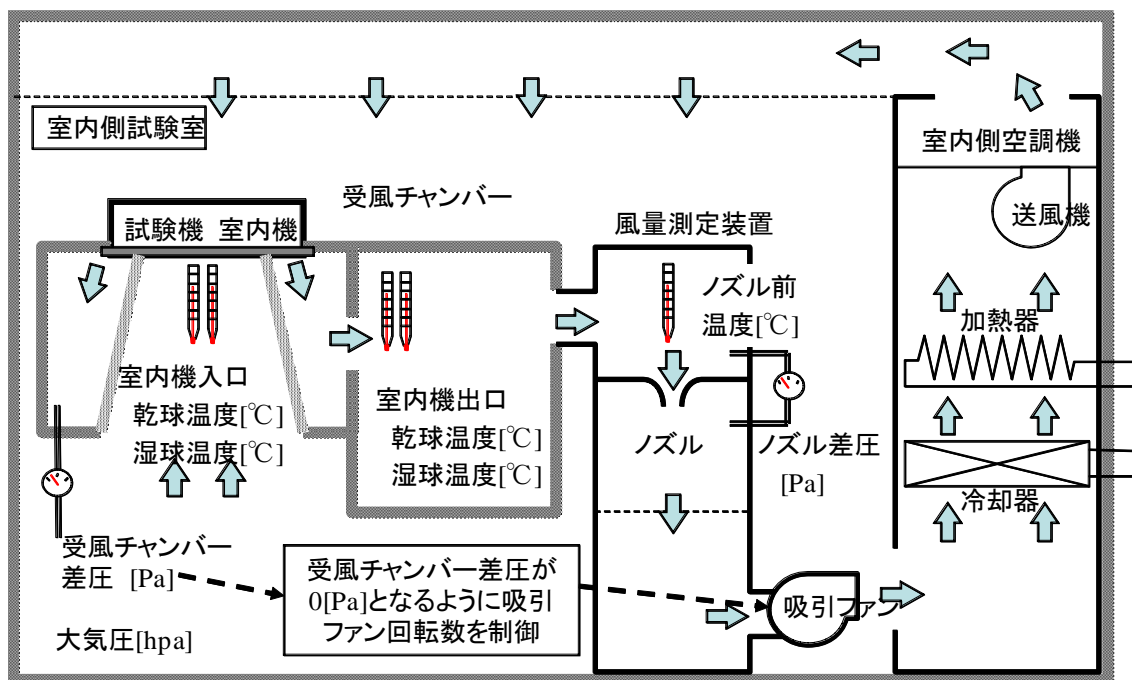


Fig. 2.4 室内側試験室における空調能力の測定方法



Fig. 2.5 室内機受風チャンバーの外観

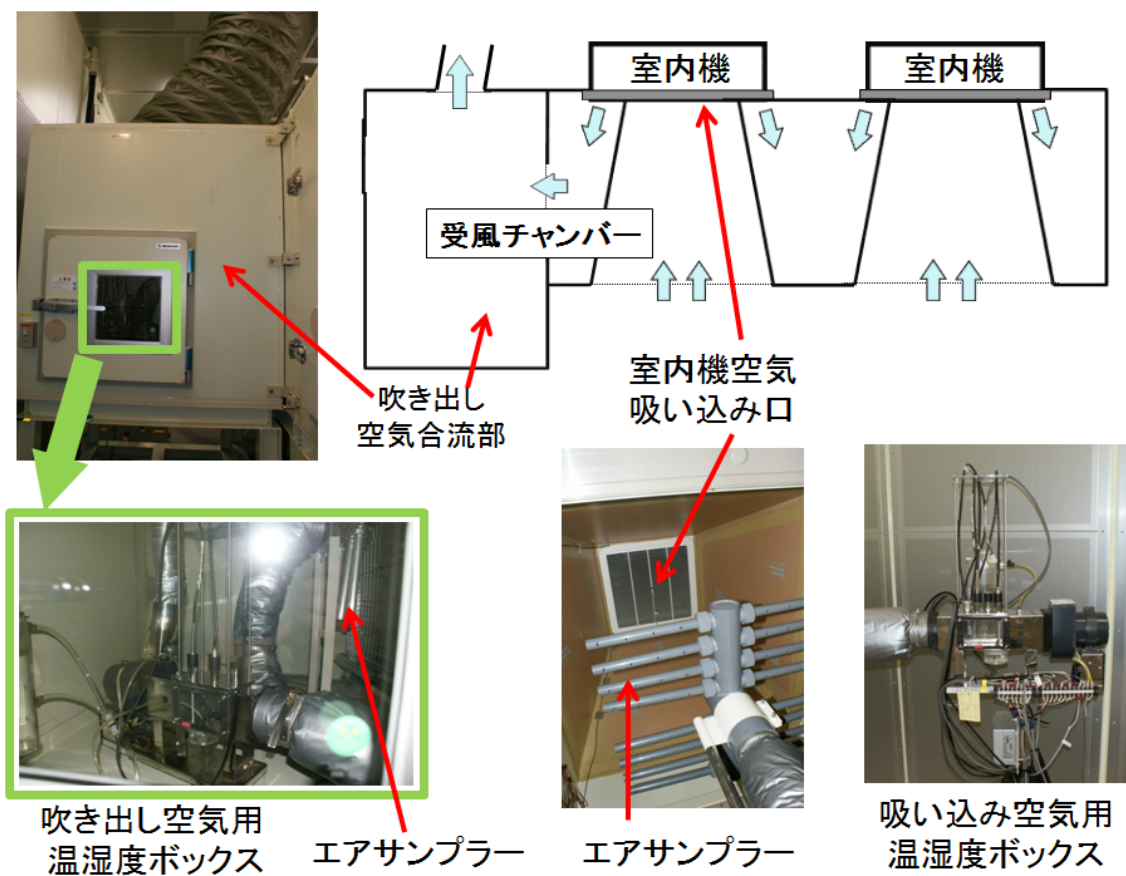


Fig. 2.6 室内機受風チャンバーにおける温湿度測定方法

## 2.2 空調能力の算出方法

能力の算出は、室内機の吸い込み空気と吹きだし空気の比エンタルピーの差に風量に乗じて計測を行う、空気エンタルピー法を用いた。空気の持つ比エンタルピー  $Ha$  [kJ/kg] は温度  $t$  [°C] と絶対湿度  $X_w$  [kg/kg] を用いて次式で近似して求める。

$$Ha = 1.005t + (2501 + 1.846t)X_w \quad (2-1)$$

絶対湿度  $X_w$  を求めるためにまず、次のGoff-Gratch<sup>42)</sup>の式を用いて飽和水蒸気圧  $P_{ws}$  を求めた。

$$P_{ws} = 10^{P_x} \quad (2-2)$$

$$P_x = Z1(C-1) + Z2 \log(C) + Z3 \left[ 10^{\left\{ Z4 \left( 1 - \frac{1}{C} \right) \right\}} - 1 \right] + Z5 \left[ 10^{\left\{ Z6(C-1) \right\}} - 1 \right] + \log(P1) \quad (2-3)$$

$$C = \frac{100 + X_t}{t + X_t} \quad (2-4)$$

$t$  : 計測ポイントの水の温度 [°C]

$X_t$  : 273.15 [K]

$P1$  : 100°Cにおける飽和水蒸気圧 (=101325 [Pa])

$Z1$  : -7.90289 [-]

$Z2$  : 5.02808 [-]

$Z3$  :  $-1.3816 \times 10^{-7}$  [-]

$Z4$  :  $1.1344 \times 10^1$  [-]

$Z5$  :  $8.1328 \times 10^{-3}$  [-]

$Z6$  : -3.49149 [-]

求めた飽和水蒸気圧  $P_{ws}$  を用いて次式で飽和絶対湿度  $X_s$  [kg/kg] を求めた。

$$X_s = \frac{0.6220 \times P_{ws}}{p - P_{ws}} \quad (2-5)$$

$p$  : 計測ポイントの大気圧 [Pa]

## 第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

飽和絶対湿度  $X_s$  から湿球温度基準の絶対湿度  $X_w$  [kg/kg] を次式で求めた。

$$X_w = \frac{(2501 - 2.340WB)X_s - 1.005(DB - WB)}{1.846 \times DB + 2501 - 4.186 \times WB} \quad (2-6)$$

$DB$  : 計測ポイントの乾球温度 [°C]

$WB$  : 計測ポイントの湿球温度 [°C]

風量は、室内側試験室の風量測定装置で得られた各値を元に以下の式を用いて求めた。まず、ノズル通過風速  $V_{x0}$  [m/s] は、次式を用いて  $\Delta V$  の値が 0.001 以上ならば iii から vi までの計算を繰り返し、0.001 未満になった際の  $V_{x1}$  をノズル通過速度  $V_x$  として採用する。

$$i \quad V_{dn} = \frac{4.186 \times 10^{-4} \times (273.15 + t)^{2.5}}{p(383.55 + t)} \quad (2-7)$$

$$ii \quad V_{x0} = \sqrt{2Pn} \quad (2-8)$$

$$iii \quad Re = \frac{V_{x0} \times d}{V_{dn}} \quad (2-9)$$

$$iv \quad Cd = 0.9986 - \frac{7.006}{\sqrt{Re}} + \frac{134.6}{Re} \quad (2-10)$$

$$v \quad V_{x1} = Cd \sqrt{2V \times Pn} \quad (2-11)$$

$$vi \quad \Delta V = \left| \frac{V_{x1} - V_{x0}}{V_{x1}} \right| \quad (2-12)$$

$p$  : 計測ポイントの大気圧 [Pa]

$t$  : 計測ポイントの温度 [°C]

$V$  : 計測ポイントの比体積 [m<sup>3</sup>/kg]

$Pn$  : 計測ポイントのノズル差圧 [Pa]

$d$  : ノズルの直径 [m]

$V_{dn}$  : ノズル部の動粘度 [m<sup>2</sup>/s]

$V_{x0}$  : 仮のノズル通過風速 [m/s]

$Re$  : レイノルズ数 [-]

$Cd$  : ノズル流量係数 [-]

$V_{x1}$  : 計算途中のノズル通過速度 [m/s]

## 第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

---

続いて体積風量  $G_a$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] を次式で求める。

$$G_a = a + A_v(b + c \times A_v) \quad (2-13)$$

$$A_v = Y_a \times V_x \frac{\pi D_n^2}{4} \quad (2-14)$$

$D_n$  : 開いているノズルの直径 [ $\text{m}$ ]

$Y_a$  : ノズル膨張係数 [-]

$A_v$  : 校正前体積風量 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$a, b, c$  : 体積風量の校正係数 [-]

最後に質量風量  $M_a$  [ $\text{kg}/\text{s}$ ] に次式で換算する。

$$M_a = \frac{G_a}{V_{an}} \quad (2-15)$$

$V_{an}$  : ノズル前比体積 [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]

以上の式から得られた各値から、能力を次式から計算した。ここで、冷房運転時は水の凝縮が伴うため、能力は水の凝縮潜熱分の潜熱能力と吸い込み空気と吹き出し空気の乾球温度差分の顕熱能力とに分けることができ、それらを合わせて全冷房能力とする。なお、暖房運転では水の相変化を伴わないため、暖房能力はすべてが顕熱能力である。

全冷房能力  $Q_{cr}$  [ $\text{W}$ ] は次式で求められる。冷房能力変化率 ( $R_{p\ell}$ ) は、冷媒配管の実際の長さにおける能力を基準の冷媒配管長 7.5m における能力に換算する際に用いる。

$$Q_{cr} = (D_{ha} \times M_a \times 1000 + Q_{h\ell}) \frac{100}{R_{p\ell}} \quad (2-16)$$

$D_{ha}$  : 出入口空気エンタルピー差 [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]

$M_a$  : 供試機器質量風量 [ $\text{kg}/\text{s}$ ]

$Q_{h\ell}$  : 冷房漏洩熱量 [ $\text{W}$ ]

$R_{p\ell}$  : 冷房能力変化率 [%]

## 第2章 業務用エアコンの試験設備と空調能力の算出方法

---

暖房能力  $Q_{hr}$  [W] は次式で求められる。暖房能力変化率 ( $R_{p\ell}$ ) は、冷媒配管の実際の長さにおける能力を基準の冷媒配管長 7.5m における能力に換算する際に用いる。

$$Q_{hr} = (Dtd \times Cpa \times Ma \times 1000 + Q_{h\ell}) \frac{100}{R_{p\ell}} \quad (2-17)$$

$Dtd$  : 乾球温度差 [°C]

$Cpa$  : 空気の定圧比熱 [W]

$Ma$  : 供試機器質量風量 [kg/s]

$Q_{h\ell}$  : 暖房漏洩熱量 [W]

$R_{p\ell}$  : 暖房能力変化率 [%]





## 第 3 章 EHP における期間エネルギー消費<sup>43), 44)</sup>

第 1 章で述べたように、一般にエアコンの部分負荷性能は室内外の気温や室内空調熱負荷等により複雑に変化するため、その高精度な予測は非常に難しい<sup>13)</sup>。特に、定格冷房能力が 28 kW を超える大型の業務用エアコンは上記の JIS B 8616: 2006 の適用範囲外であり、その部分負荷時における性能特性やエネルギー消費効率については十分に明らかにされているとは言い難い。また、JIS B 8616: 2006 に規定された期間エネルギー消費量の算出方法を、定格冷房能力が 28 kW 以上の機器へ適用した場合の妥当性についても検討されていない。

そこで本研究では、定格冷房能力が 56 kW、定格暖房能力が 63 kW の電気式ビル用マルチエアコンについて、室内の空調熱負荷と室外の温度・湿度とを独立かつ任意に設定できる試験設備を用いた部分負荷性能試験を実施し、部分負荷時のエアコンの性能特性について明らかにした。また、実験で得られた部分負荷性能に基づき、JIS B 8616: 2006 を、より大型のビル用マルチエアコンに適用した場合に算出されるエネルギー消費効率 (COP, Coefficient Of Performance) や期間消費電力量の妥当性について検討した。

### 記号

$BL$ : 室内空調負荷	[kW]
$C$ : エネルギー消費効率 (COP)	[-]
$\Delta P$ : 期間消費電力量の予測誤差	[kWh]
$P$ : 期間消費電力量	[kWh]
$R$ : 圧縮機回転数	[Hz]
$T(t_j)$ : 外気温度 $t_j$ の出現時間数	[h]
$t_j$ : 室外側空気乾球温度 (外気温度)	[°C]
$\Phi$ : 実測空調能力	[kW]

### 添字

$c$ : 冷房運転
$h$ : 暖房運転
$j$ : JIS B 8616:2006 <sup>9)</sup> に基づく値
$p$ : 部分負荷運転試験に基づく値
$r$ : 定格値

### 3.1 供試機および試験方法

Table 3.1 に本研究で試験を行なった EHP の仕様（カタログ値）を示す。本研究では定格冷房能力が 56 kW，定格暖房能力が 63 kW で圧縮機の制御方式が異なる 2 種類の電気式ビル用マルチエアコン（供試機 A, B）を用いた。なお，圧縮機回転数の制御はいずれの機種でもインバータで行っている。今回は，1 台の室外機と 4 台の室内機から構成されるシステムを用いた。室外側試験室には室外機を据え付け，室内側試験室の受風チャンバーには 4 台の天井カセット型室内機を設置して，定格性能試験と部分負荷性能試験を実施した。

Table 3.1 本研究で試験を行なった EHP の仕様（カタログ値）

Type	Machine A	Machine B
Year of Manufacture	2003	2005
Rating Cooling Capacity	56 kW	
Rating Heating Capacity	63 kW	
Refrigerant	R 410A	
Type of Indoor Unit	Ceiling-mounted Cassette	
Compressor Control	Variable Speed by Inverter or Variable Speed by Inverter + Constant Speed	

### 第3章 EHPにおける期間エネルギー消費

定格性能試験はJIS B 8615-1:1999<sup>45)</sup>に準拠し、Table 3.2に示す温度条件で行った。なお、Table 3.2およびTable 3.4中の(max)は、暖房試験における室内側吸込空気の湿球温度が15℃以下であることを意味している。また、供試機の凝縮器は空冷式であるため、冷房試験時の室外側吸込空気の湿球温度は定められていない<sup>45)</sup>。室内側空気の風量は、Table 3.2に示した温度における密度に基づき、算出した。試験時は、エアコンの圧縮機のインバータを定格周波数に固定した状態で運転し、エアコンの空調能力や消費電力量などを測定した。

Table 3.3は、本研究で実施した部分負荷性能試験の条件である。冷房性能試験では、室外側空気乾球温度 $t_j$ を20℃から35℃まで5℃刻みで変化させ、室内側試験室では各室外温度において定格冷房能力実測値 $\Phi_{cr}$ の25%、50%、75%、100%の一定空調熱負荷(顕熱比0.85)をエアコンに与えた状態で、エアコン自身に室内側試験室の吸込空気乾球温度が27℃になるように温度制御させた。

暖房性能試験では、室外側吸込空気の乾球/湿球温度を2℃/1℃、7℃/6℃、12℃/11℃と変化させ、各室外温度について定格暖房能力実測値の25~100%に相当する空調負荷をエアコンに与えた状態で、エアコンに室内側試験室の吸込空気乾球温度が20℃になるように温度制御させた。一般にエアコンの暖房能力は外気温度の低下に伴い減少する。 $t_j$ が2℃と低く暖房能力が定格値に達しない場合には、空調負荷を徐々に減少させながら室内温度が20℃に保たれる最大負荷を求めて測定を行った。この場合、空調負荷率は正確には100%にならないが、本論文では便宜上、本試験条件を負荷率100%と記す。

本研究では定格冷房能力が28kW以下のパッケージエアコンに対する性能評価方法であるJIS B 8616:2006を、より大型のビル用マルチエアコンに適用した場合の妥当性を検討することも目的とするため、同規格に規定されている性能試験も実施した。Table 3.4に試験条件を示す。なお、Table 3.4に示されている50%負荷性能試験(中間性能試験)とは、エアコン自身に室内の吸込空気温度を制御させる上記の部分負荷性能試験とは異なり、圧縮機の回転数を定格能力の50%の空調能力が発揮される値に固定した状態で行う試験である<sup>9)</sup>。

これらの条件下で、エアコンの冷暖房能力、消費電力、冷媒の温度、圧力、圧縮機の回転数などを測定し、エネルギー消費効率(COP)を求めるとともに、エアコンの運転状態を把握した。これら諸量は10秒間隔で測定し、冷房能力や室内外の温度などが定常状態に至るのを確認した上で試験データを取得した。また、後述のように低空調負荷時には圧縮機が断続運転となる場合が出現するが、その場合も冷暖房能力や圧力変化に一定の周期性が出現するのを確認後、1サイクルにわたる平均値からエネルギー消費効率などを算出した。

### 第3章 EHPにおける期間エネルギー消費

Table 3.2 定格試験の条件<sup>45)</sup>

Type of Test	Outdoor Air		Indoor Air	
	D. B. T	W. B. T.	D. B. T.	W. B. T.
Cooling	35 °C	–	27 °C	19 °C
Heating	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C (max)

D. B. T. : Dry-bulb temperature, W. B. T. : Wet-bulb temperature

Table 3.3 部分負荷性能試験の条件

Type of Test	Outdoor Air Temperature D. B. T. / W. B. T.	Thermal Load Ratio (%)
Cooling	20 °C / –	25, 50, 75, 100
	25 °C / –	25, 50, 75, 100
	30 °C / –	25, 50, 75, 100
	35 °C / –	25, 50, 75, 100
Heating	2 °C / 1 °C	25, 50, 75, 100
	7 °C / 6 °C	25, 50, 75, 100
	12 °C / 11 °C	25, 50, 75, 100

Table 3.4 JIS B 8616: 2006 に規定されている性能試験条件

Cooling Performance Tests				
Capacity	Outdoor Air		Indoor Air	
	D. B. T.	W. B. T.	D. B. T.	W. B. T.
Rating	35 °C	–	27 °C	19 °C
Half (50 %)	35 °C	–	27 °C	19 °C
Heating Performance Tests				
Capacity	Outdoor Air		Indoor Air	
	D. B. T.	W. B. T.	D. B. T.	W. B. T.
Rating	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C (max)
Half (50 %)	7 °C	6 °C	20 °C	15 °C (max)
Low Temperature	2 °C	1 °C	20 °C	15 °C (max)

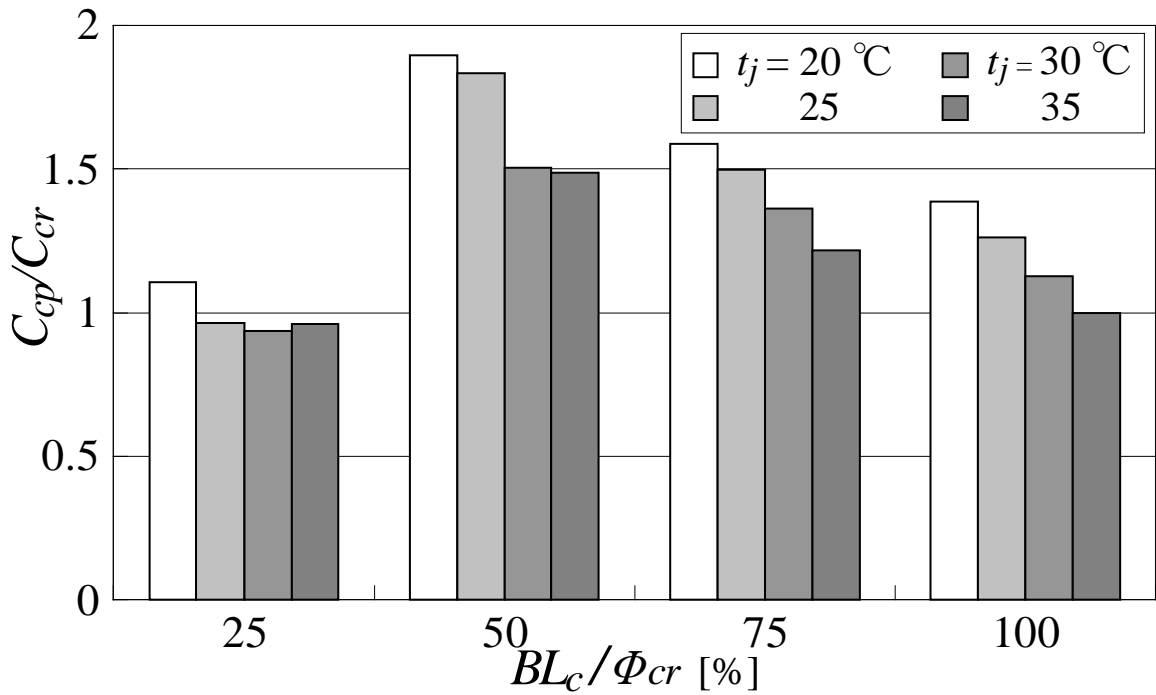
#### 3.2 EHP の部分負荷性能試験の結果

Fig. 3.1(a), (b)に、冷房部分負荷性能試験で測定された供試機AとBのエネルギー消費効率 (COP)  $C_{cp}$ の結果を、室内空調負荷率 $BL_c / \Phi_{cr}$  ( $BL_c$ : 室内空調負荷,  $\Phi_{cr}$ : 実測定格冷房能力) と室外側空気乾球温度 (外気温度)  $t_j$ をパラメータに取って示す. なお、各条件におけるCOPは、 $t_j = 35\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $BL_c / \Phi_{cr} = 100\%$ の条件で測定されたCOP ( $C_{cr}$ ) で規格化して示した.

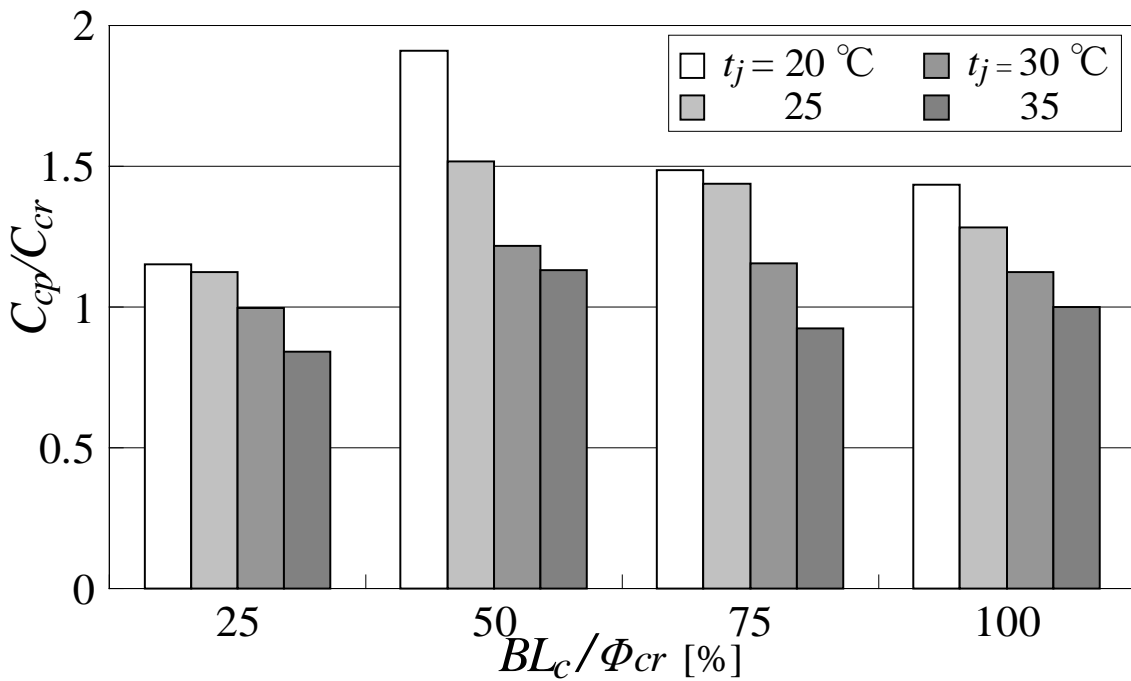
両供試機における測定結果は、圧縮機の制御方式の違いにもかかわらず、傾向は一致し、いずれの空調負荷率においても、外気温度に対しては、気温が低いほど、COPは上昇する. これは、室外の気温と室内の気温の差が小さくなり、冷媒の高低圧力差が小さくなって、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである.

また、空調負荷率に対しては、COPは空調負荷率の減少とともに増大し、空調負荷率が約50%で最大値に達する. これは、空調負荷率が小さくなると、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである.

しかし、さらに、空調負荷率が25%になると、COPは最小値にまで減少している. この低負荷時におけるCOP低下の原因については後に検討する.



(a) Machine A



(b) Machine B

Fig. 3.1 冷房部分負荷性能試験で測定された COP  
(外気温度 35°C, 空調負荷率 100%における COP を 1 として規格化)

### 第3章 EHP における期間エネルギー消費

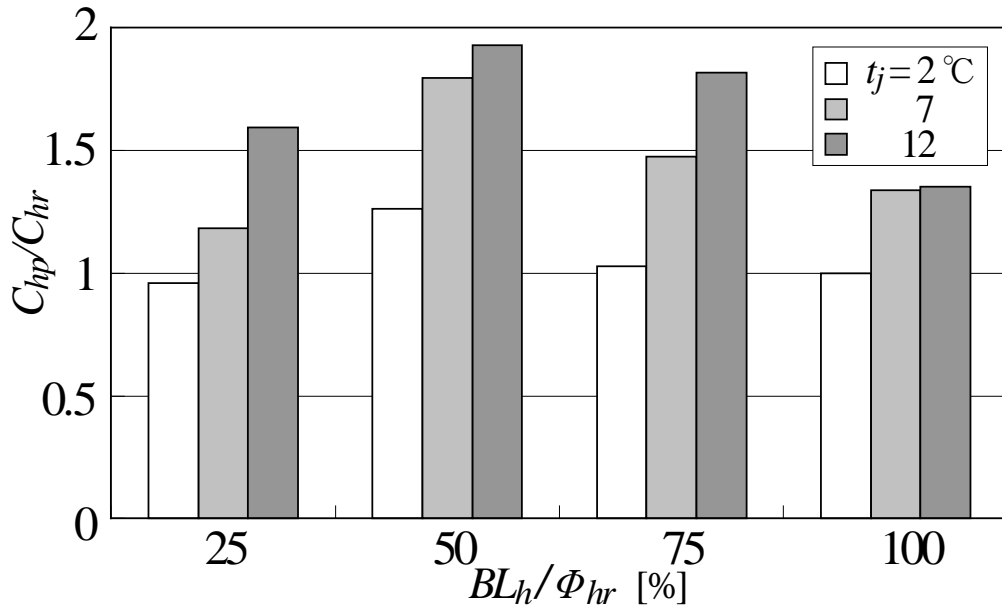
---

Fig. 3.2 は暖房能力試験におけるエネルギー消費効率 $C_{hp}$ の結果であり、Fig. 3.1と同様に空調負荷率 $BL_h/\Phi_{hr}$ と $t_j$ をパラメータにとって示した。 $C_{hp}$ の規格化に用いた $C_{hr}$ は、 $t_j = 2\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $BL_h/\Phi_{cr} = 100\%$ での実測COPである。なお、 $t_j = 2\text{ }^\circ\text{C}$ の場合、エアコンはデフロスト運転を行うが、ここに示す $C_{hp}$ はデフロスト時の消費電力も含めて算出した。冷房性能試験の結果から予想されるように、いずれの供試機においてもCOPは $t_j$ の上昇に伴い大きくなっている。

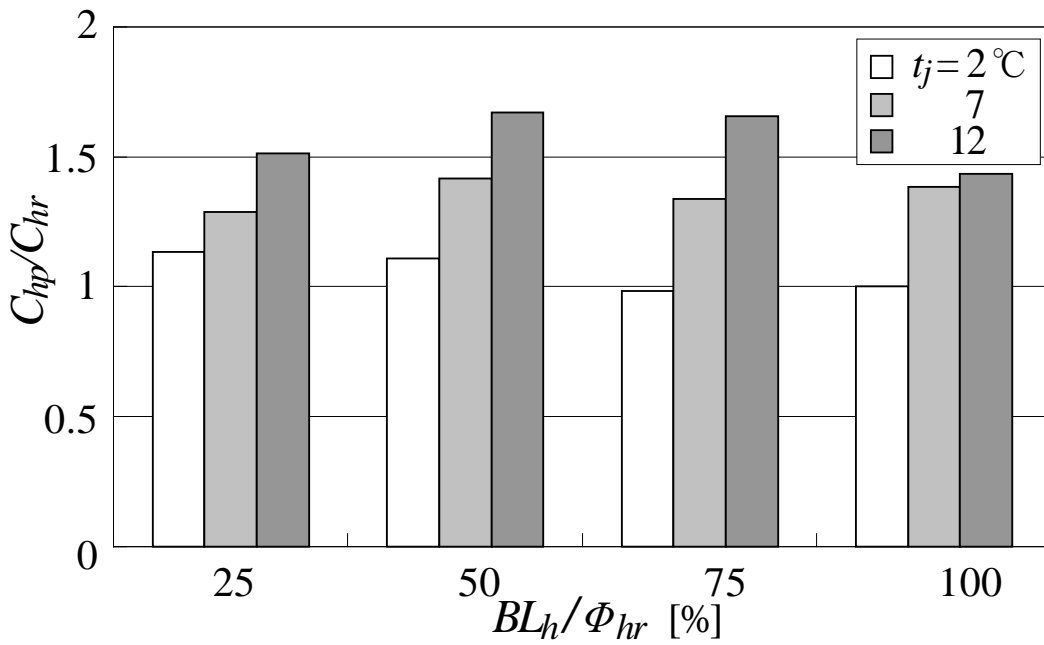
両供試機における測定結果は、圧縮機の制御方式の違いにもかかわらず傾向は一致し、いずれの空調負荷率においても、外気温度に対しては、気温が高いほどCOPは上昇する。これは、室外の気温と室内の気温が小さくなり、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである。

また冷房時と同様に、COPは空調負荷率の減少とともに増大し、空調負荷率が約50%でCOPは最大値に達する。これは、空調負荷率が小さくなると、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである。

しかし、冷房時と同様に、空調負荷率が25%になると、COPは最小値にまで減少している。この低負荷時におけるCOP低下の原因については後に検討する。



(a) Machine A



(b) Machine B

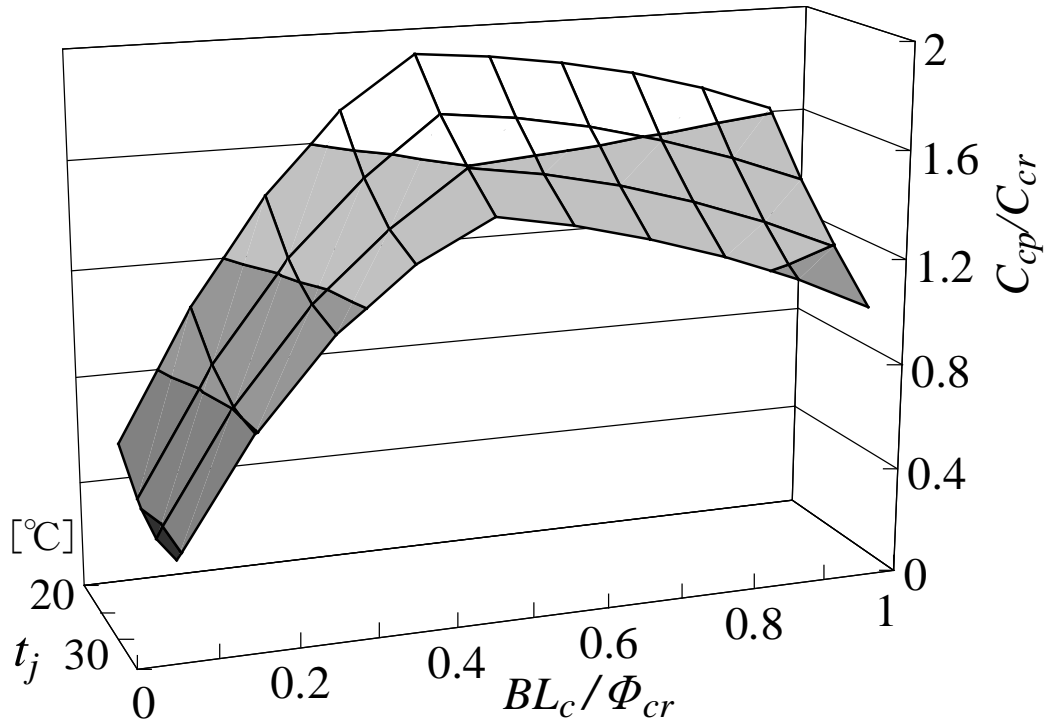
Fig. 3.2 暖房部分負荷性能試験で測定された COP  
(外気温度  $2^\circ\text{C}$ , 空調負荷率 100%における COP を 1 として規格化)



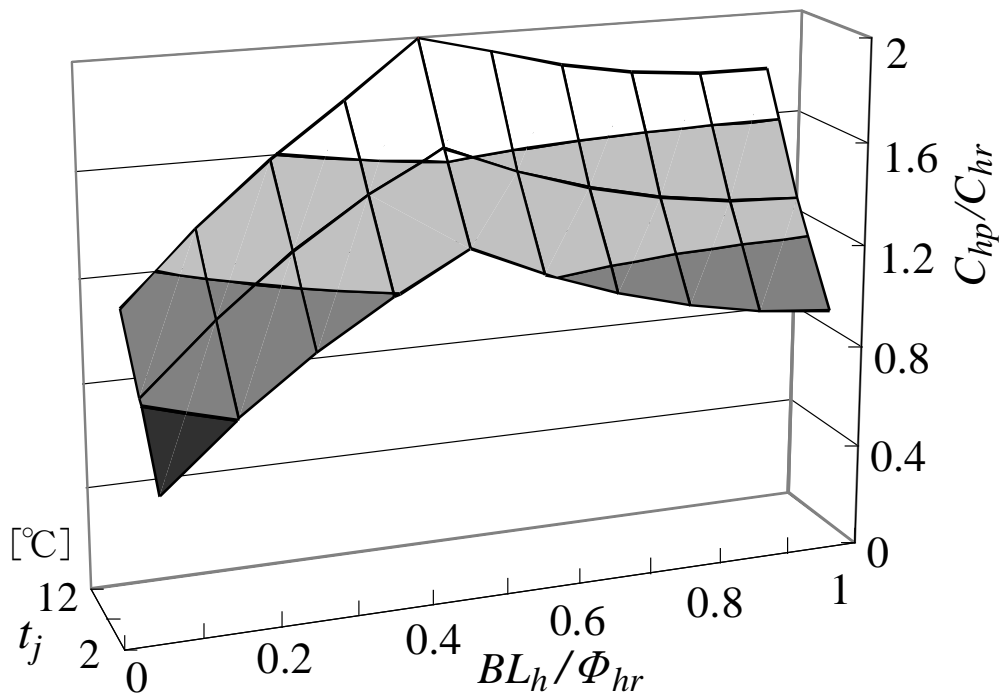
### 第3章 EHP における期間エネルギー消費

---

本研究では、以上の部分負荷性能試験で得られたCOPを、外気温度と空調負荷率の関数として整理した。具体的には、各外気温度と空調負荷率で測定されたCOPを、最小自乗法により両者を変数とした2次曲面で表した。Fig. 3.3(a), (b)は、供試機Aにおける冷房および暖房時のCOPの分布である。本曲面では空調負荷率が25%未満におけるCOPは外挿となり、その推定値に誤差が生じる可能性がある。この点について検討するために、一部の $t_j$ についてFig. 3.3(a), (b)よりも低い空調負荷率でCOPを測定し、Fig. 3.3(a), (b)の曲面から推定される値と比較したところ、両者は良く一致した。また、本性能試験では空調負荷率50%と25%の間に測定点が無いため、Fig. 3.3(a), (b)の曲面上では負荷率が約50%でCOPは最大値に達する。そこで、一部の $t_j$ について空調負荷率を25%から50%の間で変化させてCOPを測定したところ、いずれの負荷率でも50%負荷におけるCOPよりも低い値を示した。以上の結果から、本試験機器におけるCOPは、空調負荷率が約50%の条件で最大値に達すると推定される。



(a) 冷房運転



(b) 暖房運転

Fig. 3.3 外気温度と空調負荷率に対する COP の曲面 (Machine A)

### 3.3 期間エネルギー消費量の評価

本節では、これらの実験データに基づき、JIS B 8616: 2006 を、より能力の大きなビル用マルチエアコンの期間消費エネルギー量予測に適用した場合の妥当性について検討する。なお、COPの測定結果から分かるように、供試機AとBにおける結果は一致した傾向を示した。そこで本論文では、これ以降は主に供試機Aにおける結果を示すこととする。

#### 3.3.1 外気温度と室内空調負荷

上述のように、エアコンのエネルギー消費効率は外気温度と空調負荷により大きく変化する。したがって、エアコンの期間エネルギー消費量を合理的に評価するためには、実際の使用状況を模擬できる気象データ（外気温度データ）と室内空調負荷（熱負荷）を与える必要がある。本研究では、JIS B 8616 に基づき室内空調負荷 $BL_c$ （冷房）および $BL_h$ （暖房）を外気温度 $t_j$ に対する一次関数として与えた。また外気温度としては、同規格に採用されている各都市の標準気象データから、名古屋市の気象データを選択した。エアコンの設置されている建物の用途としては事務所を想定する。この場合、冷房期間は、標準気象データの日平均気温が $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上になる3回目の日から、同最終日の3回前の日までと定義され、名古屋市の標準気象データでは4月26日～10月26日である。また、暖房期間は、日平均気温が $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下となる3回目の日から同最終日の3回前の日までの期間であり、11月29日～3月26日となる<sup>9)</sup>。

事務所における室内空調負荷は、冷房負荷の場合（ $BL_c$ ）外気温度 $t_j=17\text{ }^{\circ}\text{C}$ で零、 $t_j=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ で定格冷房能力 $\Phi_{cr}$ と同値であり、この間は外気温度に比例して増加する。 $t_j$ が $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上の場合には $\Phi_{cr}$ を $t_j$ における能力に換算した値<sup>9)</sup>となる。暖房時の空調負荷 $BL_h$ は $t_j=11\text{ }^{\circ}\text{C}$ で零、 $t_j=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ で $0.55\Phi_{cr}$ として与えられる。Fig. 3.4 に $\Phi_{cr}$ が $56\text{ kW}$ の場合の室内空調負荷と外気温度の関係を示す。なお、このFig. 3.4 では便宜上、暖房空調負荷を負の値で示してある。エアコン使用日数は週6日、1日の使用時間帯は8時～20時である。また、エアコン使用時の室内温度は、冷房時には $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、暖房時には $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ に設定される。したがって、外気温度が $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ （すなわち冷房空調負荷が零）の場合、室内の人やOA機器などからの発熱と、 $27\text{ }^{\circ}\text{C}-17\text{ }^{\circ}\text{C}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ の温度差により室内から室外へ失われる熱量とが釣り合っていると考えることができる。また、暖房時には $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ の温度差に相当する発熱が室内で生じていることになる。

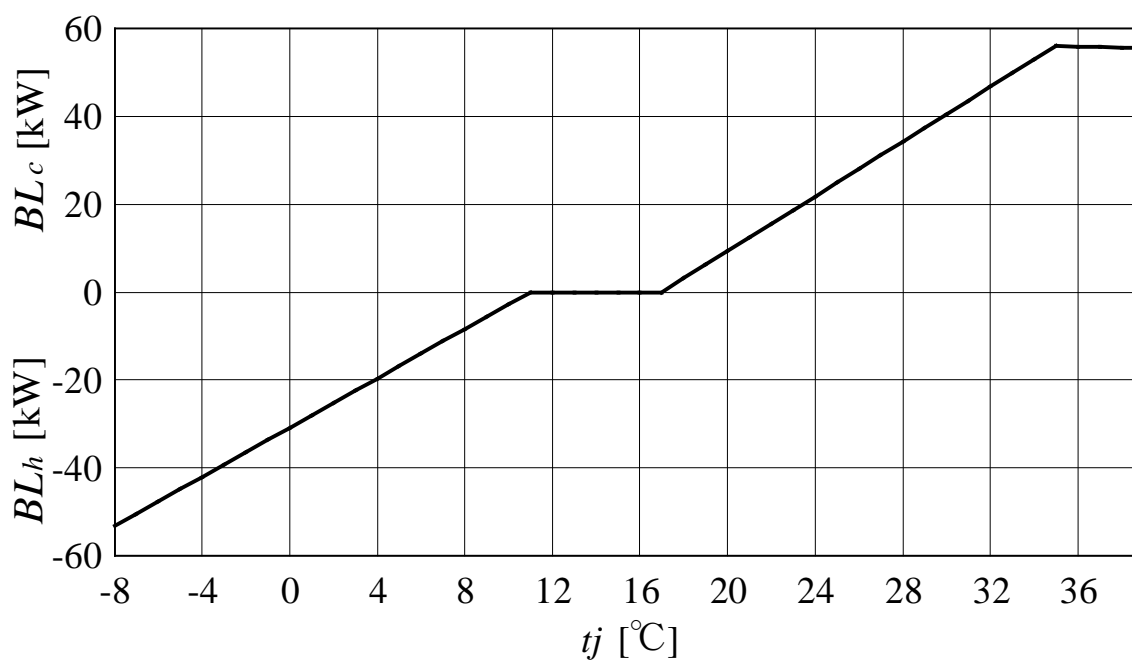


Fig. 3.4 JIS B 8616: 2006 に基づく、外気温度に対する室内空調負荷の関係  
(定格冷房能力 $\Phi_{cr}$ が56 kWの場合)

3.3.2 エネルギー消費効率の評価

Fig. 3.5 に供試機Aにおける部分負荷性能試験より求めた冷房運転時のCOP ( $C_{cp}$ ), およびJIS B 8616: 2006に基づき算出したCOP ( $C_{cj}$ ) の外気温度  $t_j$  に対する変化を示す. 前者は, Fig. 3.3(a)に示したCOPの曲面を表す方程式に,  $t_j$ とそれから求まる空調負荷率を代入して算出した. Fig. 3.5 中には冷房期間における  $t_j$  の出現頻度も棒グラフで併記した. 前述のように室内空調負荷は外気温度に比例して増加するため, 本Fig. 3.5 のCOPは  $t_j$  と  $BL_c$  両者の影響を反映した値となっている. なお, 参考のために, Fig. 3.5 には空調負荷が定格冷房能力  $\Phi_{cr}$  の 25 %, 50 %, 75 % に相当する外気温度も矢印で示した. Fig. 3.3(a)の曲面上で  $C_{cp}$  が最大値に達する空調負荷率  $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  は,  $t_j = 26\text{ }^\circ\text{C}$  での冷房負荷に対応している.

JIS B 8616: 2006 により予測される冷房運転時のCOPは, 外気温度 (および室内空調負荷) が低下するにつれて単純に上昇していく傾向を示す. しかし, 部分負荷試験に基づく実測値はFig. 3.1, Fig. 3.3の結果からも予想されるように,  $t_j = 26\text{ }^\circ\text{C}$  付近で最大値を示した後,  $t_j$  の低下とともに下降している. したがって, JIS B 8616: 2006 により予測されるCOPは, 外気温度が  $26\text{ }^\circ\text{C}$  以上では実測されたCOPと定量的によい一致を示すが, それ以下の温度では実測値との乖離が大きくなっている. 冷房期間における  $t_j$  の出現頻度は  $26\text{ }^\circ\text{C}$  よりも低温側に偏っているため, この温度領域のCOPの予測値が実測値と大きく異なることは, JIS B 8616: 2006 に基づく期間消費電力量の推定値に悪影響を及ぼすと予想される.

Fig. 3.6 は暖房運転の結果である. Fig. 3.5 と同様に, 部分負荷試験による実測値  $C_{hp}$ , JIS B 8616: 2006 による予測値  $C_{hj}$ , 暖房期間における  $t_j$  の出現頻度, および暖房空調負荷が定格暖房能力  $\Phi_{hr}$  の 25 %, 50 %, 75 % に相当する  $t_j$  も併記した. 冷房運転の場合と同様に,  $C_{hp}$  はFig. 3.3(b)の2次曲面を表す方程式に,  $t_j$  とそれに対応する空調負荷率を代入して算出した.  $C_{hj}$  は外気温度が上昇し空調負荷が減少するにつれて単調に増加しているが, 実測値  $C_{hp}$  は空調負荷率 50 %程度で最大値に達した後, 負荷の減少に伴い低下していく. また, 冷房の場合, 空調負荷率が 50 %以上の高負荷時においては, JIS B 8616: 2006 により予測されるCOPと実測値は定量的に良好な一致を示した. しかし暖房の場合には, 高負荷時においても両者の差異は冷房運転時に比べて大きく, JIS B 8616: 2006 による手法は全温度領域においてCOPを過大予測していることが分かる. 暖房期間における外気温度の出現頻度は, COPの予測誤差がさらに拡大する空調負荷率が 50 %以下の領域に集中している. そのため, 冷房時と同様に, 暖房期間における消費電力量の予測値にも少なからぬ誤差が生じるものと予想される.

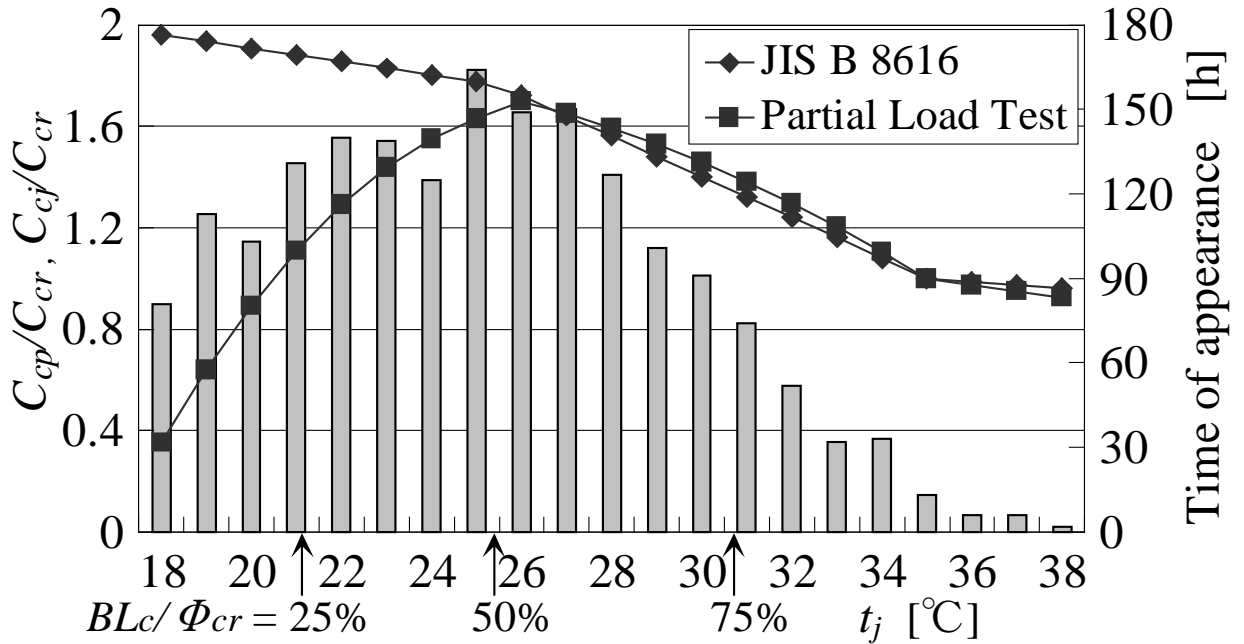


Fig. 3.5 冷房運転における COP の予測値と実測値の比較

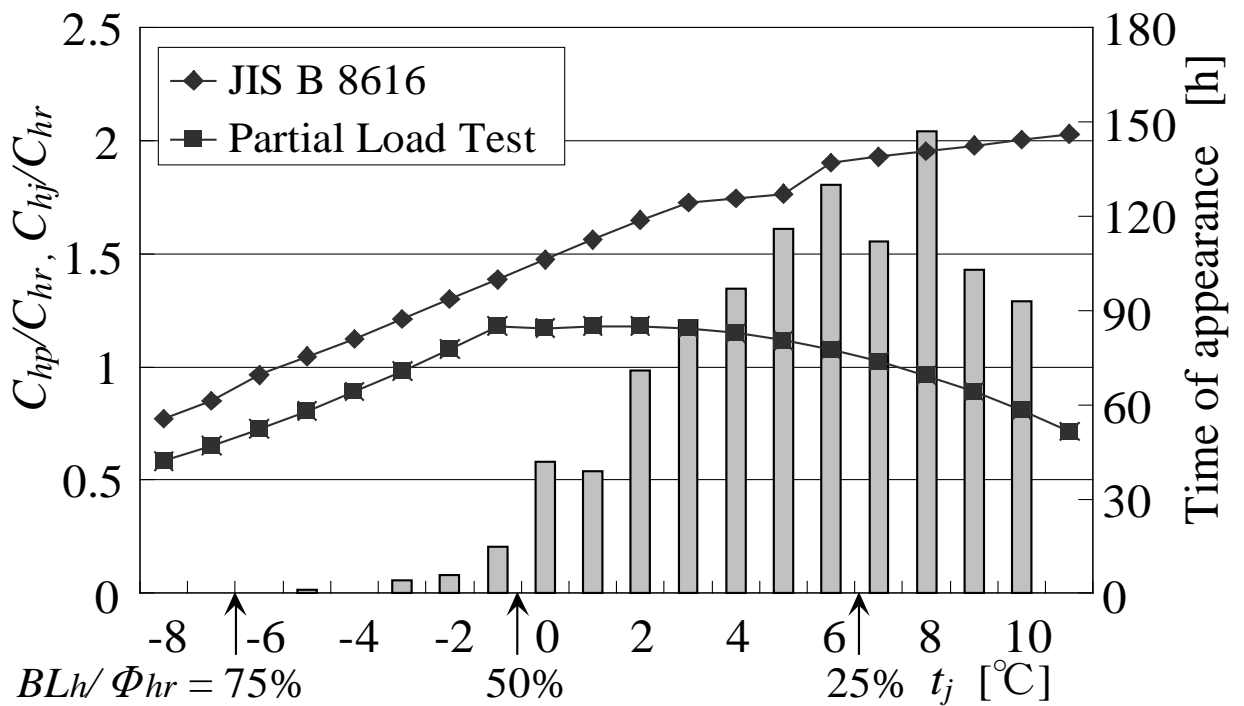


Fig. 3.6 暖房運転における COP の予測値と実測値の比較

3.3.3 期間消費電力量の評価

以上に示したように、JIS B 8616: 2006 を定格冷房能力が 56 kWビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費の評価に適用した場合、低空調負荷時のCOPが過大予測される傾向がある。そこで、このCOPの誤差が期間消費電力量の算出結果に及ぼす影響を定量的に評価するために、次式で定義される各  $t_j$  における電力消費量の予測誤差を、冷房運転時と暖房運転時それぞれについて求めてみた。

冷房運転：

$$\Delta P_c(t_j) = \left( \frac{1}{C_{cj}(t_j)} - \frac{1}{C_{cp}(t_j)} \right) \times BL_c(t_j) \times T_c(t_j) \quad (3-1)$$

暖房運転：

$$\Delta P_h(t_j) = \left( \frac{1}{C_{hj}(t_j)} - \frac{1}{C_{hp}(t_j)} \right) \times BL_h(t_j) \times T_h(t_j) \quad (3-2)$$

ここで、 $C_c(t_j)$  と  $C_h(t_j)$  は、外気温度  $t_j$  およびそれに対応した室内空調負荷  $BL_c(t_j)$  (冷房) あるいは  $BL_h(t_j)$  (暖房) の条件におけるエネルギー消費効率であり、添え字  $j$  と  $p$  はそれぞれ JIS B 8616: 2006 による予測値および部分負荷性能試験に基づいて求めた実測値を示している。また、 $T_c(t_j)$  と  $T_h(t_j)$  は冷房および暖房期間中における  $t_j$  の発生時間数である。したがって、 $\Delta P_c(t_j)$  および  $\Delta P_h(t_j)$  は、 $t_j$  における電力消費量の予測誤差 (JIS B 8616: 2006 に基づく予測電力消費量 - 部分負荷試験に基づく実測電力消費量) を表すことになる。

Fig. 3.7 に冷房運転時における予測誤差  $\Delta P_c(t_j)$  の結果を示す。Fig. 3.7 には両供試機の結果を記した。横軸は Fig. 3.5 と同様に外気温度  $t_j$  であり、縦軸は式 (1) で算出した各  $t_j$  における消費電力量の予測誤差  $\Delta P_c(t_j)$  を、冷房全期間内における消費電力量予測誤差  $\Delta P_c$  で規格化した値を示している。この値が負の場合、JIS B 8616: 2006 に基づく評価方法は消費電力量を実際よりも過小予測することを意味している。 $t_j > 27^\circ\text{C}$  の高温期間においては、空調負荷が大きく各  $t_j$  における単位時間当たりの消費電力量は増大するものの、COPの予測値と実測値が良い一致を示したために、両供試機とも消費電力量の予測誤差は比較的小さい範囲に留まっている。一方、 $t_j < 26^\circ\text{C}$  の比較的低温の期間においては、外気温度の低下に伴い空調負荷  $BL_c(t_j)$  も小さくなるため、各  $t_j$  における消費電力は小さくなる。しかし、Fig. 3.5 に示したように、この期間におけるCOPの予測誤差は高温期間に比べて大きく、さらに温度の出現時間も長いために、 $|\Delta P_c(t_j)|$  は高温期間に比べると増大する。その結果、JIS B 8616: 2006 に基づく評価方法は、冷房期間全期にわたる消費電力量をかなり過小予測していることが分かる。

### 第3章 EHP における期間エネルギー消費

---

Fig. 3.8 は暖房運転時 (式(2)) の結果である. これもFig. 3.7 と同様に, 縦軸は各  $t_j$  における消費電力量差  $\Delta P_h(t_j)$  を暖房全期間内における消費電力量予測誤差  $\Delta P_h$  で規格化して示した. Fig. 3.6 の結果から予想されるように, 消費電力量は暖房期間のほぼ全期にわたって過小予測されており, とくに温度出現時間数が大きい  $6^\circ\text{C}$  近傍の低空調負荷領域で誤差が最大になっている. なお, 空調負荷の高くなる低温時には誤差が小さくなっているが, これはFig. 3.6 から分かるように気温の出現時間数が著しく少ないためである.



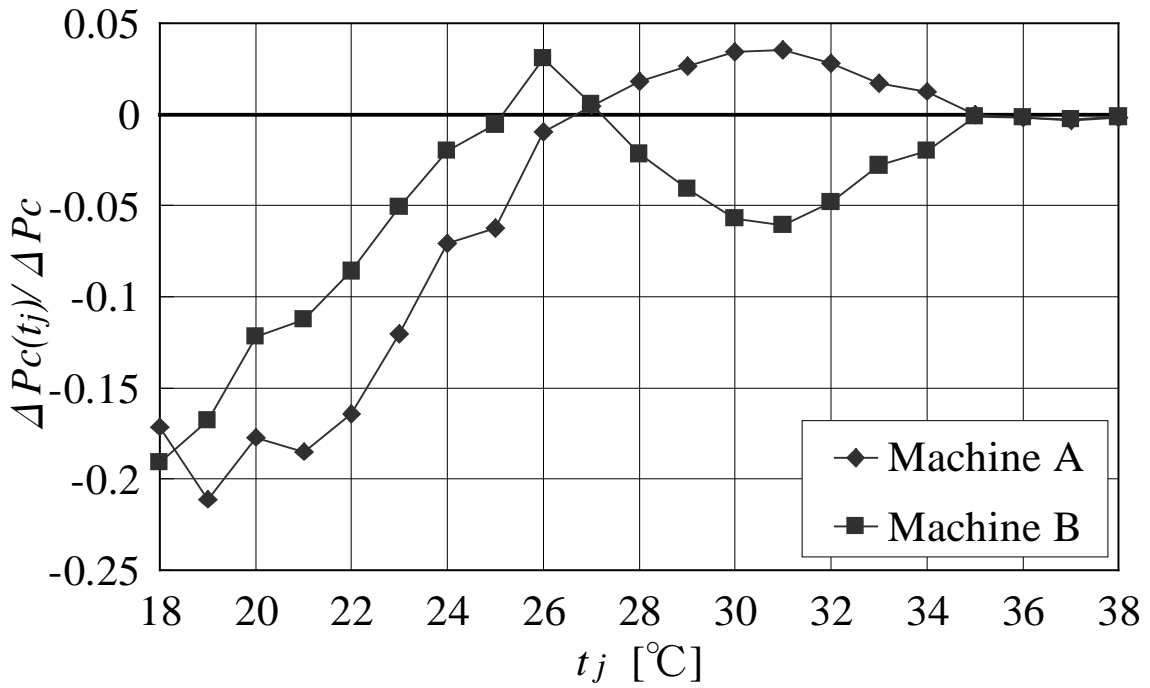


Fig. 3.7 JIS B 8616: 2006 によるエネルギー消費量の予測誤差  $\Delta P_c(t_j)$   
(冷房運転)

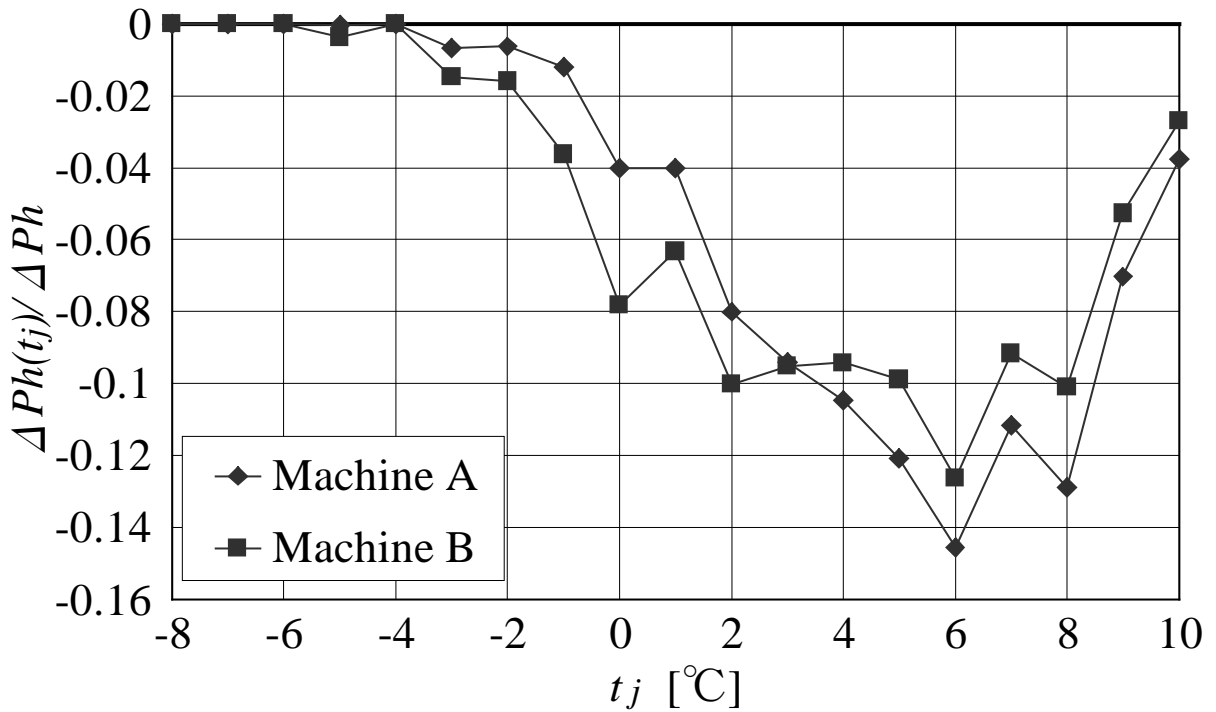


Fig. 3.8 JIS B 8616: 2006 によるエネルギー消費量の予測誤差  $\Delta P_h(t_j)$   
(暖房運転)

### 第3章 EHP における期間エネルギー消費

Table 3.5 に期間消費電力量の算出結果をまとめて示す。Table 3.5 には供試機AとBの平均値を記すが、機種による違いはわずかであった。Pは冷・暖房各期間あるいは通年にわたる消費電力量であり、添字jとpはJIS B 8616: 2006 による予測値および部分負荷性能試験に基づいて求めた実測値を表している。前者に基づき算出された消費電力量は、実測値を冷房期間で約10%，暖房期間で約30%下回っている。名古屋市の標準気象データを用いた場合、冷房と暖房の期間消費電力量の比 $P_{hp}/P_{cp}$ は約0.5であったため、通年消費電力量の予測結果には約17%の誤差が生じている。このように、本来定格冷房能力が28 kW以下のパッケージエアコンを対象としているJIS B 8616: 2006 を、より大型のビル用マルチエアコンの性能評価に適用した場合、期間消費電力量はかなり過小予測されることがわかる。

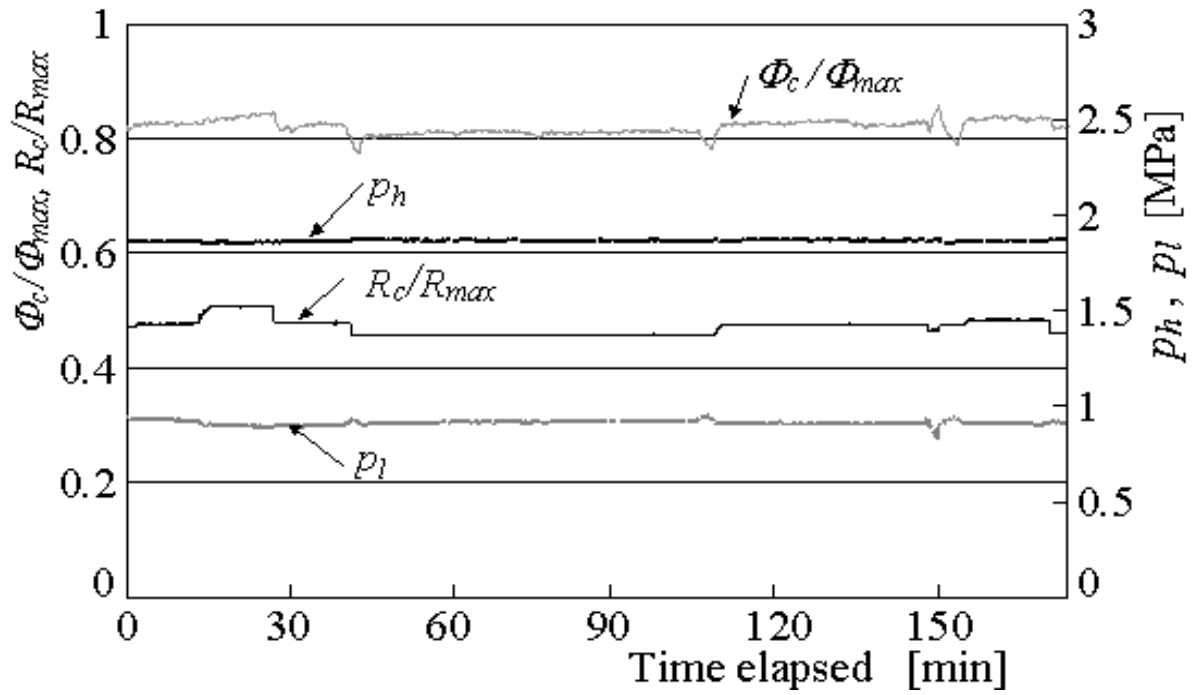
Table 3.5 JIS B 8616: 2006 による期間消費電力量の予測誤差

冷房期間における消費電力量 (4/26 - 10/26)	
$P_{cj}/P_{cp}$	0.895 (-10.5%)
暖房期間における消費電力量 (11/29 - 3/26)	
$P_{hj}/P_{hp}$	0.703 (-29.7%)
通年にわたる消費電力量	
$P_j/P_p$	0.833 (-16.7%)

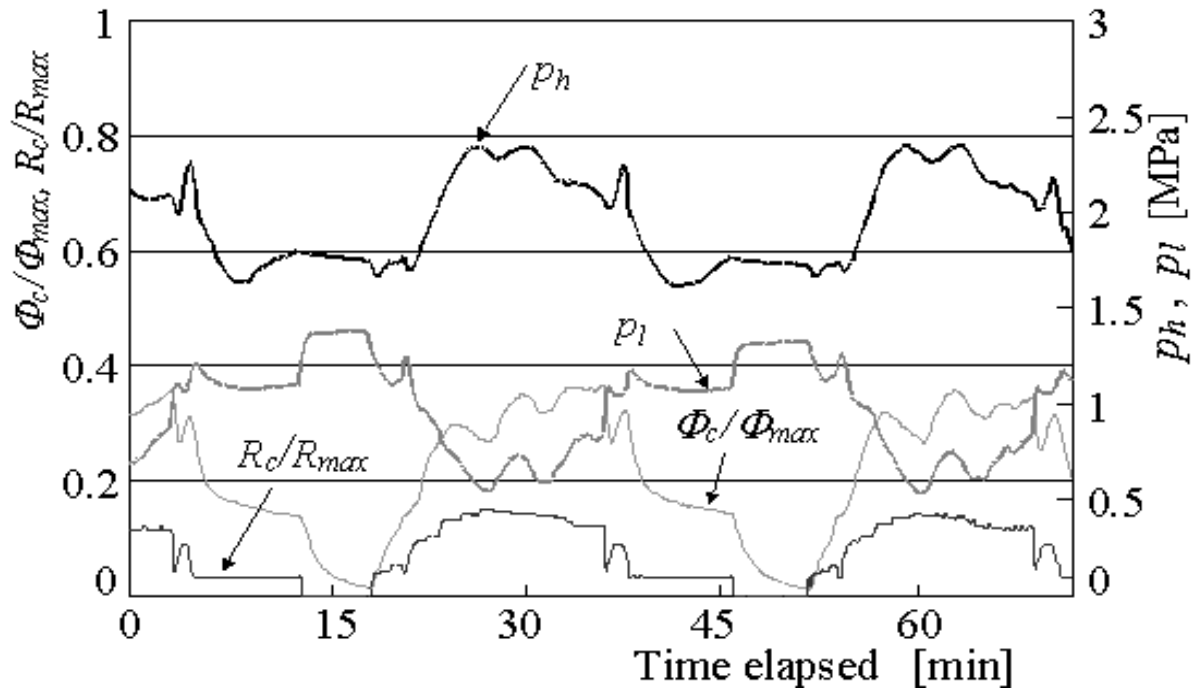
#### 3.3.4 部分負荷時の運転状況

上記の結果から明らかなように、JIS B 8616: 2006 に基づいて求めた期間消費電力量が実測値を大きく下回る主原因は、本規格の手法が低空調負荷域におけるCOPの低下を十分に再現できていない点にある。こうした低負荷時におけるCOP低下の原因について検討するために、ここでは冷房運転の場合に注目し、COPの予測値が実測値と良好な一致を示した $t_j = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $BL_c / \Phi_{cr} = 75\%$ の場合の圧縮機回転数 $R_c$ 、冷媒圧力 $p_h$  (高圧側) と $p_l$  (低圧側)、冷房能力 $\Phi_c$ の時間変化と、両者の乖離が大きかった $t_j = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $BL_c / \Phi_{cr} = 25\%$ 時の運転状況を比較してFig. 3.9(a), (b)に示す。いずれも供試機Aにおける測定結果であり、圧力以外の値は当該供試機で測定された最大値 ( $R_{max}$ ,  $\Phi_{max}$ ) で規格化して示した。また、高圧側冷媒圧力 $p_h$ と低圧側冷媒圧力 $p_l$ は、それぞれ室外側熱交換器と室内側熱交換器の出口付近に設置した圧力センサーで測定した。圧縮機の回転数は、室外機内に設置されている全圧縮機の平均値で表した。

Fig. 3.9(a)の高空調負荷時には、圧縮機回転数はほぼ一定となっており、圧力と能力も定常状態で運転されている。一方、Fig. 3.9(b)に示した低負荷時には、インバータ制御機であっても圧縮機は周期的にON-OFFを繰り返す断続運転になっている。この場合、圧縮機は一定時間の運転停止後、徐々に回転数を上げていき、ほぼ一定の回転数を保つ準定常状態を維持した後に回転数を下げて、再び定常運転に入り停止する。この間の冷房能力は、圧縮機の回転数にほぼ比例している。また、高・低圧間の圧力差は、圧縮機の回転数の増加に伴い徐々に増大していき、準定常運転時に最も大きくなる。一般に、冷媒の高・低圧力差が大きくなるとCOPは低くなるため、この準定常運転時においてCOPの低下が予想される。なお、こうした低空調負荷時におけるエアコンの断続運転は、暖房においても同様に観察された。



(a)  $t_j = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $BL_c/\Phi_{cr} = 75 \%$



(b)  $t_j = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $BL_c/\Phi_{cr} = 25 \%$

Fig. 3.9 高圧側冷媒圧力, 低圧側冷媒圧力, 冷房能力, 圧縮機回転数の時間変化

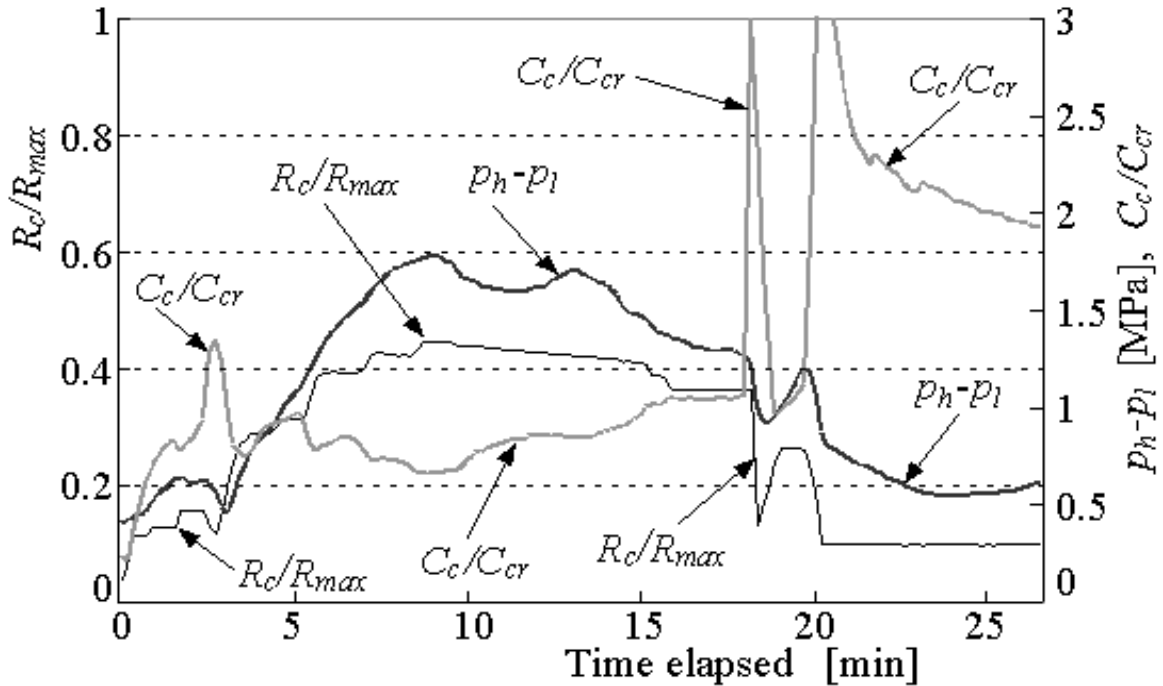


Fig. 3.10 冷媒圧力の高低圧力差, 圧縮機回転数, COP の時間変化

( $t_j = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $BL_c / \Phi_{cr} = 25 \%$ )

断続運転時の状況についてさらに検討するために、Fig. 3.9(b)の1周期分における圧縮機回転数、冷媒圧力差およびエネルギー消費効率 $C_c$ の時間変化をFig. 3.10に示した。なお、このFig. 3.10に示すCOPは瞬時の冷房能力と消費電力から算出された値であり、このCOPを積分平均した値はFig. 3.1に示した時間平均的COPとは一致しない。上にも述べたように、冷媒の圧力差 $p_h - p_l$ は圧縮機回転数の増加に伴い上昇していく。それに伴い、瞬時のCOPは圧力差の低い圧縮機始動直後では比較的高い値を示すが、上記の準定常状態の時間帯では低下している。また、圧縮機停止前に現れる定常運転時には、COPは非常に高い値を保っている。一般に、パッケージエアコンにおいてインバータ制御による圧縮機が断続運転を行う場合には、圧縮機起動直後に高速運転を行うことがあり、その影響により起動時の効率が下がることが指摘されている<sup>14)</sup>。しかし、Fig. 3.10の結果からは、本研究で用いた供試機の場合、断続運転時にCOPが低下する原因は起動直後の効率低下ではなく、準定常運転時に冷媒圧力差が増大し低COPの状態が比較的長時間にわたり維持される点にあると考えられる。これは、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなるが、冷凍機油の循環のため、冷媒の高低圧力差を一定レベルに戻そうとする制御が働き、冷媒の高低圧力差が周期的に増減を繰り返すためである。

### 3.4 結言

本章では、電気式の業務用エアコン（EHP）の部分負荷性能試験結果を示し、外気温度と空調負荷に対する COP の変化を明らかにするとともに、JIS B 8616:2006 により予測される COP と期間電力消費量の精度について評価した。建物用途は事務所、地域は名古屋市を想定した。主な結果を以下に示す。

- (3-1) 電気式の業務用エアコン（EHP）の部分負荷時における COP は、外気温度と空調負荷率（室内空調負荷／定格空調能力）によって大きく変化する。
- (3-2) 外気温度に対しては、冷房の場合は気温が低いほど、暖房の場合は逆に気温が高いほど COP は上昇する。これは、室外の気温と室内の気温の差が小さくなった結果、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである。
- (3-3) 空調負荷率に対しては、冷房と暖房ともに空調負荷率が約 50 %で COP は最大値に達する。これは、空調負荷率が小さくなると、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである。
- (3-4) さらに負荷率が減少した約 25%では、COP が低下することが判明した。これは、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなるが、冷凍機油の循環のため、冷媒の高低圧力差を一定レベルに戻そうとする制御が働き、冷媒の高低圧力差が周期的に増減を繰り返すためである。
- (3-5) JIS B 8616 : 2006 を EHP に適用した場合、冷房・暖房ともに空調負荷の低い条件において COP が過大に予測される傾向にある。その結果、この規格に基づき算出される期間エネルギー消費量は、実際の期間エネルギー消費量を冷房期間で約 10 %、暖房期間には約 30 %も下回り、通年エネルギー消費量は約 17 %過小評価される。

## 第4章 EHP と GHP における

### 期間エネルギー消費の比較<sup>46), 47), 48)</sup>

本章では、EHPにおける期間エネルギー消費について述べた前章に引き続き、ガスエンジンを動力とした定格冷房能力が 56 kW、定格暖房能力が 63 kWのビル用マルチエアコン（ガスヒートポンプ、GHP）についても部分負荷性能試験を実施し、その性能特性を明らかにするとともにEHPとの比較を行った。また、GHPにおいては定格冷房能力が 85 kW以下の機器について期間消費エネルギー量の算出基準がJIS B 8627-1:2006<sup>10)</sup>に規定されているが、この算出基準に基づく値の妥当性についても検証した。

#### 記号

$BL$ : 室内空調負荷	[kW]
$C$ : エネルギー消費効率 (COP)	[-]
$P$ : 期間エネルギー消費量	[GJ]
$\Delta P$ : 期間エネルギー消費量の予測誤差	[GJ]
$R$ : 圧縮機あるいはエンジンの回転数	[Hz]
$T(t_j)$ : 外気温度 $t_j$ の出現時間数	[h]
$t_j$ : 室外側空気乾球温度 (外気温度)	[°C]
$\Phi$ : 実測空調能力	[kW]

#### 添字

$c$ : 冷房運転
$h$ : 暖房運転
$j$ : JIS B 8627-1:2006 <sup>10)</sup> あるいはJIS B 8616:2006 <sup>9)</sup> に基づく値
$p$ : 部分負荷運転試験に基づく値
$r$ : 定格値

## 4.1 供試機と試験方法

Table 4.1 に本研究で使用したGHPの仕様（カタログ値）を示す。本研究では、定格冷房能力が 56 kW，定格暖房能力が 63 kWで製造者の異なる 2 種類のビル用マルチエアコンを用いた。今回用いたシステムは、1 台の室外機と 4 台の室内機から構成される。いずれの機器においても、室外側試験室には 1 台の室外機を据え付け、室内側試験室には 4 台の天井カセット型室内機を設置して、定格性能試験と部分負荷性能試験を実施した。なお、今回試験したGHPの定格冷暖房能力（カタログ値）は、前章で用いたEHPの定格能力と等しい<sup>43)</sup>。また、比較に用いたEHPの圧縮機回転数はインバータで制御されている。

Table 4.1 本研究で試験を行った GHP の仕様

Type	Machine A	Machine B
Year of Manufacture	2006	2006
Rated Cooling Capacity	56 kW	
Rated Heating Capacity	63 kW	
Refrigerant	R 410A	
Type of Indoor Unit	Ceiling-mounted Cassette	
Compressor Control	Gas Engine + Clutches	

GHPの定格性能試験はJIS B 8627-2:2000<sup>49)</sup>に準拠し、Table 4.2 に示す温度条件にて実施した。なお、Table 4.2 およびTable 4.4 中の(max) は、暖房試験における室内側吸込空気の湿球温度が 15℃以下であることを意味している。試験時には、エンジンの回転数を定格回転数に固定した状態でエアコンを運転し、空調能力やエネルギー消費量などを測定した。

部分負荷性能試験は、前章<sup>43)</sup>と同様にTable 4.3 に示す条件で行った。冷房性能試験では、室外側試験室の吸込空気乾球温度 $t_j$ を 20℃から 35℃まで 5℃刻みで変化させ、室内側試験室では各外気温度において定格冷房能力実測値 $\Phi_{cr}$ の 25%，50%，75%，100%の空調負荷（顕熱比 0.85）をエアコンに与えた状態で、エアコン自体に室内側試験室の吸込空気乾球温度が 27℃になるように温度制御させた。なお、冷房負荷率 100%時の負荷の値は、外気温度が 35℃の条件で実測した各エアコンの定格冷房能力に等しい。

暖房性能試験では室外側吸込空気の乾球／湿球温度を 2℃ / 1℃，7℃ / 6℃，12℃ / 11℃と変化させ、各外気温度において定格暖房能力実測値 $\Phi_{hr}$ の 25%，



## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

50%, 75%, 100%の空調負荷をエアコンに与えた状態で, エアコンに室内側試験室の吸込空気乾球温度が 20°Cになるように温度制御させた. なお, エアコンの暖房能力は外気温度の低下に伴い減少する.  $t_j$ が 2°Cと低く, 暖房能力が定格値に達しない場合には, 空調負荷を徐々に減少させながら室内温度が 20°Cに保たれる最大負荷を求めて測定を行った. この場合, 空調負荷率は正確には 100%にならないが, 本論文では便宜上, 本試験条件を負荷率 100%と記すこととする. このように,  $t_j = 2^\circ\text{C}$ の場合, 100%負荷の値は他の外気温度での値と異なるが, 25%, 50%, 75%負荷の値は  $t_j = 7^\circ\text{C}$ における定格暖房能力実測値に基づき設定した.

Table 4.2 定格試験の条件<sup>49)</sup>

Type of Test	Outdoor Air		Indoor Air	
	D. B. T	W. B. T.	D. B. T.	W. B. T.
Cooling	35°C	-	27°C	19°C
Heating	7°C	6°C	20°C	15°C (max)

D. B. T. : Dry Bulb Temperature

W. B. T. : Wet Bulb Temperature

Table 4.3 部分負荷性能試験の条件

Type of Test	Outdoor Air Temperature D. B. T. / W. B. T.	Thermal Load Ratio (%)
Cooling	20°C / -	25, 50, 75, 100
	25°C / -	25, 50, 75, 100
	30°C / -	25, 50, 75, 100
	35°C / -	25, 50, 75, 100
Heating	2°C / 1°C	25, 50, 75, 100
	7°C / 6°C	25, 50, 75, 100
	12°C / 11°C	25, 50, 75, 100

## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

本研究では、定格冷房能力が 85 kW以下のGHPに対するエネルギー消費量算定基準であるJIS B 8627-1:2006 の妥当性評価も研究目的とするため、同規格で規定されている性能試験も実施した。Table 4.4 に試験条件を示す。表に示されている 50%負荷性能試験（中間性能試験）とは、試験されるエアコン自体に室内空気を制御させる上記の部分負荷性能試験とは異なり、圧縮機回転数を定格能力の 50%の空調能力を発揮するとされる値（数値はメーカーにより定められる）に予め固定し、室内温度は室内側試験室の空調負荷を調整することで 27°C もしくは 20°Cに維持した状態で行う試験である<sup>10)</sup>。なお、以上に記した試験条件は、いずれも前章のEHPにおける試験条件と同等である<sup>43)</sup>。

これらの条件下で、エアコンの冷暖房能力、ガス消費量、電力消費量、冷媒の温度と圧力、圧縮機回転数、エンジン回転数などを測定し、エネルギー消費効率（COP）を求めるとともに、エアコンの運転状態を把握した。これら諸量は 10 秒間隔で測定し、エアコンの冷暖房能力や室内外の温度などが定常状態に至るのを確認した上で試験データを取得した。また、部分負荷性能試験では、JIS B 8627-1:2006 に規定された試験法とは異なり、圧縮機回転数は予め固定されず、空調負荷に応じてエアコン自体により制御される。そのため、空調負荷が低い条件では圧縮機の断続運転が発生したが、その場合には冷暖房能力や冷媒圧力などの変化に一定の周期性が出現するのを確認後、1 サイクルにわたる平均値からエネルギー消費効率などを算出した。なお、これらの性能試験は GHP, EHP とともに製造者の異なる各 2 機種で行ったが、試験結果における機種間の定量的差異は僅かであったため、本論文では各 1 機種の結果について示すこととする。

Table 4.4 JIS B 8627-1:2006 に規定されている性能試験条件

Cooling Performance Tests				
Capacity	Outdoor Air		Indoor Air	
	D. B. T.	W. B. T.	D. B. T.	W. B. T.
Rated	35°C	-	27°C	19°C
Half (50%)	35°C	-	27°C	19°C
Heating Performance Tests				
Capacity	Outdoor Air		Indoor Air	
	D. B. T.	W. B. T.	D. B. T.	W. B. T.
Rated	7°C	6°C	20°C	15°C (max)
Half (50%)	7°C	6°C	20°C	15°C (max)
Rated (Low temp.)	2°C	1°C	20°C	15°C (max)

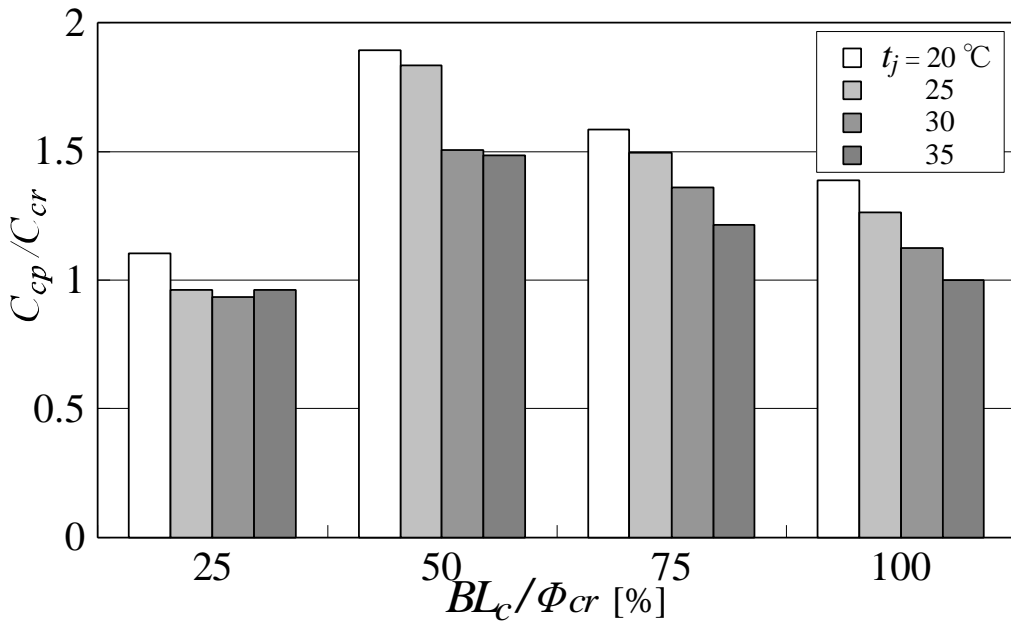
## 4.2 部分負荷性能試験の結果

Fig. 4.1(a), (b)に, EHPとGHPの冷房部分負荷性能試験で測定されたエネルギー消費効率(COP)  $C_{cp}$ の結果を, 室内空調負荷率 $BL_c/\Phi_{cr}$  ( $BL_c$ :室内空調負荷,  $\Phi_{cr}$ :実測定格冷房能力)と室外側空気乾球温度(外気温度)  $t_j$ をパラメータにとり示す. 各条件で得られたCOPは,  $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c/\Phi_{cr} = 100\%$ の条件で測定されたCOP ( $C_{cr}$ )で規格化して示した. なお, ここではエアコンの運転に必要な実質的エネルギー消費量を評価するために, GHPの場合はファンや補機で使用した電力量を一次エネルギー消費量に換算し, ガスによるエネルギー消費量と合わせてCOPを算出した. 電力から一次エネルギーへの換算には, 改正省エネ法に基づく値  $9.76 \text{ MJ/kWh}$ を用いた. ガスの発熱量としては都市ガス 13Aの標準発熱量  $45.9 \text{ MJ/Nm}^3$ を採用した. GHPの全エネルギー消費量に占める電力消費量の割合は, 一次エネルギーベースで  $10\% \sim 20\%$ であった. また, EHPにおけるCOPも, ファンなど圧縮機動力以外に使用した電力量も含めて算出した.

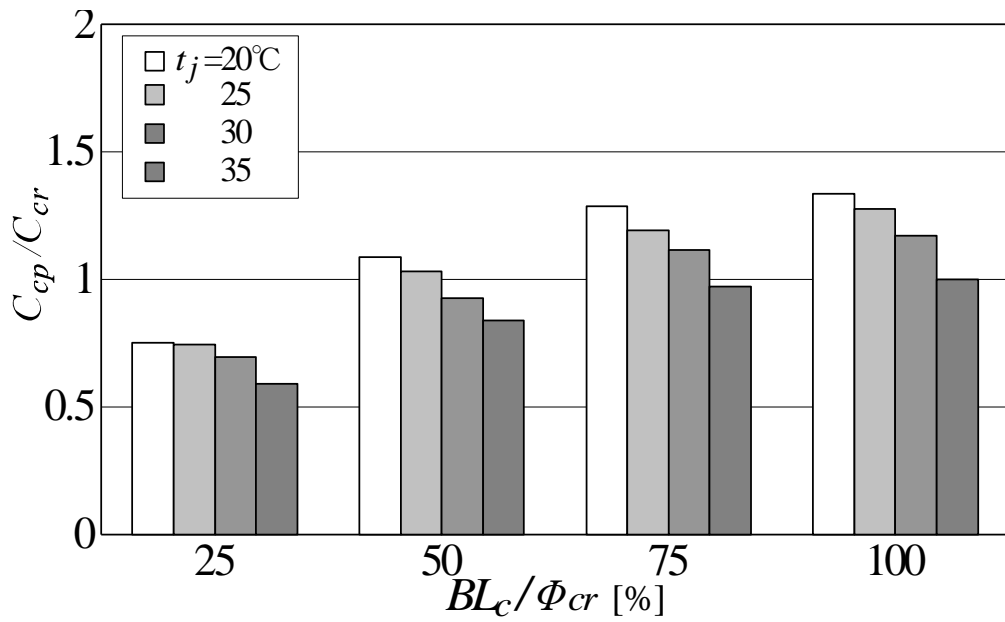
冷房運転の場合, COPの外気温度 $t_j$ への依存性はEHP, GHPともに類似であり, いずれの空調負荷率においても外気温度が上昇するにつれてCOPは低下する傾向を示している. これは, 外気温度の上昇に伴い室外側熱交換器入口の冷媒圧力が高くなり, 圧縮機の負荷が増大したためと考えられる.

一方, 室内空調負荷率 $BL_c/\Phi_{cr}$ への依存性についてはEHPとGHPの間に差異が認められる. EHPでは, 前章で述べたようにCOPは空調負荷率が  $100\%$ から減少するに伴い一旦増大し, 本試験条件の範囲では負荷率  $50\%$ で最大値に達するが, 負荷率  $25\%$ では急減し  $100\%$ 負荷時のCOP以下の値を示す. それに対し, GHPのCOPは負荷率  $100\%$ で最大値をとり, 負荷率の減少とともに単調に低下する傾向を示している.

Fig. 4.2 は暖房能力試験におけるエネルギー消費効率 $C_{hp}$ の結果であり, Fig. 4.1と同様に空調負荷率 $BL_h/\Phi_{hr}$ と $t_j$ をパラメータにとって示した.  $C_{hp}$ の規格化には,  $t_j = 2^\circ\text{C}$ ,  $BL_h/\Phi_{hr} = 100\%$ での実測COP ( $C_{hr}$ )を用いた. なお,  $t_j = 2^\circ\text{C}$ の場合, EHPはデフロスト運転を行うが, ここに示す $C_{hp}$ はデフロスト時に消費する電力量も含めて算出した. いずれのエアコンにおいてもCOPは $t_j$ の上昇に伴い増大している. また冷房時と同様に, EHPのCOPは空調負荷率  $50\%$ で極大値に達するのに対し, GHPでは空調負荷の減少に伴うCOPの向上は認められず, COPは負荷率  $100\%$ で最大値を取った後, 空調負荷率が減少するに従って低下していく.

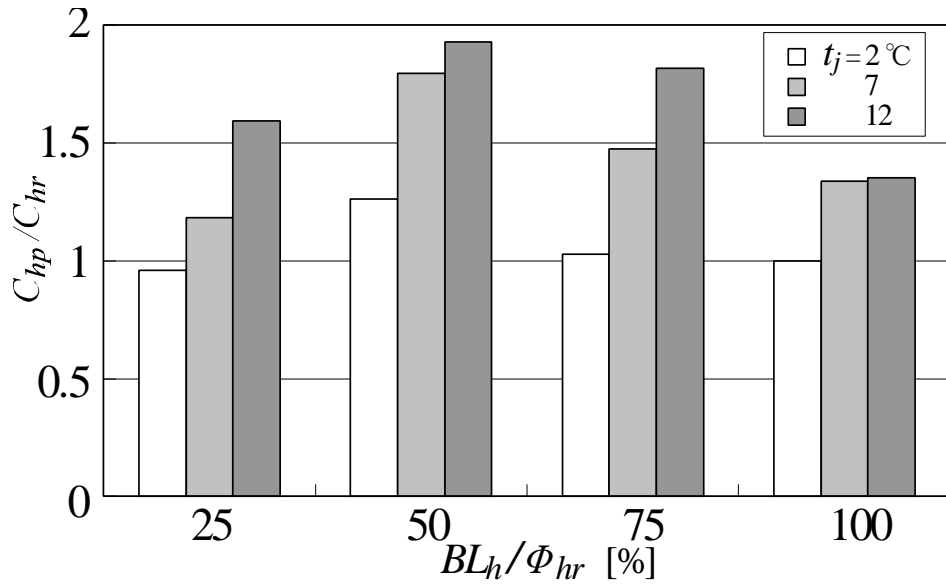


(a) EHP

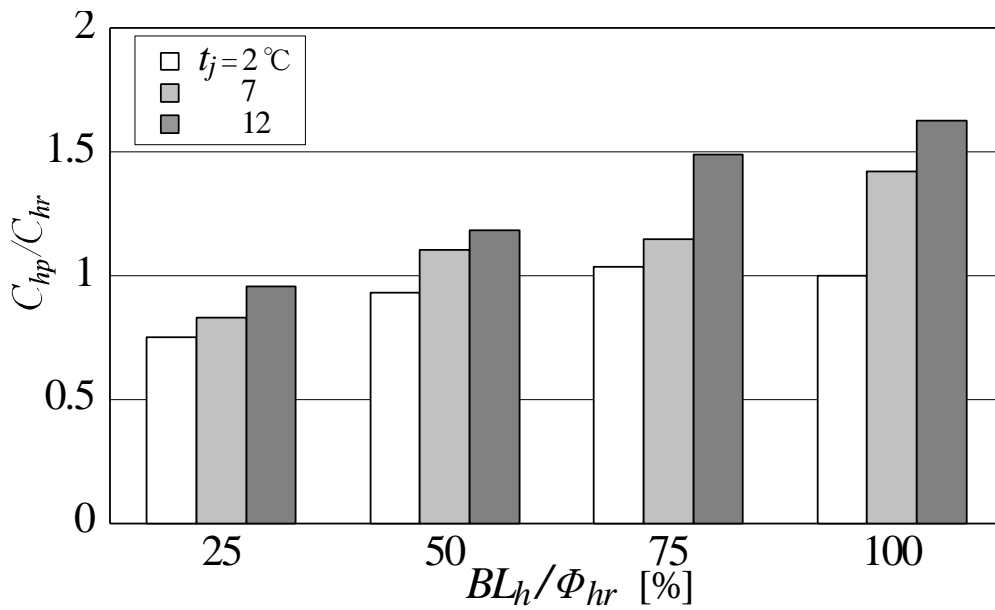


(b) GHP

Fig. 4.1 冷房部分負荷性能試験で測定された COP  
(外気温度 35°C, 空調負荷率 100%における COP を 1 として規格化)



(a) EHP



(b) GHP

Fig. 4.2 暖房部分負荷性能試験で測定された COP  
(外気温度  $2^\circ\text{C}$ , 空調負荷率 100%における COP を 1 として規格化)

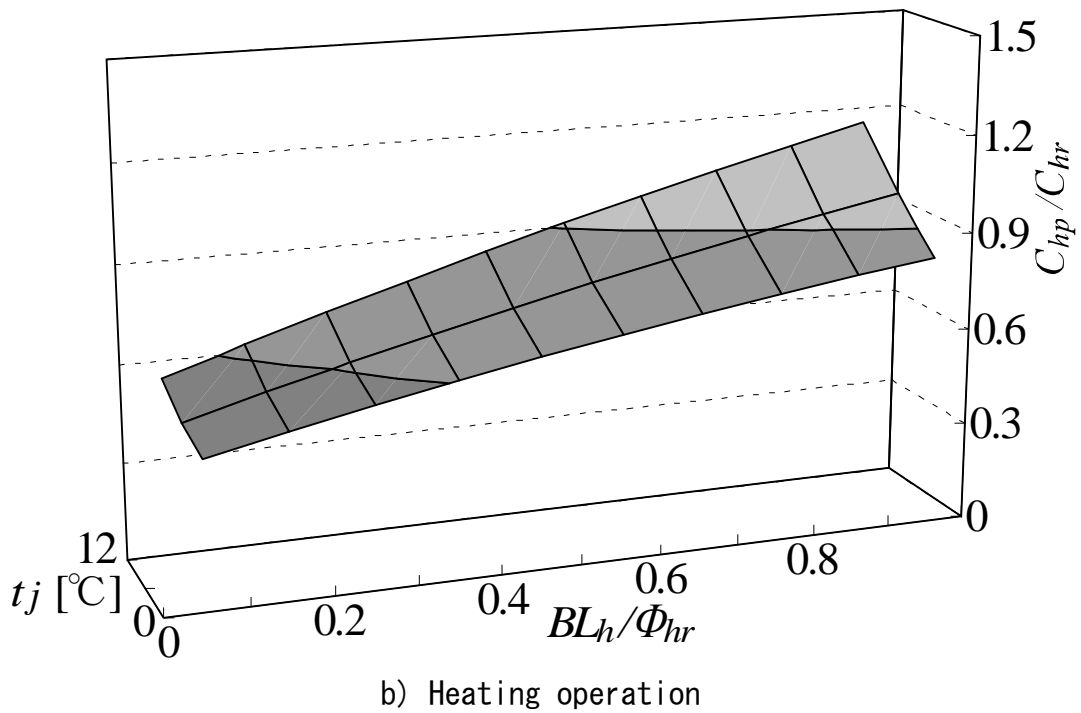
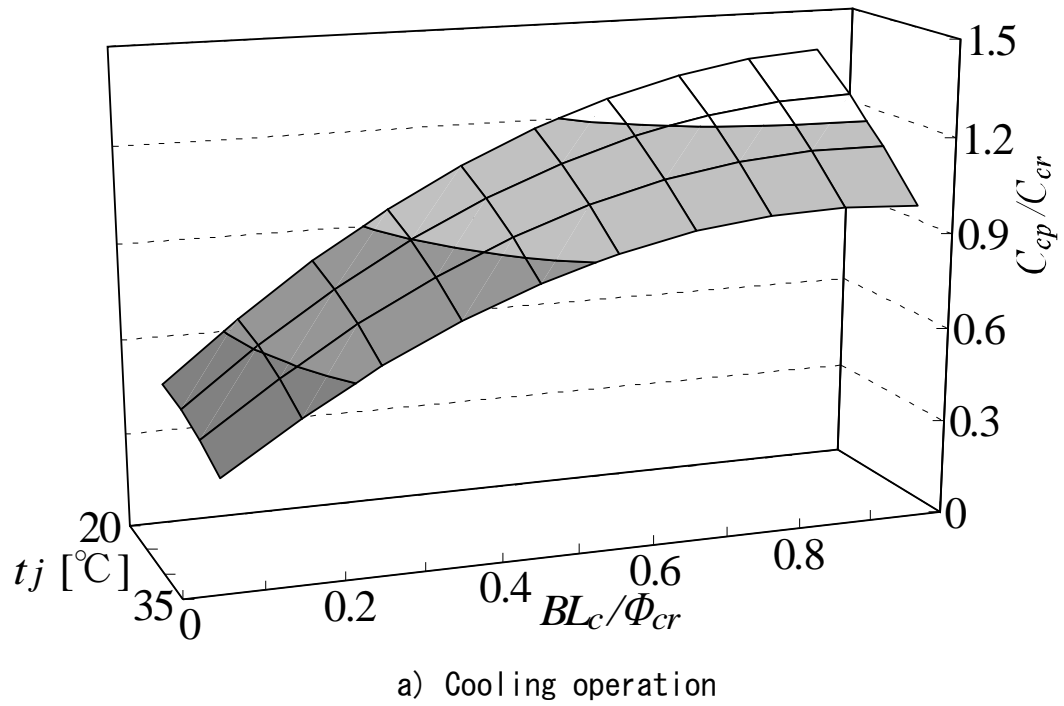


Fig. 4.3 外気温度と空調負荷率に対する COP の曲面 (Machine A)

## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

GHPにおいては、定格冷房能力が 85 kW以下の機器について期間エネルギー消費量の算出基準がJIS B 8627-1:2006<sup>41)</sup>に規定されている。本研究では、この算出基準により求めたCOPや期間エネルギー消費量の妥当性について検証するため、部分負荷性能試験で得られたCOPを最小自乗法により外気温度と空調負荷率の関数(2次曲面)として整理した。Fig. 4.3(a), (b)は、GHPにおける冷房および暖房運転時のCOPの変化である。本曲面では空調負荷率が25%未満のCOPは外挿となり、その推定値に誤差の生じる可能性がある。この点について検討するために、一部の $t_j$ についてTable 4.3よりもさらに低い空調負荷率でCOPを測定したところ、Fig. 4.3の曲面から推定される値と良く一致することを確認した。

### 4.3 期間エネルギー消費量の評価

#### 4.3.1 外気温度と室内空調負荷

ここまで示したように、EHP、GHPともにCOPは外気温度と室内空調負荷により変化する。

したがって、エアコンの期間エネルギー消費量を評価するためには、実際の使用状況を模擬できる外気温度データと室内空調負荷を与える必要がある。本研究では、JIS B 8616:2006 およびJIS B 8627-1:2006に基づき室内空調負荷 $BL_c$ (冷房)および $BL_h$ (暖房)を外気温度 $t_j$ に対する一次関数として与えた。 $t_j$ としては、同規格に採用されている各都市の標準気象データから、名古屋市気象データを選択した。建物用途としては、前章と同様に事務所を想定した。この場合、冷房期間は4月26日～10月26日、暖房期間は11月29日～3月26日、エアコン使用日数は週6日、1日の使用時間帯は8時～20時である。また、エアコン使用時の室内温度は、冷房時には27°C、暖房時には20°Cに設定される。事務所における室内空調負荷は、冷房負荷( $BL_c$ )の場合、 $t_j=17^\circ\text{C}$ で零、 $t_j=35^\circ\text{C}$ で定格冷房能力 $\Phi_{cr}$ と同値であり、 $t_j>35^\circ\text{C}$ の場合には $t_j$ においてエアコンが定格能力運転するときの冷房能力を負荷とみなす<sup>9)</sup>。暖房時の空調負荷 $BL_h$ は $t_j=11^\circ\text{C}$ で零、 $t_j=0^\circ\text{C}$ で $0.55\Phi_{cr}$ として与えられる。Fig. 4.4に $\Phi_{cr}$ が56kWの場合の室内空調負荷 $BL_c$ 、 $BL_h$ と $t_j$ の関係を、 $t_j$ の出現時間数(棒グラフ)とともに示す。なお、このFig. 4.4では便宜上、暖房空調負荷を負の値で示してある。

第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

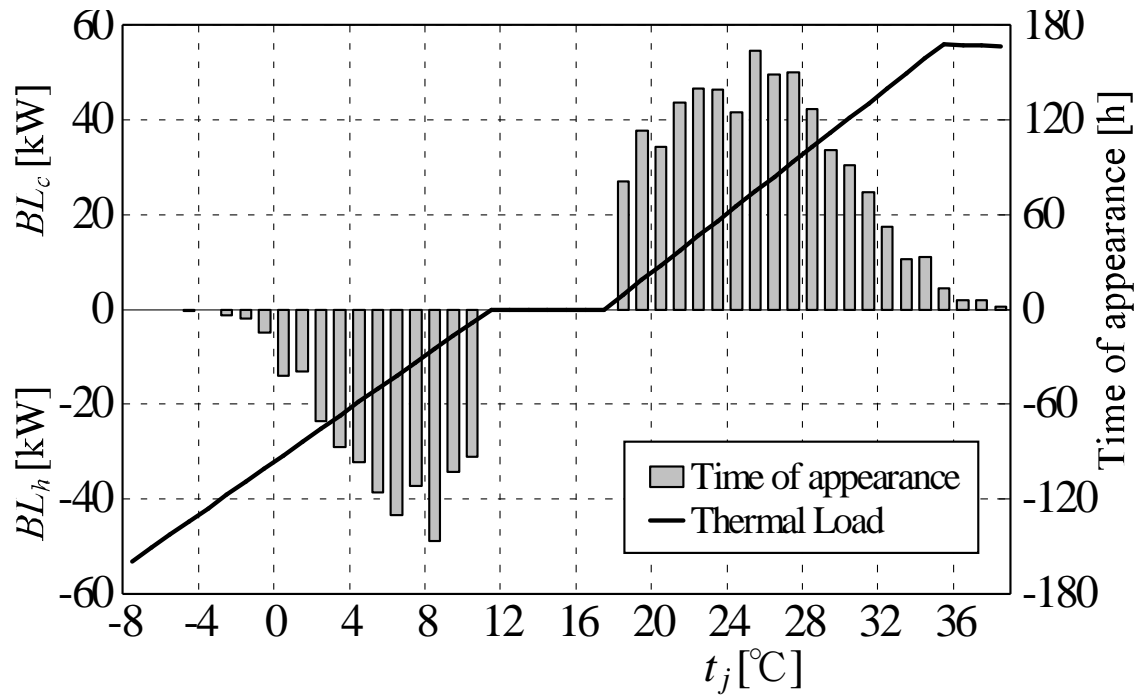


Fig.4.4 JIS B 8616: 2006 および JIS B 8627-1:2006 に基づく,  
 外気温度に対する室内空調負荷の関係  
 (定格冷房能力 $\Phi_{cr}$ が56 kWの場合)



## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

### 4.3.2 エネルギー消費効率の評価

Fig. 4.5(a)にEHPの部分負荷性能試験より求めた冷房運転時のCOP ( $C_{cp}$ ), およびJIS B 8616:2006 に基づき算出したCOP ( $C_{cj}$ ) の外気温度 $t_j$ に対する変化を示す. Fig. 4.5 中には冷房期間における $t_j$ の出現頻度も棒グラフで併記した. 前述のように室内空調負荷は $t_j$ に比例して増加するため 本Fig. 4.1. のCOPは $t_j$ と $BL_c$  両者の影響を反映した値となっている. 縦軸のCOPは, Fig. 4.1(a)と同様に $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c/\Phi_{cr} = 100\%$ の条件で測定されたCOP ( $C_{cr}$ ) で規格化して示した. なお参考のために, Fig. 4.5 には空調負荷が定格冷房能力 $\Phi_{cr}$ の25%, 50%, 75%に相当する外気温度も矢印で示した. Fig. 4.1 (a)で $C_{cp}$  が最大値に達した空調負荷率 $BL_c/\Phi_{cr} = 50\%$ は,  $t_j = 26^\circ\text{C}$ での冷房負荷にほぼ対応している.

前章で述べたように, EHPの場合, JIS B 8616:2006 により予測されるCOPは, 外気温度および室内空調負荷が低下するにつれて単純に上昇する傾向を示す. しかし, 部分負荷試験に基づく実測値はFig. 4.1 (a)の結果からも予想されるように, 外気温度が $35^\circ\text{C}$ から低下するにつれて一旦上昇し,  $t_j = 26^\circ\text{C}$ 付近で最大値を示した後,  $t_j$ の低下とともに下降している. したがって, JIS B 8616:2006 により予測されるCOPは,  $t_j$ が $26^\circ\text{C}$ 以上では実測COPと定量的によい一致を示すが, それ以下の温度では実測値との乖離が大きくなっている.

Fig. 4.5(b)はGHPの冷房運転における結果であり, EHPと同様に部分負荷試験における実測値とJIS B 8627-1:2006 に基づき算出したCOPを比較して示す. なお, GHPの場合, 部分負荷性能試験による実測COPとして2種類の値を示した. ”Partial Load Test (Primary Energy)”として示した結果は, Fig. 4.1 (b)と同様に, COPの分母に含まれる電力消費量を一次エネルギー消費量に換算し, ガスの一次エネルギー消費量に加えて定義したCOPである. 一方, ”Partial Load Test (JIS)”は, JISの定義に従い, 電力消費量に一次エネルギーへの換算係数 $9.76 \text{ MJ/kWh}$ を掛けない状態でガスの一次エネルギー消費量に加えて求めたCOP<sup>5)</sup>である. Fig. 4.5 の縦軸は,  $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c/\Phi_{cr} = 100\%$ で測定された後者のCOPで規格化した値を示す. 前述のように, GHPにおける電力消費量は一次エネルギーベースで全エネルギー消費量の10%~20%を占めるため, 前者のCOPは後者よりも15%~20%程度低い値をとる.

GHPにおける結果も, 定性的にはEHPと類似の傾向を示し, JIS B 8627-1:2006 に基づき予測したCOPは $t_j$ の低下に伴い単調に上昇するが, 実測値は $t_j = 30^\circ\text{C}$ 付近で最大値を示した後,  $t_j$ の低下に伴い減少している. JIS B 8627-1の定義に基づく実測COPは,  $t_j = 32^\circ\text{C}$ 以上では予測COPとよく一致するが, それより低温域では予測値を下回り, 外気温度が低下するにつれて両者の差は拡大している.

以上のように, 冷房運転の場合, EHP, GHP ともに JIS の手法により予測され

## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

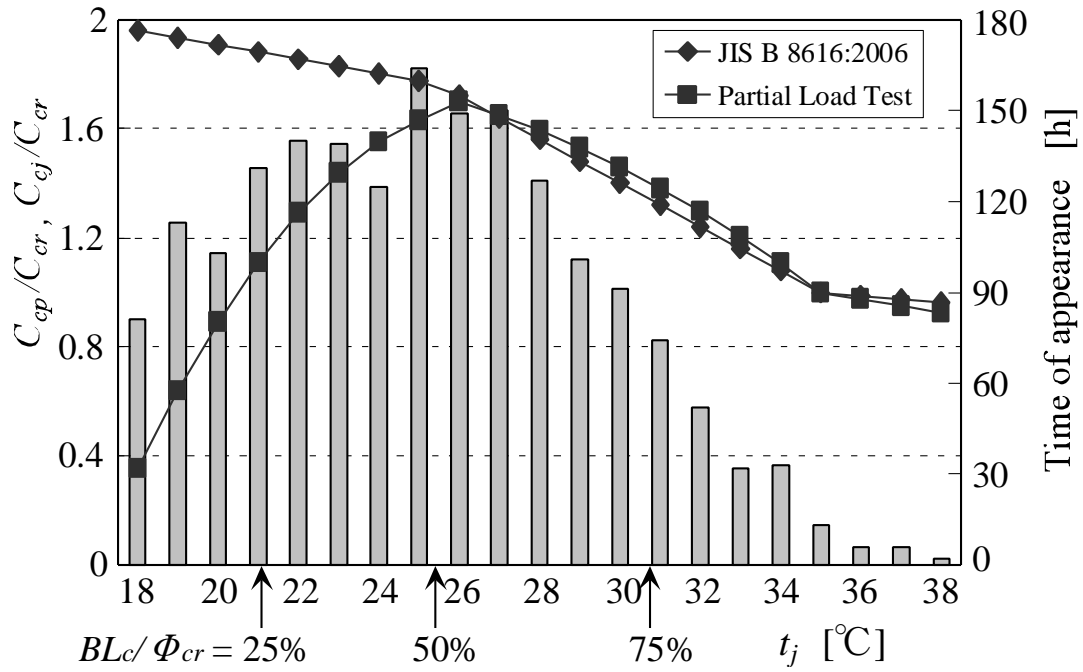
---

る COP は、外気温度が高く空調負荷の大きな領域では実測値とよく一致するが、外気温度とそれに対応した空調負荷が低下するにつれて実測値との乖離が大きくなっている。また、GHP では EHP よりも高外気温度・高空調負荷域で JIS に基づく COP 予測値と実測値との乖離が始まり、冷房負荷全発生時間の 90%以上の時間にわたって COP 予測値は実測値を上回っている。こうした JIS による COP の過大予測が期間エネルギー消費量の予測に与える影響については次節で検討する。

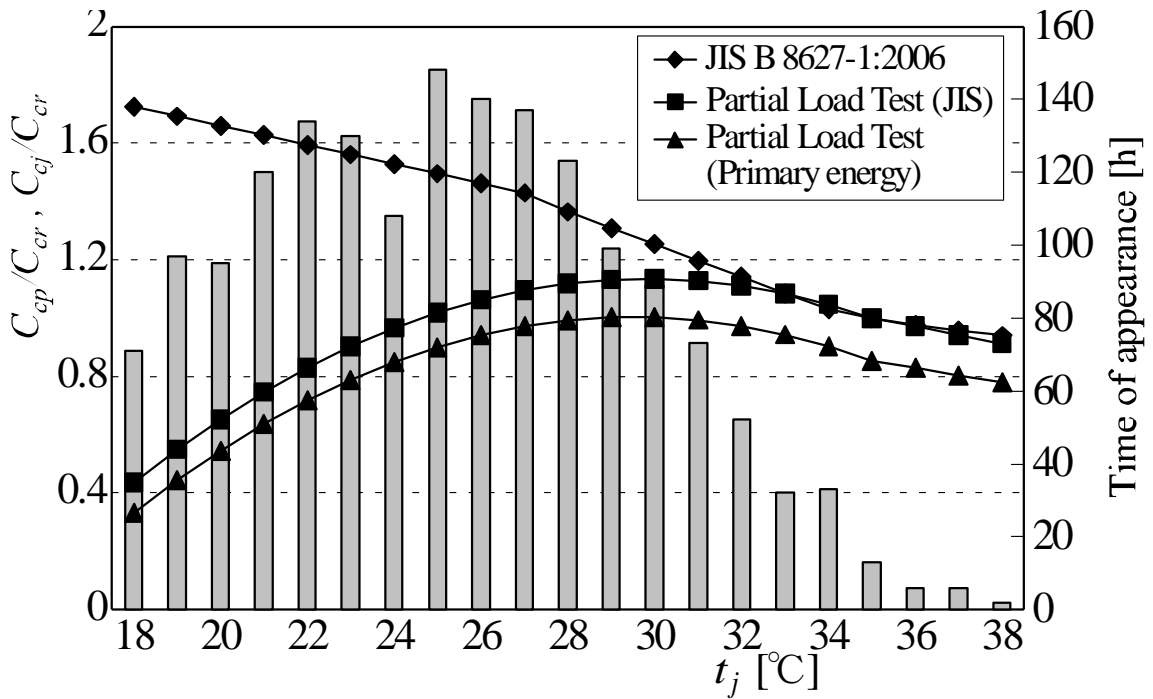
暖房運転の結果を Fig. 4.6 に示す。冷房の場合と同様に、部分負荷試験による COP 実測値  $C_{hp}$ 、JIS B 8616:2006 (EHP, Fig. 4.6(a)) あるいは JIS B 8627-1:2006 (GHP, Fig. 4.6(b)) による COP 予測値  $C_{hj}$ 、暖房期間における  $t_j$  の出現頻度、および暖房空調負荷が定格暖房能力  $\Phi_{hr}$  の 25%、50%、75% に相当する  $t_j$  も併記した。

EHP の場合、COP 予測値は外気温度が上昇し空調負荷が減少するにつれて単調に増加していくが、実測値は  $t_j = 0^\circ\text{C}$  付近で最大値に達した後、外気温度の上昇に伴い減少していく。そのため、JIS に基づき算出された COP の誤差は、高外気温度域で増大する。また、冷房運転では高空調負荷域において COP 予測値と実測値は定量的に良好な一致を示したが、暖房運転の場合には高負荷域においても両者の差異は冷房運転時に比べて大きく、JIS B 8616:2006 による手法は空調負荷の発生しているほぼ全温度域において COP を過大予測していることが分かる。

GHP においても、外気温度全域にわたり COP が過大予測される傾向は EHP と同様である。また、実測された COP は  $t_j = 0^\circ\text{C}$  付近で最大値を示すものの、EHP に比べて COP の外気温度および空調負荷に対する変化は小さく、暖房期間内の COP の変動は  $\pm 5\%$  以下である。Fig. 4.2(b) に示したように、GHP の暖房運転における COP 実測値は外気温度の上昇と空調負荷の増加に伴い上昇する。Fig. 4.6(b) では、 $t_j$  が上昇（下降）すると空調負荷は減少（増大）するため、COP に対する外気温度と空調負荷の影響が相殺した結果、COP はほぼ一定値を示すものと考えられる。



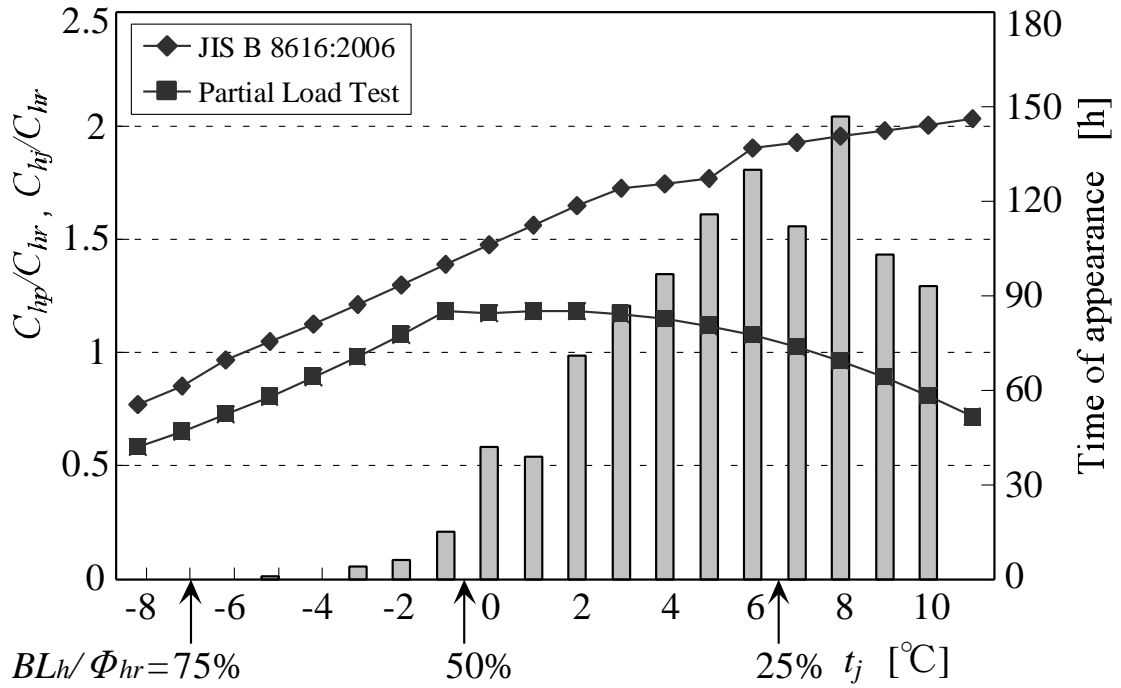
(a) EHP



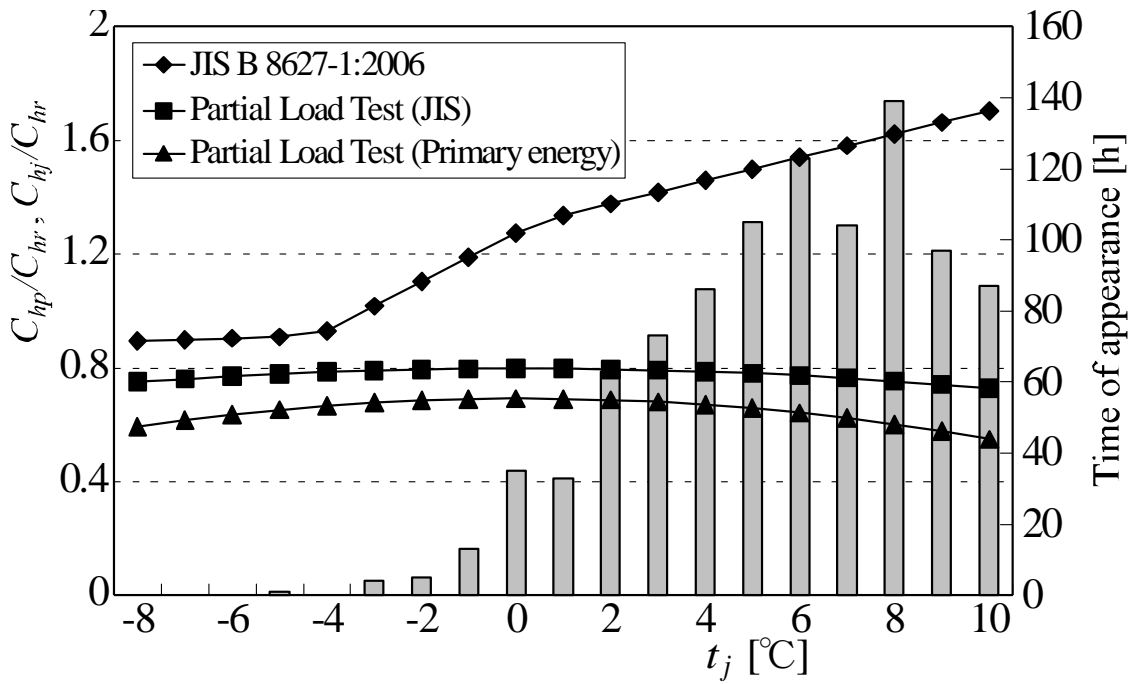
(b) GHP

Fig. 4.5 冷房運転における COP の予測値と実測値の比較

第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較



(a) EHP



(b) GHP

(c)

Fig. 4.6 暖房運転における COP の予測値と実測値の比較

#### 4.4 期間エネルギー消費量の予測誤差

以上に示したように、JIS B 8616:2006 あるいはJIS B 8627-1:2006 をビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費量の評価に適用した場合、低空調負荷時のCOPが過大予測される傾向がある。Fig. 4.5 とFig. 4.6 から分かるように、外気温度の出現頻度はCOPの予測誤差が拡大する低空調負荷域で多くなるため、COPの予測誤差は期間エネルギー消費量の予測にも悪影響を及ぼす可能性がある。そこで、このCOPの誤差が期間消費エネルギーの予測結果に及ぼす影響を定量的に評価するために、前章と同様に次式で定義される各 $t_j$ におけるエネルギー消費量の予測誤差を、冷房運転時と暖房運転時それぞれについて求めてみた。

冷房運転：

$$\Delta P_c(t_j) = \left( \frac{1}{C_{cj}(t_j)} - \frac{1}{C_{cp}(t_j)} \right) \times BL_c(t_j) \times T_c(t_j) \quad (4-1)$$

暖房運転：

$$\Delta P_h(t_j) = \left( \frac{1}{C_{hj}(t_j)} - \frac{1}{C_{hp}(t_j)} \right) \times BL_h(t_j) \times T_h(t_j) \quad (4-2)$$

ここで、 $C_c(t_j)$ と $C_h(t_j)$ は、外気温度 $t_j$ とそれに対応した室内空調負荷 $BL_c(t_j)$  (冷房) あるいは $BL_h(t_j)$  (暖房) の条件におけるエネルギー消費効率であり、添え字 $j$ はJIS B 8616:2006 あるいはJIS B 8627-1:2006 による予測値、 $p$ は部分負荷性能試験に基づいて求めた実測値を示している。また、 $T_c(t_j)$ と $T_h(t_j)$ は冷房および暖房期間中における $t_j$ の発生時間数である。したがって、 $\Delta P_c(t_j)$ および $\Delta P_h(t_j)$ は、 $t_j$ におけるエネルギー消費量の予測誤差、すなわち JISに基づく予測値－部分負荷試験に基づく実測値 を表すことになる。なお、GHPの実測COPとしては、JIS B 8627-1:2006 の定義に基づく値 (Fig. 4.5(b)とFig. 4.6(b)に” Partial Load Test (JIS)” として示したCOP) を採用した。

Fig. 4.7 にEHPとGHPの冷房運転における予測誤差 $\Delta P_c(t_j)$ を示す。横軸は外気温度 $t_j$ であり、縦軸は式(1)で求めた各 $t_j$ におけるエネルギー消費量誤差 $\Delta P_c(t_j)$ を、冷房全期間内のエネルギー消費量 $P_c$ で規格化した値を示している。この値が負の場合、JISに基づく計算手法がエネルギー消費量を過小に予測していることを意味する。

## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

---

EHPの場合、前章で述べたように、 $t_j < 26^\circ\text{C}$ の比較的低温域の期間においては、 $\Delta P_c(t_j)$ は大きく負の値をとり、JIS B 8616:2006 に基づく計算方法は電力消費量を過小予測していることが分かる。一方、GHPでは、外気温度のほぼ全域で $\Delta P_c(t_j)$ は負になり、 $t_j$ が低下するにつれて誤差が増大する傾向を示す。低温域の領域は冷房負荷も小さく、各 $t_j$ におけるエアコンの単位時間当たりのエネルギー消費量は小さくなる。しかし、JIS B 8616:2006 に基づくCOPの予測誤差は低温域ほど拡大し、さらに温度の発生時間数も大きいため、両者の相乗効果によりエネルギー消費量の予測誤差が大きくなったものと考えられる。

Fig. 4.8 は暖房運転時の結果であり、縦軸は各 $t_j$ におけるエネルギー消費量の予測誤差 $\Delta P_h(t_j)$ を暖房全期間内のエネルギー消費量 $P_h$ で規格化して示した。GHP、EHPともにエネルギー消費量は暖房期間のほぼ全温度域にわたって過小予測されており、とくに温度出現時間数が大きい $t_j = 6^\circ\text{C}$ 近傍の低空調負荷領域で誤差が最大になっている。

第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

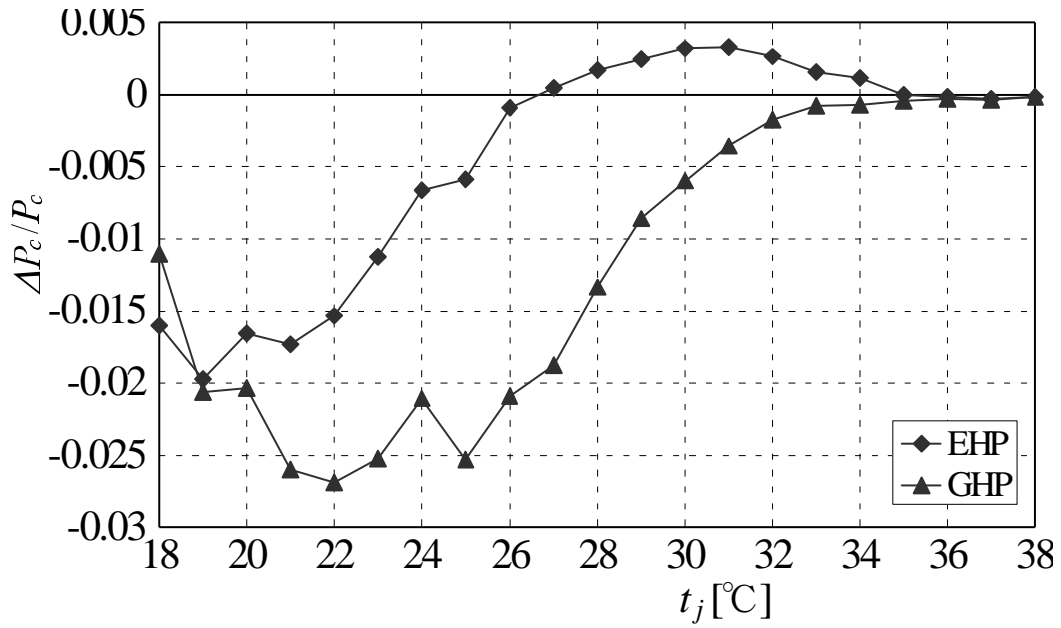


Fig. 4.7 JIS B 8616: 2006 または JIS B 8627-1:2006 による  
エネルギー消費量の予測誤差  $\Delta P_c(t_j)$  (冷房運転)

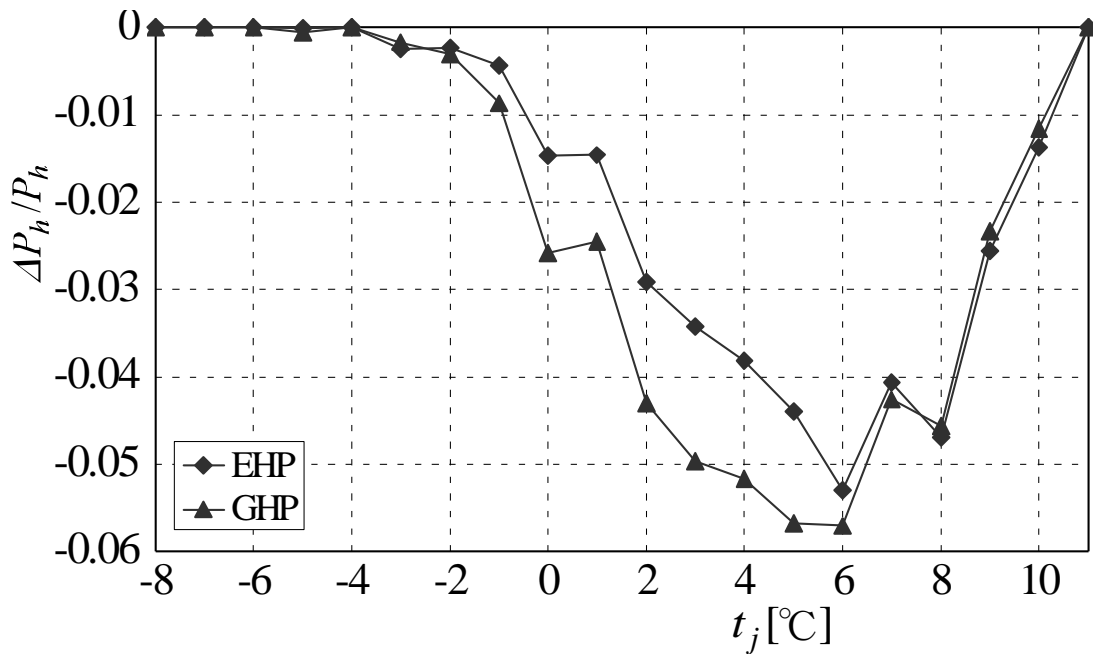


Fig. 4.8 JIS B 8616: 2006 または JIS B 8627-1:2006 による  
エネルギー消費量の予測誤差  $\Delta P_h(t_j)$  (暖房運転)

## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

Table 4.5 に期間エネルギー消費量の評価結果をまとめて示す。Pは冷・暖房各期間あるいは通年にわたるエネルギー消費量であり、添字jはJIS B 8616:2006 あるいはJIS B 8627-1:2006 による予測値、pは部分負荷性能試験に基づいて求めた実測値を表している。EHPの場合、JIS B 8616:2006 に基づき算出された消費電力量は、実測値を冷房期間で約 10%、暖房期間で約 30%下回っている。名古屋市の標準気象データを用いた場合、本研究で対象とした事務所における冷房と暖房の期間消費電力量の比 $P_{hp} / P_{cp}$  は約 0.5 であったため、通年消費電力量の予測結果には約 17%の誤差が生じている。GHPではEHPに比べて全般に予測誤差が拡大しており、通年エネルギー消費量の予測誤差は約 38%に達している。

こうした JIS B 8616:2006 による期間エネルギー消費量の予測誤差は、低空調負荷時における COP の過大予測が原因であり、期間エネルギー消費量を正確に見積もるためには、高空調負荷時のみならず低空調負荷時の部分負荷特性も的確に把握することが重要といえる。また、GHP における COP および期間エネルギー消費量の予測誤差は、EHP における予測誤差よりも全般に大きくなっている。次節では、この原因について検討する。

Table 4.5 JIS B 8616:2006 または JIS B 8627-1:2006 による  
期間エネルギー消費量の予測誤差

冷房期間における消費電力量 (4/26 - 10/26)		
$P_{cj} / P_{cp}$	EHP	GHP
		0.895 (-10.5%)
暖房期間における消費電力量 (11/29 - 3/26)		
$P_{hj} / P_{hp}$	EHP	GHP
		0.703 (-29.7%)
通年にわたる消費電力量		
$P_j / P_p$	EHP	GHP
		0.833 (-16.7%)



### 4.5 GHP における COP 予測精度の低下要因に関する検討

#### 4.5.1 COP 測定値の比較

ここまで示したように、冷・暖房期間ともに、JIS の算出規準により予測される GHP の COP は EHP に比べて精度が低下している。この傾向は、空調負荷が高い領域から顕著であり、GHP において期間エネルギー消費量の予測誤差が増大する原因となっている。JIS B 8627-1:2006 では、Table 4.4 に示した定格および中間性能試験の結果に基づき、外気温度と空調負荷に対する COP の変化を予測する。そこで本章では、冷房運転時に注目し、JIS B 8627-1:2006 の性能試験で得られた COP と部分負荷試験で測定された COP、およびその時のエアコンの運転状況を比較することで、空調負荷が高い領域における GHP の COP 予測精度の低下原因について検討する。

Table 4.6 は、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 に規定された定格および中間冷房性能試験で得られた COP の結果であり、それぞれのエアコンについて定格冷房性能試験で測定された COP により規格化した値を示している。EHP、GHP とともに、中間能力における COP は定格時に比べて向上していることが分かる。

一方、Table 4.7 は部分負荷性能試験で測定された COP であり、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ 、 $BL_c / \Phi_{cr} = 100\%$ 、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ 、 $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  および  $t_j = 25^\circ\text{C}$ 、 $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  における値を示す。これらの外気温度と空調負荷は、それぞれ JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の定格と中間性能試験の条件、および中間能力相当の冷房負荷が発生する外気温度（事務所では約  $26^\circ\text{C}$ ）の条件に相当しているが、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の試験方法とは異なり本試験では圧縮機の回転数は予め固定されておらず、室内温度は試験されるエアコン自体により  $27^\circ\text{C}$  に制御される。表には  $t_j = 35^\circ\text{C}$ 、 $BL_c / \Phi_{cr} = 100\%$  における COP で規格化した値を示した。EHP では、JIS B 8616:2006 の性能試験結果と同様に  $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  の COP は 100% 負荷時よりも向上している。しかし GHP では、JIS B 8627-1:2006 の性能試験結果と異なり、空調負荷を半減させても COP は 100% 負荷時と同等かむしろ低下している。

JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 では、中間能力相当の空調負荷が発生する外気温度（事務所では約  $26^\circ\text{C}$ ）における COP を、中間性能試験で測定された COP に基づき推定する。EHP の場合、中間性能試験における COP は定格時の約 1.5 倍に達するため、JIS B 8616:2006 の計算手法に基づくと  $t_j = 26^\circ\text{C} \sim 35^\circ\text{C}$  の温度域における COP は、外気温度とそれに対応した空調負荷の低下に伴い上昇す

## 第 4 章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

ると予測される。一方、負荷率 50%の部分負荷試験におけるCOPも 100%負荷時より向上するため、Fig. 4.5(a)に見られるように、この予測COPは部分負荷性能試験における実測結果とよく一致する。したがって、EHPの場合、 $t_j = 26^\circ\text{C} \sim 35^\circ\text{C}$ すなわち空調負荷率が約 50%以上の条件では、JISにおける中間性能試験の結果が部分負荷特性の予測に有効であることが分かる。

一方、GHPの場合、中間性能試験におけるCOPは定格時よりも上昇するため、この結果に基づき予測されるCOPは、EHPと同様に $t_j = 26^\circ\text{C} \sim 35^\circ\text{C}$ の範囲では外気温度の低下に伴い単調に上昇することになる。しかし、部分負荷試験で測定されたCOPは空調負荷率が 100%から 50%に減少しても上昇しないため、COPの予測値と実測値の乖離はEHPよりも高い外気温度域で始まると考えられる。このように、GHPの場合には、中間性能試験が実際の部分負荷運転の状態を的確に再現できておらず、そのためCOPの予測誤差が拡大している可能性がある。この点について検討するために、次節では各試験条件におけるエアコンの運転状況について調べる。

Table 4.6 定格冷房能力試験時の COP と中間冷房能力試験時の COP の比較

Operating condition	EHP	GHP
Rated capacity	1	1
Half capacity	1.56	1.24

Table 4.7 定格冷房能力試験時の COP に対する  
部分負荷性能試験時の COP の比較

Operating condition	EHP	GHP
$t_j = 35^\circ\text{C}, BL_c / \Phi_{cr} = 100\%$	1	1
$t_j = 35^\circ\text{C}, BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$	1.49	0.84
$t_j = 25^\circ\text{C}, BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$	1.83	1.03

### 4.5.2 エアコン運転状況の比較

上述のように、GHP における COP の予測精度が EHP に比べて低下するのは、JIS B 8627-1:2006 の中間性能試験における COP と負荷率 50% の部分負荷性能試験における COP との差が大きいことに一因があると考えられる。本節では各性能試験で観察されたエアコンの運転状況に基づき、この原因について検討する。

Fig. 4.9 は EHP において JIS B 8616:2006 の (a) 定格性能試験および (b) 中間性能試験で測定された冷房能力  $\Phi_{cr}$ 、圧縮機回転数  $R_c$ 、冷媒圧力  $p_h$  (高圧側) と  $p_l$  (低圧側) の時間変化を示している。冷媒圧力以外は当該エアコンの定格性能試験で測定された値 ( $R_r$ ,  $\Phi_r$ ) で規格化した。なお、本研究で用いた EHP と GHP はともに複数台の圧縮機を有しているが、ここに示す圧縮機回転数は全圧縮機の平均値である。いずれの性能試験においても、JIS B 8616:2006 で求められているように圧縮機回転数は一定に保たれており、冷房能力と冷媒圧力も定常状態で運転されていることが分かる。中間性能試験では、冷媒の高低圧力差  $p_h - p_l$  が定格時に比べて減少しており、これが中間能力時における COP の向上をもたらすと考えられる。

Fig. 4.10 は GHP における定格および中間性能試験の結果である。EHP の場合と同様に圧縮機は一定回転数を保った定常状態で運転されており、また中間能力時における冷媒の圧力差も若干変動はあるものの定格時に比べて減少している。

次に、部分負荷性能試験における結果を示す。まず EHP において  $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  の条件で測定された結果を Fig. 4.11 (a) に示す。本試験では、JIS B 8627-1:2006 の中間性能試験とは異なり、圧縮機回転数は空調負荷に応じてエアコン自体により制御されるため、定常運転は保証されていない。しかし、EHP では中間性能試験の場合と同様に圧縮機回転数は一定で定常運転が行われており、冷媒圧力も中間性能試験時とほぼ等しい。このように、EHP の場合、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  の部分負荷試験におけるエアコンの運転状態は、JIS B 8616:2006 の中間冷房性能試験時の運転状態と実質的に同等と見なすことができる。

一方、Fig. 4.11 (b) に示す GHP の場合は、圧縮機回転数が周期的に変動し、それに連動して冷房能力も増減する非定常運転を行っている。このように、50% 部分負荷時の GHP の運転状況は中間性能試験時と大きく異なるが、冷媒圧力は圧縮機回転数にかかわらずほぼ一定に保たれており、平均冷媒圧力差は定格時と同じ値となった。したがって、冷媒圧力からは、GHP において空調負荷率 50% の部分負荷運転時に COP が低下した原因を見いだすことはできない。

そこで、GHP の部分負荷運転時における COP の低下原因について検討するために、Fig. 4.12 に GHP の中間性能試験および  $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$  の部分負荷性能試験時に得られた冷房能力、瞬時 COP、エンジンおよび圧縮機回転数の時

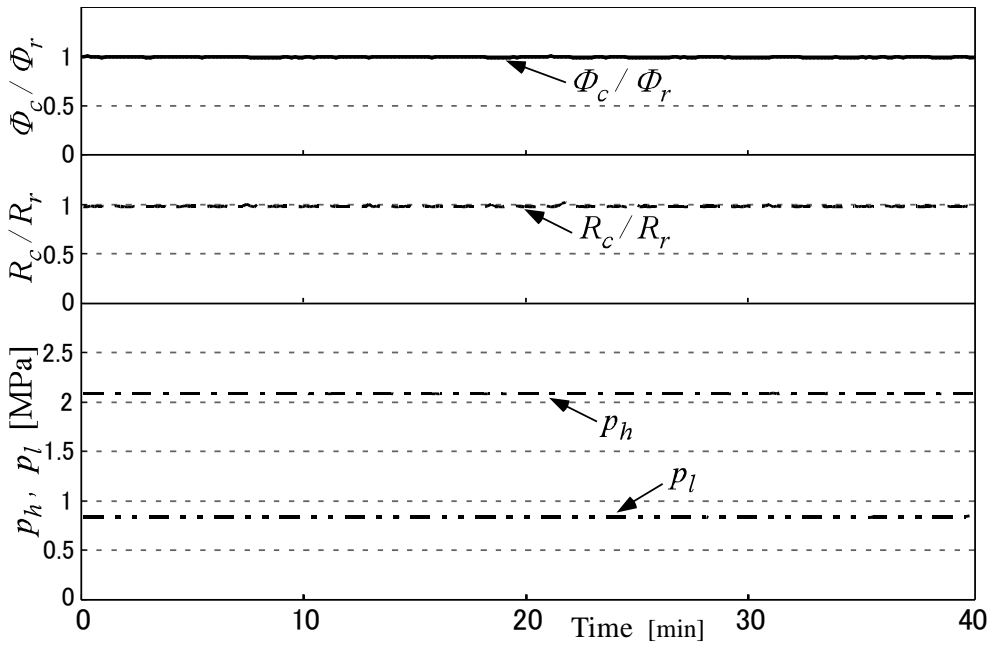
## 第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較

---

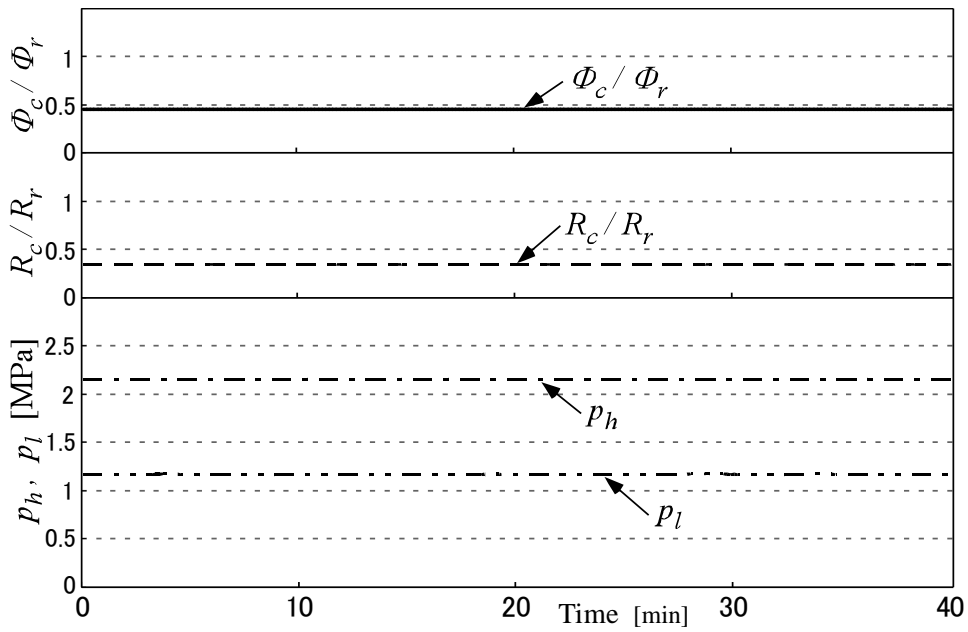
系列変化を示す。ここでも各値は定格時の測定値で規格化した。なお、本研究で使用したGHPは1台のエンジンと2台の圧縮機を有し、両者はクラッチで接続されている。運転時におけるクラッチの接続状態を明らかにするため、Fig. 4. 12には各圧縮機の回転数を表示した。Fig. 4. 12(a)に示した中間性能試験時には、エンジンと2台の圧縮機の回転数はともに定格値の半分に維持されていることから、クラッチは2台とも常時接続されていることが分かる。この場合、COPは定格時よりも常に高い値を示している。

一方、Fig. 4. 12(b)に示す50%部分負荷運転の場合、エンジン回転数は多少の変動はあるものの定格回転数の70%~80%に保たれている。しかし圧縮機は、圧縮機2が一部の時間帯を除いてほぼ定常運転されているのに対し、圧縮機1はON-OFFを繰り返す断続運転になっている。冷房能力は、圧縮機1の停止時に定格能力の30%程度にまで減少する。また、COPは2台の圧縮機の作動時には定格時とほぼ同じ値を示すが、一方の圧縮機の停止に伴いCOPも低下している。以上から、50%部分負荷運転時には、エンジンはほぼ定常状態で運転されるがその回転数は空調負荷に対し高めに設定されており、冷房能力は2台のクラッチのON-OFFによる圧縮機の断続運転により制御されていることが分かる。一方のクラッチが切断されている時にもエンジンは動力の一部を圧縮機に伝えない状態で2台接続時と同じ回転数を維持するため、エンジンのガス消費量は空調負荷の低下に応じて減少せず、これがGHPにおけるCOPの低下をもたらすと考えられる。

以上のように、Fig. 4. 1やFig. 4. 5に見られたEHPとGHPのCOP特性の差異は、部分負荷運転時における圧縮機の制御方法に起因する。とくにGHPにおいて期間エネルギー消費量の予測精度を高めるためには、低負荷条件の性能試験を行うことに加えて、圧縮機回転数を固定せずエアコン自体に室内温度を制御させた状態で試験を行うことが必要と考えられる。また、部分負荷時にもクラッチのON-OFFではなくエンジン回転数の制御により空調能力を調節することができれば、GHPの部分負荷性能は向上すると思われる。

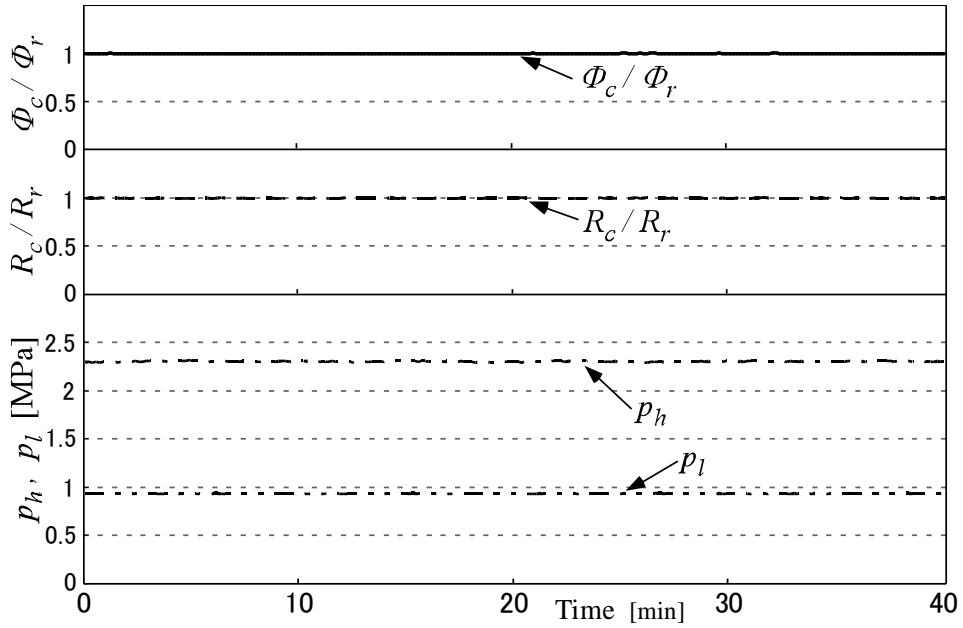


(a) Rated capacity

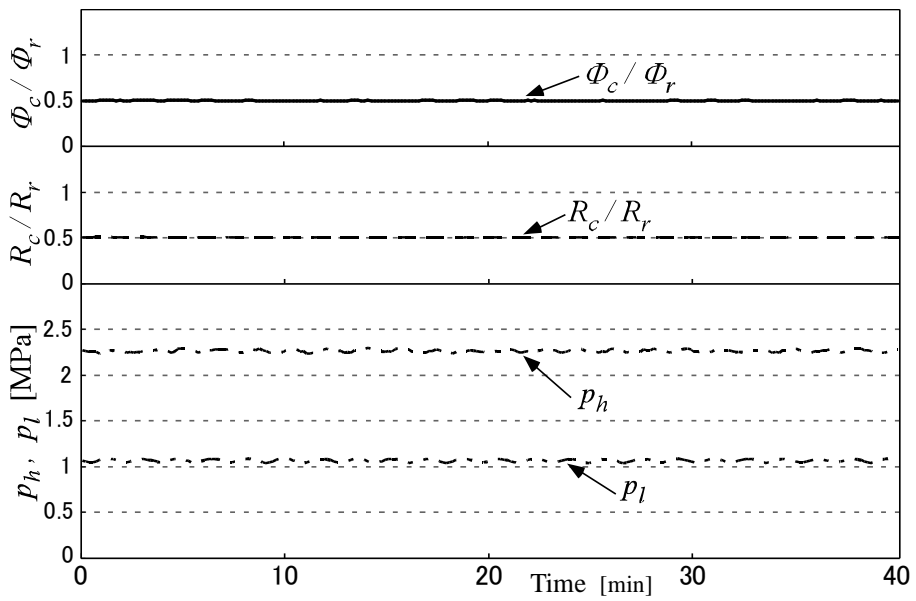


(b) Half capacity

Fig. 4.9 冷房運転試験時の EHP の運転状態

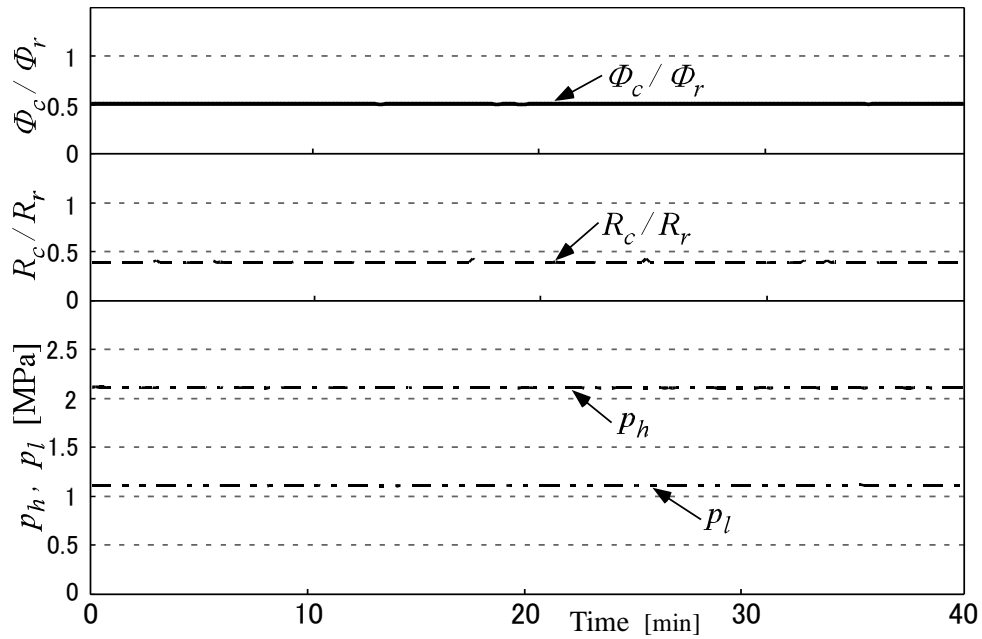


(a) Rated capacity

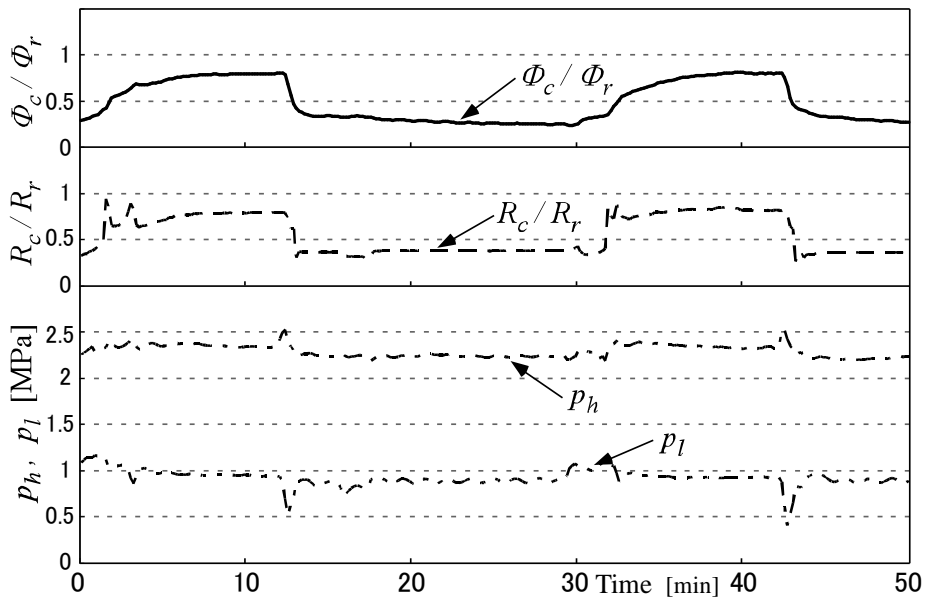


(b) Half capacity

Fig. 4.10 冷房運転試験時の GHP の運転状態



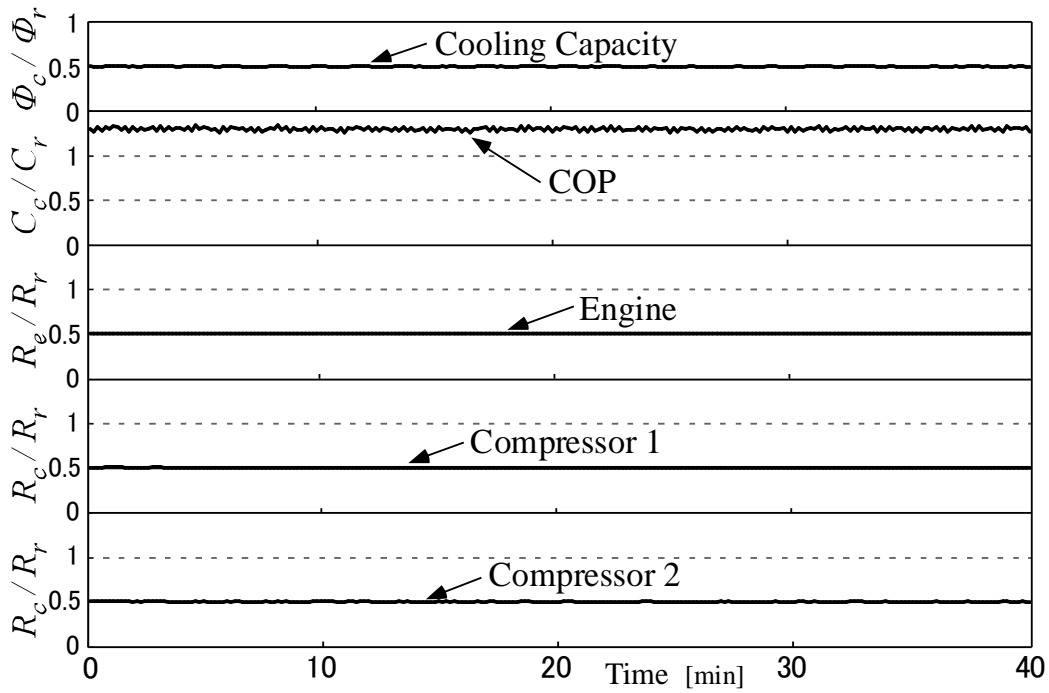
(a) EHP



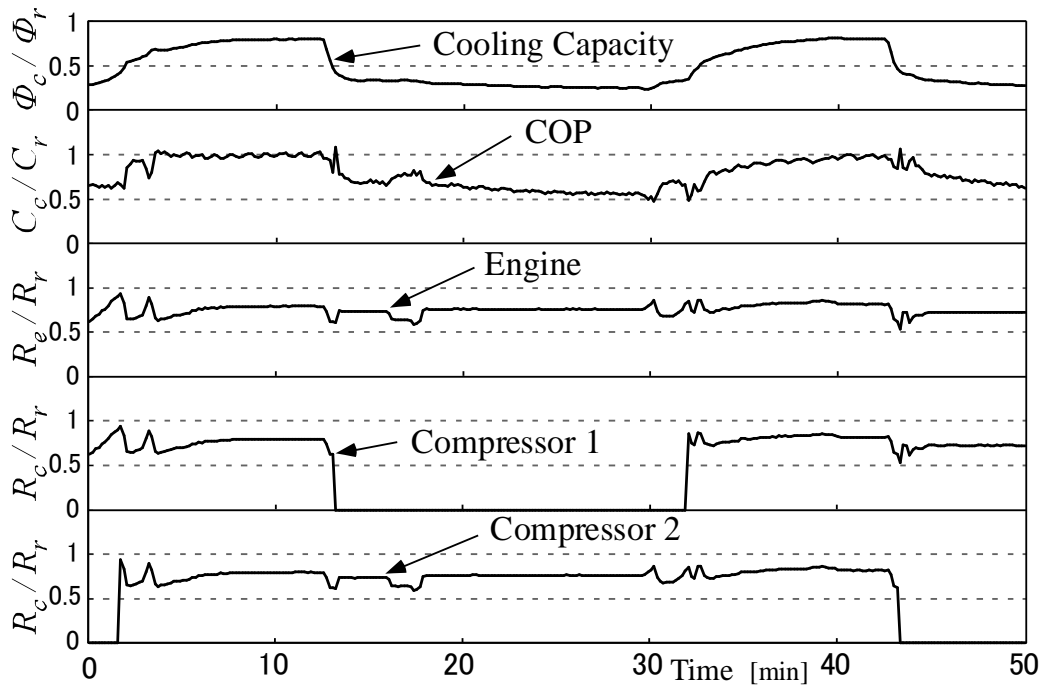
(b) GHP

Fig. 4.11 部分負荷性能試験時の運転状態  
( $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c/\Phi_{cr} = 50\%$ )

第4章 EHP と GHP における期間エネルギー消費の比較



(a) Half capacity operation test of JIS



(b) Partial thermal load performance test for  $t_j = 35^\circ\text{C}$ ,  $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$

Fig. 4.12 中間能力試験時(a)と部分負荷性能試験時(b)の運転状態



### 4.6 結言

第4章では、ガス式業務用エアコン（GHP）の部分負荷性能試験結果を示し、第3章で示した EHP における部分負荷特性と比較するとともに、JIS B 8627-1:2006 により予測される COP と期間エネルギー消費量の精度について評価した。主な結果を以下に示す。

- (4-1) GHP の部分負荷時における COP は、外気温度と空調負荷率によって大きく変化する。
- (4-2) 外気温度に対しては、GHP の冷房運転時、同一空調負荷率の元では外気温度が低いほど COP が上昇する。GHP の暖房運転時、EHP と同様に、同一空調負荷率では、外気温度が高いほど COP が高くなる。
- (4-3) 空調負荷率に対しては、冷房と暖房ともに、EHP では空調負荷率 50%で COP は極大値を示すが、GHP の COP は負荷率 100%で最大値を示し、負荷率の減少に伴い低下する。空調負荷率 50%で運転される時には、エンジンはほぼ定常状態で運転されるが、その回転数は空調負荷に対し高めに設定されており、冷房能力は2台のクラッチの ON-OFF による圧縮機の断続運転により制御されている。一方のクラッチが切断されている時にもエンジンは動力の一部を圧縮機に伝えない状態で2台接続時と同じ回転数を維持するため、エンジンのガス消費量は空調負荷の低下に応じて減少せず、これが GHP における COP の低下をもたらすと考えられる。
- (4-4) JIS B 8627-1:2006 に規定された GHP のエネルギー消費量算出法は、冷房・暖房ともに低空調負荷の条件において COP を過大予測する。COP の予測誤差は EHP の場合よりも大きく、その結果、JIS B 8627-1:2006 に基づき算出される期間エネルギー消費量は、実際の消費量を冷房期間で約 30%、暖房期間では約 50%下回り、通年エネルギー消費量は約 38%過小評価される。



## 第5章 EHPにおける期間エネルギー消費量

### 評価方法の改良<sup>43), 44)</sup>

第3章で示したように, JIS B 8616:2006 をビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費評価に適用した場合, 算出される COP や期間エネルギー消費量の値にはかなり大きな誤差が含まれる. 本章では, ここまで述べてきた結果に基づき, EHP を代表として, COP や期間消費電力量の高精度な予測が可能な新たな性能評価方法を提案するとともに, その有効性について検証する.

#### 記号

$BL$ : 室内空調負荷	[kW]
$C$ : エネルギー消費効率 (COP)	[-]
$\Delta P$ : 期間消費電力量の予測誤差	[kWh]
$P$ : 期間消費電力量	[kWh]
$R$ : 圧縮機回転数	[Hz]
$T(t_j)$ : 外気温度 $t_j$ の出現時間数	[h]
$t_j$ : 室外側空気乾球温度 (外気温度)	[°C]
$\Phi$ : 実測空調能力	[kW]

#### 添字

$c$ : 冷房運転
$h$ : 暖房運転
$j$ : JIS B 8616:2006 に基づく値
$p$ : 部分負荷運転試験に基づく値
$r$ : 定格値

## 5.1 冷房運転の性能試験

Table 3.4 に示したように、JIS B 8616:2006 では  $t_j = 35\text{ °C}$  の条件下で、定格および中間能力の 2 条件における試験結果に基づき冷房全期間における消費電力量を予測している。その結果、高空調負荷領域では COP の予測値は実測値と良好な一致を示すが、低負荷時の COP は大幅に過大予測され、期間消費電力量の予測精度に悪影響を及ぼす。そこで本研究では、低負荷時における COP の予測精度向上を目的として、Table 5.1 に示すような 3 条件、すなわち 100 % 負荷 ( $BL_c / \Phi_{cr} = 100\%$ 、定格性能) と 50 % 負荷 ( $BL_c / \Phi_{cr} = 50\%$ 、中間性能) に 25 % 負荷 ( $BL_c / \Phi_{cr} = 25\%$ 、低負荷性能) を加えた性能試験に基づき COP を予測する手法を検討する。

Table 5.1 冷房期間エネルギー消費量の予測精度向上のための新試験条件

	Thermal load ratio $BL_c / \Phi_{cr}$	Temperature of outdoor air $t_j$
Rating capacity	100 %	35 °C
Half capacity	50 %	26 °C
Low capacity	25 %	22 °C

Fig. 5.1 に、JIS B 8616:2006 で想定している冷房期間中の温度出現時間数のヒストグラム（名古屋の標準気象データ）とそれに伴う空調負荷（◆）、JIS B 8616:2006 に定められた定格性能試験と中間性能試験の条件（□）、および本研究で提案する性能試験条件（▲）を比較して示す。JIS の中間性能試験は  $t_j = 35\text{ °C}$  で行うが、Fig. 5.1 から明らかなようにこの試験条件は JIS B 8616:2006 自体で想定している外気温度  $t_j$  と空調負荷  $BL_c$  の関係を満たしていない。そこで本研究で提案する試験条件では、空調負荷率に合わせて外気温度も変化させることで、両者の整合を図った。すなわち、100 % 負荷の試験は外気温度  $t_j = 35\text{ °C}$  で行う。50 % 負荷と 25 % 負荷の場合は、3.3.2 項で述べた  $t_j$  と空調負荷の関係から、対応する  $t_j$  が 26 °C および 21.5 °C と求まるため、1 °C 未満を四捨五入し  $t_j = 26\text{ °C}$  および  $t_j = 22\text{ °C}$  において試験を行うこととする。また、この試験方法では、業務用エアコンの実際の運転状況を模擬するために、部分負荷性能試験の場合と同様に、室内側吸込空気温度が 27 °C になるようにエアコン自身に温度制御させた状態で、消費電力量などを測定することとした。第 4 章で述べたように、この試験方法は特に GHP における COP の予測に重要となる。

## 第5章 EHP における期間エネルギー消費量評価方法の改良

---

前述のように、本試験機器のCOPは空調負荷率が約 50 %の場合に最大値に達すると推定される。そこで、以上の3条件で測定されたCOPのうち、50 %負荷、 $t_j = 26$  °Cでの測定値を最大COPと仮定し、 $t_j > 26$  °C (すなわち $BL_c / \Phi_{cr} > 50$  %)におけるCOPは、100 %負荷、 $t_j = 35$  °Cでの測定値との間を $t_j$  に対し線形的に変化すると仮定する。また  $t_j < 26$  °Cでは、25 %負荷、 $t_j = 22$  °CでのCOP測定値との間を $t_j$  に対し線形的に変化し、 $t_j < 22$  °Cではこの直線を外挿することで外気温度に対するCOPの変化を予測する。なお、JIS B 8616:2006 で想定されている空調負荷は外気温度によりFig. 5.1 の様に一意に決まるため、上記のようなCOPの外気温度に対する変化には、COPの空調負荷に対する変化も反映されている。

Fig. 5.2 に、本手法によるCOPの予測値 (Fig. 5.2 中のNew COP)、部分負荷性能試験による実測値 (PLT COP)、およびJIS B 8616:2006 に基づく予測値 (JIS COP) を比較して示す。試験条件に低負荷条件 ( $BL_c / \Phi_{cr} = 25$  %,  $t_j = 20$  °C) を加えることにより、JIS B 8616:2006 による過大予測が顕著であった $t_j < 26$  °Cの温度領域で、COPの予測精度が向上していることが分かる。このCOP予測値を用いて、第3章の式(3-1)で定義した冷房運転時における消費電力量の予測誤差  $\Delta P_c(t_j)$  を求め、JIS B 8616:2006 に基づいた場合の誤差とともにFig. 5.3 に示した。なお、Fig. 3.7 とは異なり、Fig. 5.3 の縦軸は冷房期間における総消費電力量 $P_c$ で規格化してある。COPの結果から予想されるように、ここで提案した試験方法に基づく消費電力量の予測誤差は、JIS B 8616:2006 を用いた場合に比べて著しく小さくなることが確認できる。

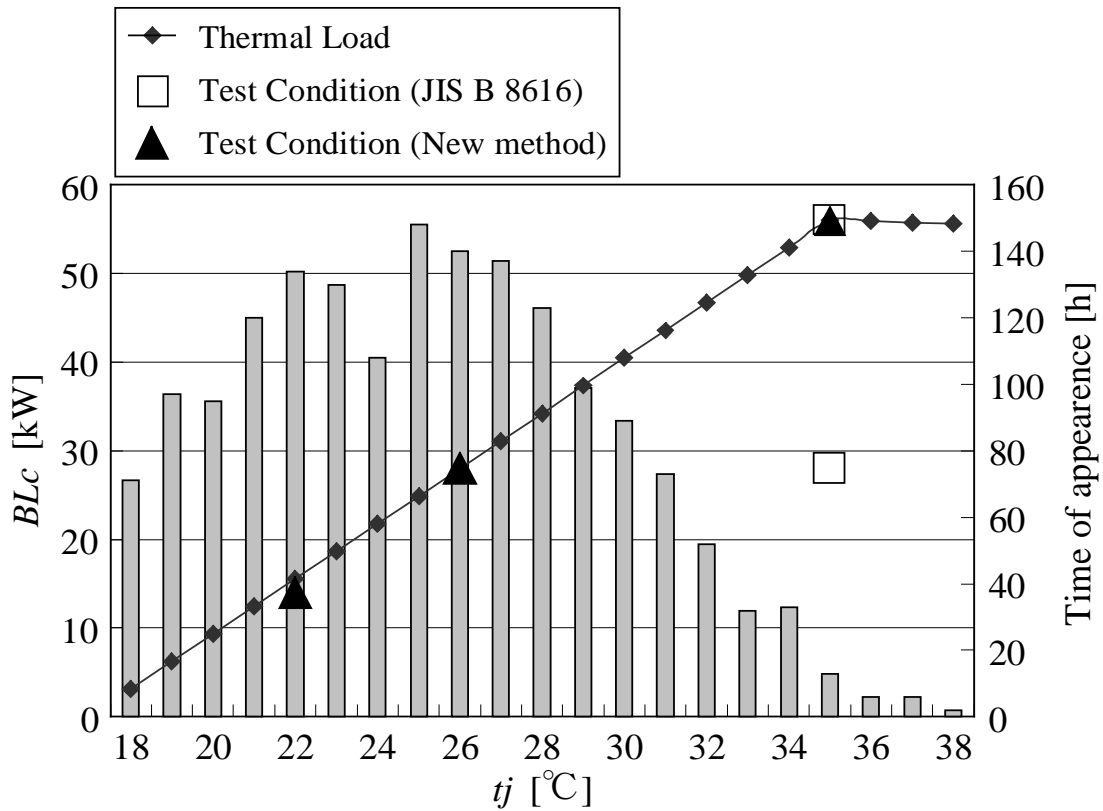


Fig. 5.1 冷房期間における新手法と JIS B 8616:2006 の試験条件の比較

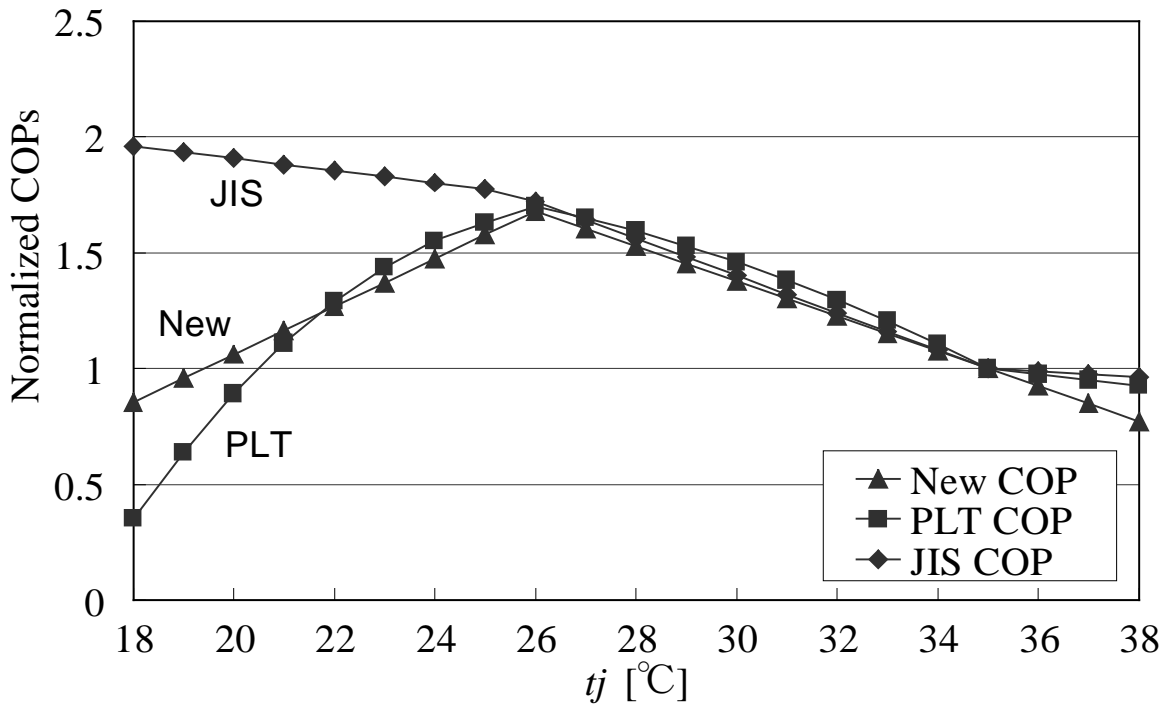


Fig. 5.2 冷房運転における COP の比較 (新手法, 部分負荷性能試験, JIS)

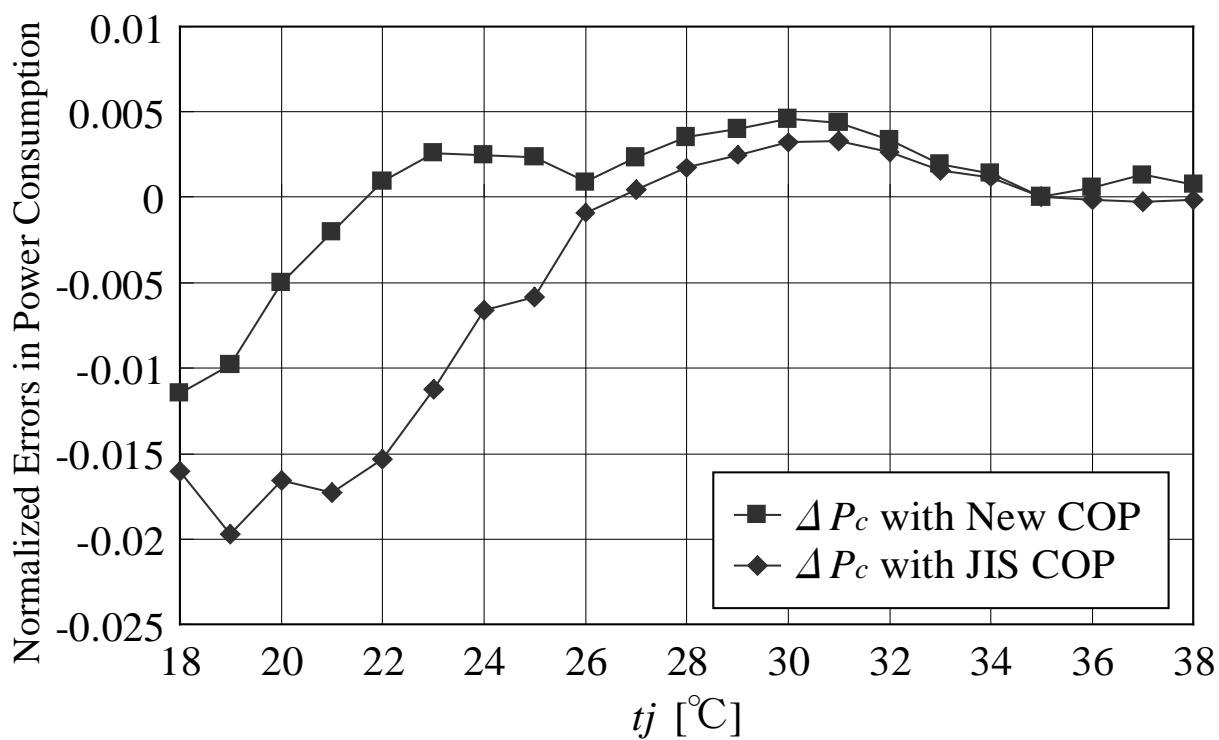


Fig. 5.3 冷房期間におけるエネルギー消費量の予測誤差の比較（新手法，JIS）

### 5.2 暖房運転の性能試験

JIS B 8616:2006 に基づくCOPと期間消費電力量の予測誤差は、暖房運転の場合により大きくなる。この点について検討するために、Fig. 5.1と同様にTable 3.4に示したJIS B 8616:2006で規定されている暖房能力試験の試験条件と、同規格で想定されている暖房期間の空調負荷との関係をFig. 5.4に示す。JIS B 8616:2006では、定格暖房標準能力、中間暖房標準能力（以上は $t_j = 7\text{ }^\circ\text{C}$ ）、および定格暖房低温能力（ $t_j = 2\text{ }^\circ\text{C}$ ）における試験結果に基づきCOPと期間消費電力量を予測する（Fig. 5.4中の□）。この場合、試験を行う $t_j$ は出現頻度の高い温度帯に一致している。しかし、各試験条件における空調負荷は、いずれも $t_j$ に対して想定されている負荷に比べてかなり大きく、その差は冷房試験の場合よりも拡大している。暖房期間における消費電力量の予測精度を向上させるためには、冷房試験の場合と同様に、これらの空調負荷を $t_j$ に整合させた条件で試験を実施する必要がある。そこで本研究では、Table 5.2に示す3条件で性能試験を行った場合を想定し（Fig. 5.4の▲）、COPや期間消費電力量の予測精度を検討する。なお、この場合も冷房試験と同様に、室内側吸込空気温度は $20\text{ }^\circ\text{C}$ になるようにエアコン自身に温度制御させた状態でCOPの測定を行う。

3条件で測定されたCOPのうち40%負荷、 $t_j = 2\text{ }^\circ\text{C}$ での値を最大COPと仮定し、冷房試験と同様に他の2条件で求めたCOPとの間を $t_j$ に対し線形的に変化すると仮定する。なお、前述のように、本機器は空調負荷率が約50%で最大COPを取ると推定され、この負荷率を与える $t_j$ は約 $0\text{ }^\circ\text{C}$ となる。従って、本来は40%負荷、 $t_j = 2\text{ }^\circ\text{C}$ に替えて50%負荷、 $t_j = 0\text{ }^\circ\text{C}$ でのCOPを最大値とすべきであるが、本条件は60%負荷、 $t_j = -3\text{ }^\circ\text{C}$ に近く試験条件のバランスが悪くなる。そこで本研究では40%負荷、 $t_j = 2\text{ }^\circ\text{C}$ での性能試験を実施し、そのCOPを最大値と仮定する。なお、両試験条件におけるCOPの差は極めて僅かであった。



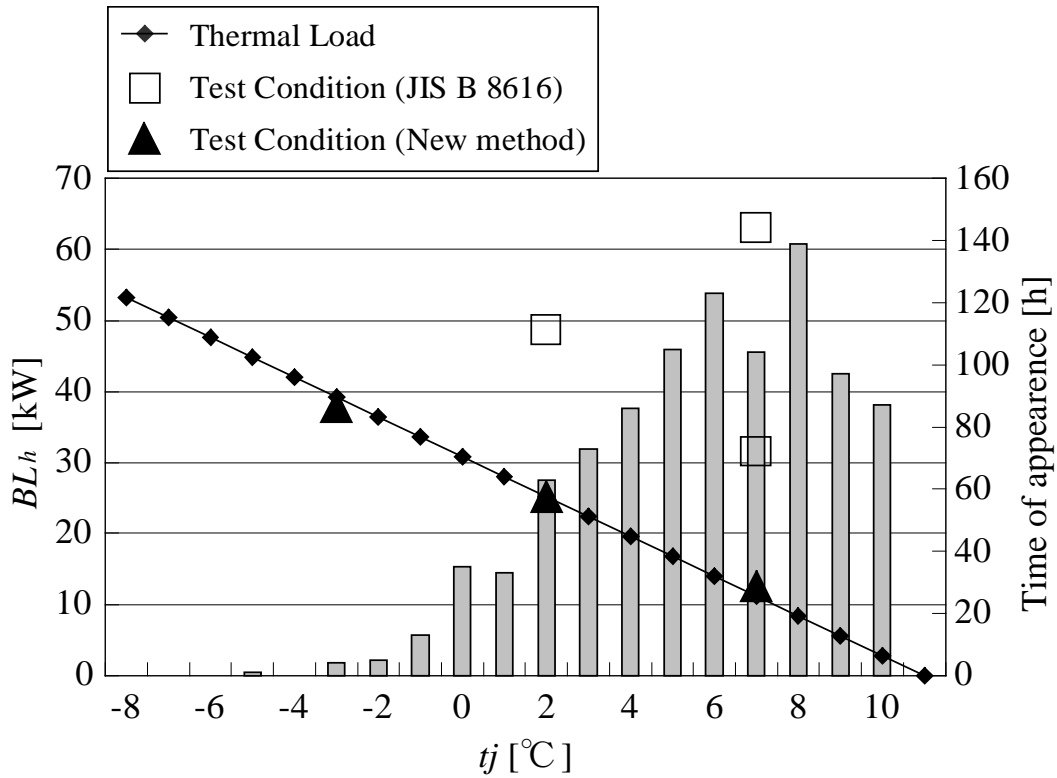


Fig. 5.4 暖房期間における新手法と JIS B 8616:2006 の試験条件の比較

Table 5.2 暖房期間エネルギー消費量の予測精度向上のための新試験条件

	Thermal load ratio $BL_h / \Phi_{hr}$	Temperature of outdoor air D. B. T. / W. B. T.
Standard temp.	20 %	7 / 6 [ $^{\circ}\text{C}$ ]
Low temp.	40 %	2 / 1 [ $^{\circ}\text{C}$ ]
Extremely low temp.	60 %	-3 / -4 [ $^{\circ}\text{C}$ ]

## 第5章 EHP における期間エネルギー消費量評価方法の改良

Fig. 5.5 に本手法によるCOP予測値，部分負荷試験による実測値，JIS B 8616:2006に基づく予測値の $t_j$ に対する変化を比較して示す．Fig. 5.6は，第3章の式(3-2)で定義した消費電力量の予測誤差 $\Delta P_h(t_j)$ の結果である．性能試験の条件数はJIS B 8616:2006と同じに保ち，試験条件のみを変更することにより，暖房運転時のCOPと期間消費電力量の予測精度は大幅に向上することが分かる．

Table 5.3に，JIS B 8616:2006に基づいて得られた期間消費電力量の予測誤差 (Table 3.5と同じ値)，およびここで提案した性能評価法により予測される電力消費量の誤差を比較して示す．新たな評価方法に基づく予測値の誤差は，冷房運転時で約5%，暖房運転時で約2%，通年では約4%にまで減少しており，JISにおける試験条件に1条件を追加することで，エネルギー消費量の予測精度を大幅に向上させ得ることが確認できる．

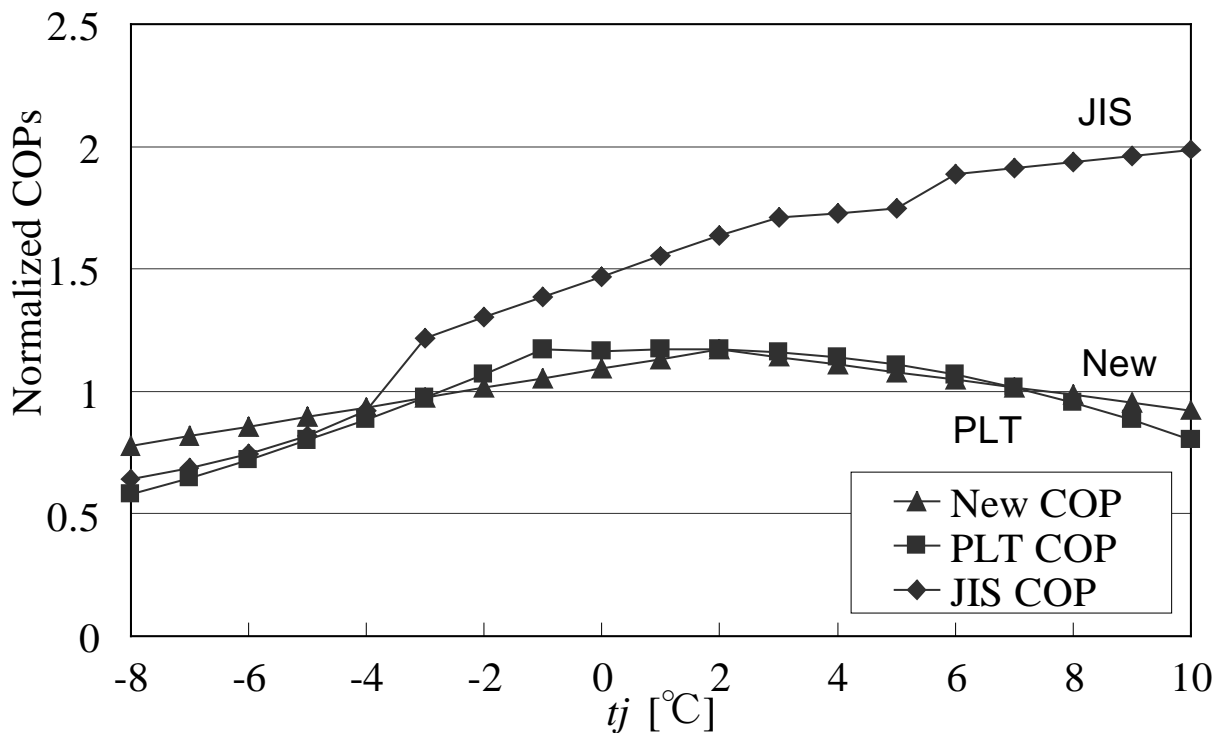


Fig. 5.5 暖房運転における COP の比較 (新手法, 部分負荷性能試験, JIS)

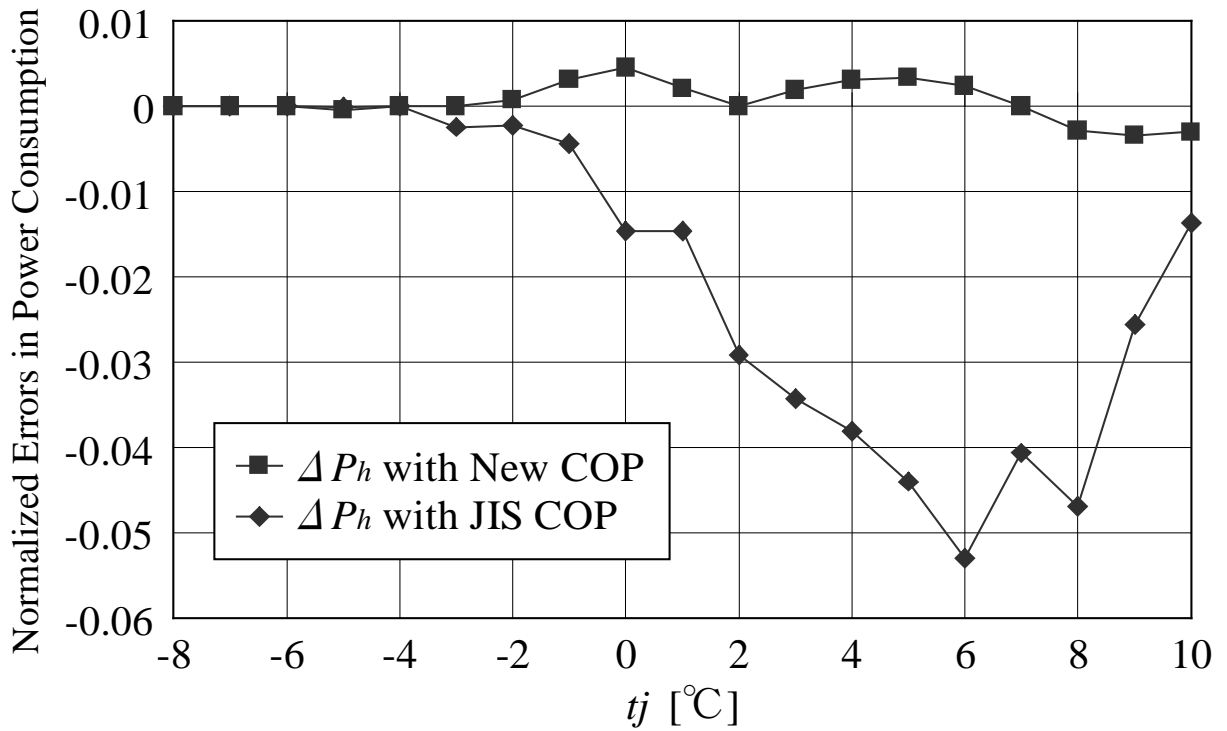


Fig. 5.6 冷房期間におけるエネルギー消費量の予測誤差の比較（新手法，JIS）

Table 5.3 JIS と新手法のエネルギー消費量の比較

冷房期間における消費電力量 (4/26 - 10/26)		
$P_{cj}/P_{cp}$	JIS: 0.895 (-10.5 %)	新手法: 0.952 (-4.8 %)
暖房期間における消費電力量 (11/29 - 3/26)		
$P_{hj}/P_{hp}$	JIS: 0.703 (-29.7 %)	新手法: 0.984 (-1.6 %)
通年にわたる消費電力量		
$P_j/P_p$	JIS: 0.833 (-16.7 %)	新手法: 0.962 (-3.8 %)

### 5.3 結言

第5章では、前章までの結果に基づき、JIS B 8616:2006における性能試験条件及び方法の問題点を明らかにするとともに、期間エネルギー消費量評価方法の改良案を提示し、その有効性について検討した。主な結果を以下に示す。

- (5-1) 現行の評価手法は予測誤差が大きく、その主原因は低空調負荷率での性能を計測していないことと、試験条件の外気温度と空調負荷との整合性が取れていないことにある。
- (5-2) 現行の JIS B 8616:2006 に規定されている 5 点の性能試験条件を 6 点に増やすことにより COP 予測値の大幅な高精度化が可能であり、通年消費電力量の予測誤差は JIS B 8616:2006 に基づいた場合の約 17%から約 4%にまで減少することが明らかになった。

### 第6章 省エネルギー性と環境性の評価<sup>47), 50)</sup>

本章では、第3章と第4章に示した部分負荷性能試験の結果に基づき、EHPとGHPの省エネルギー性と環境性について評価する。本論文ではEHPとGHPを同一の基準で評価するために、省エネルギー性の評価基準として年間の一次エネルギー消費量、環境性の評価指標としては年間の二酸化炭素排出量を採用した。以下にその評価手順と結果を述べる。

#### 6.1 気象データおよび室内熱負荷

第3章と第4章で述べたように、業務用エアコンの部分負荷性能は室外温度と室内空調熱負荷により変化する。従って、エアコンの合理的な性能評価のためには、実際の使用状況を模擬できる気象データ（外気温度データ）と室内空調熱負荷を与える必要がある。本研究では、外気温度データとして（社）建築設備技術者協会発行の「設計容量算定用間欠空調熱負荷計算プログラム Micro-Peak / 2000」<sup>51)</sup>に採用されている気象データ（都市は名古屋市を採用）を使用した。この気象データのうち、4月26日～10月26日（冷房期間）および11月29日～3月26日（暖房期間）のデータは、現行の電気式マルチエアコンにおける期間消費電力量算出基準であるJIS B 8616:2006<sup>9)</sup>、およびガスヒートポンプの期間消費エネルギー量算出基準であるJIS B 8627-1:2006<sup>10)</sup>の標準気象データと同一である。

Fig. 6.1に、この気象データに基づく外気温度 $t_j$ の年間出現時間を示す。なお、本研究で試験したエアコンの主な建物用途は事務所であるため、上記の算出基準に基づきエアコンの使用日数は週6日、時間帯は8:00～21:00とした。Fig. 6.1に示した外気温度出現頻度も、この使用条件に合わせてもとの年間気象データより抽出した。

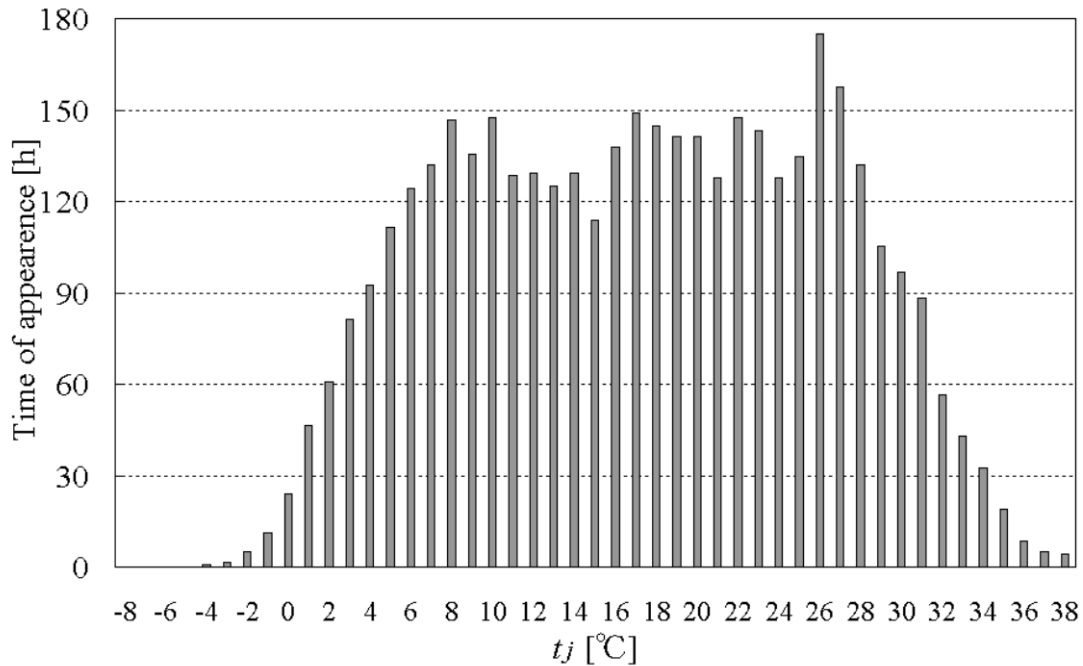


Fig. 6.1 外気温度の年間出現時間

次に上記の温度データに組み合わせる室内空調負荷について説明する。本研究では、出典の異なる2種類の空調負荷を採用した。一つは前述のエネルギー消費量算出基準 JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 に基づく空調負荷である。これらの基準では、事務所における冷房時の室内空調負荷 $BL_c$ は、室外温度  $t_j = 17^\circ\text{C}$ で零、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ で定格冷房能力 $\Phi_{cr}$ と同値であり、その間の温度域では $BL_c$ と $t_j$ の間に比例関係を仮定する。 $t_j$ が $35^\circ\text{C}$ 以上の場合の $BL_c$ は、 $\Phi_{cr}$ を $t_j$ における能力に換算した値として与えられる。また、暖房時の空調負荷 $BL_h$ は $t_j = 11^\circ\text{C}$ で零、 $t_j = 0^\circ\text{C}$ で $0.55 \Phi_{cr}$ とし、その間の温度領域では $t_j$ に対し線形的に変化するように与える。

もう一つの室内空調負荷としては、(社)空気調和・衛生工学会発行の「都市ガスによるコージェネレーション評価プログラム CASCADE III」<sup>52)</sup>の建物用途別負荷パターンから、事務所の室内空調負荷を採用した。このプログラムでは、各月の1時間毎の空調負荷率が決められているため、先述の気象データ(各月・各時間帯における温度データ)と組み合わせることで、エアコンのCOPと期間消費エネルギーを計算することができる。

Fig. 6.2に、JIS B 8616:2006 (もしくはJIS B 8627-1:2006) およびCASCADE III で与えられる室内空調負荷 $BL_c$ および $BL_h$ の $t_j$ に対する分布を比較して示す。なお、本図では冷房負荷は正值、暖房負荷は負値として表した。

CASCADE III では、外気温度が比較的低い領域においても冷房負荷が出現して

## 第6章 省エネルギー性と環境性の評価

いる。これは、建物用途として事務所を想定しているため、パソコンなど設置機器からの発熱による冷房負荷を考慮しているためである。また、CASCADE IIIは本来ガスコージェネレーションの評価を目的として作成されたため、とくに暖房期間で、冷房負荷と暖房負荷が同一時間内に発生することがある。本研究で使用したエアコンは、冷房と暖房を同時に行うことは出来ないため、冷・暖両負荷が同時発生する場合には両者の差を該当時間における室内空調負荷として与え、エネルギー消費量を算出した。

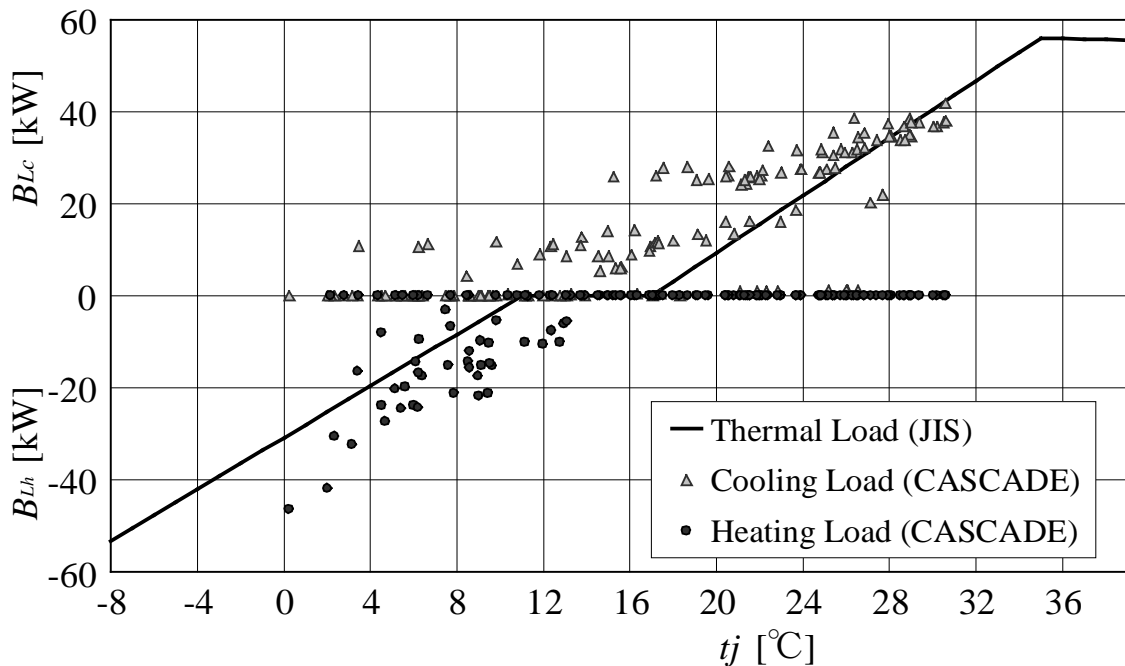


Fig. 6.2 外気温度  $t_j$  に対する室内空調負荷  $BL_c$  および  $BL_h$  の分布

### 6.2 一次エネルギー消費量の評価

上に述べた各エアコンの部分負荷性能、気象データ、および2種類の室内空調負荷に基づき、EHPとGHPの通年一次エネルギー消費量を求めた。電力消費量の一次エネルギー消費量換算に当たっては、改正省エネ法（2006年4月1日施行）に基づき  $9.76 \text{ MJ/kWh}$  を採用した。また、実験に使用した都市ガスはLNGベースの13Aであり、標準発熱量は  $46.05 \text{ MJ/Nm}^3$  ( $= 11000 \text{ kcal/Nm}^3$ ) である。GHPではガスに加えてファンや補機の運転に電気を使用するが、これによる電力消費量も上記の係数で一次エネルギー消費量に換算し、ガス消費量に合算した。

## 第6章 省エネルギー性と環境性の評価

Fig. 6.3 は EHP の一次エネルギー消費量の算出結果である。左は室内空調熱負荷を JIS B 8616:2006 に基づき与えた結果であり、右は CASCADE III を用いた場合の結果である。縦軸は、各条件における一次エネルギー消費量を、JIS B 8616:2006 の室内空調負荷に対して得られた一次エネルギー消費量で規格化した値を示しており、これ以降の図においても同様の規格化を施した結果を示す。また、図中の数字は冷房と暖房で消費した一次エネルギー量の内訳を示しており、これも各空調負荷に対して上記と同様の規格化を行った。EHP の場合、何れの室内空調負荷においても、冷房で消費する一次エネルギー量は暖房の約 2 倍に達している。また、JIS B 8616:2006 と CASCADE III の結果を比較すると、年間の一次エネルギー消費量は非常によく一致しているが、後者では暖房運転時のエネルギー消費量がやや小さくなっている。これは、先述のように、CASCADE III において暖房期間中に冷房・暖房両負荷が同時発生する場合には、両者の差を該当時間における室内空調負荷（暖房負荷）として与えたことに因ると考えられる。

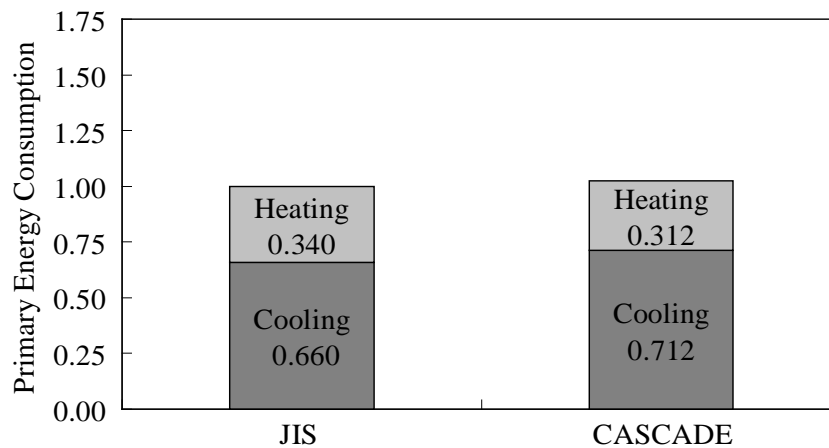


Fig. 6.3 EHP の一次エネルギー消費量の算出結果



## 第6章 省エネルギー性と環境性の評価

Fig. 6.4はGHPにおける結果である。全般的な傾向はEHPの場合と同様であり、冷房のエネルギー消費量は暖房の2倍程度に達しているが、JIS B 8627-1:2006とCASCADE IIIの間の差異はEHPの場合に比べてやや増大している。また、GHPでは、暖房運転時にガスエンジンからの排熱の一部を回収することで、エネルギー消費効率の改善を図っている。しかし、Fig. 6.4における冷房・暖房のエネルギー消費比率は、EHPのそれとほぼ一致している。

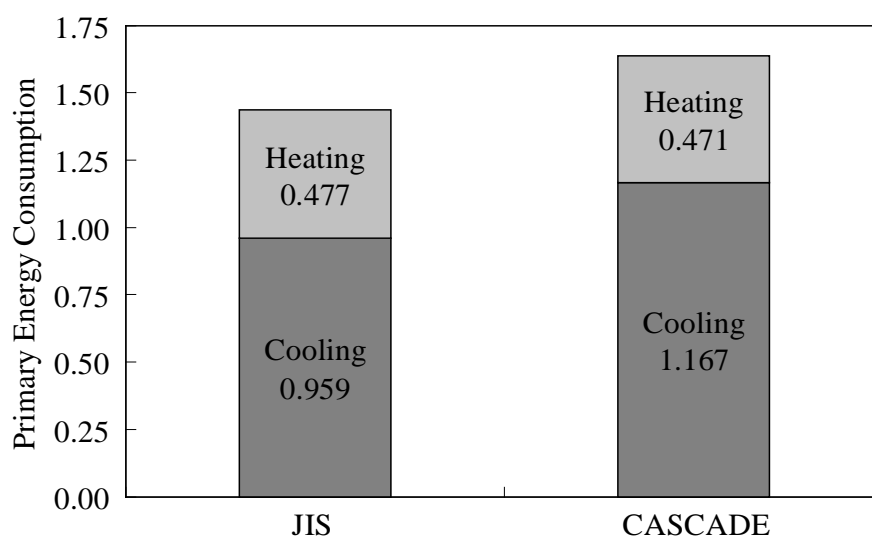


Fig. 6.4 GHP の一次エネルギー消費量の算出結果

## 第6章 省エネルギー性と環境性の評価

Fig. 6.5 は EHP と GHP の通年一次エネルギー消費量を比較した結果であり、これまでと同様、JIS B 8616:2006 の室内空調負荷に対して得られた EHP の値で規格化して示してある。Fig. 6.5 から明らかなように、同一の外気温度出現時間数および室内空調負荷で比較した場合、GHP の年間一次エネルギー消費量は、EHP の消費量よりも 40%~60%程度大きな値を示している。年間一次エネルギー消費量の観点から、省エネルギー性と環境性は GHP よりも EHP の方に優位性がある。

また、前章までに示した様に、現在使用されている期間エネルギー消費量算出基準（EHP：JIS B 8616:2006、GHP：JIS B 8627-1:2006）では、低空調負荷時の COP が過大に予測される結果、EHP の期間電力消費量は約 20%、GHP の期間エネルギー消費量は約 40%過小評価されることが明らかになっている。仮にこれらの算出基準に基づいて一次エネルギー消費量の評価を行った場合、Fig. 6.5 に示した EHP と GHP の関係は逆転する可能性がある。このことから、エアコンの実質的な省エネルギー性と環境性を正しく評価するためにも、その期間エネルギー消費量を高精度で予測できる試験・評価方法の策定が重要である。

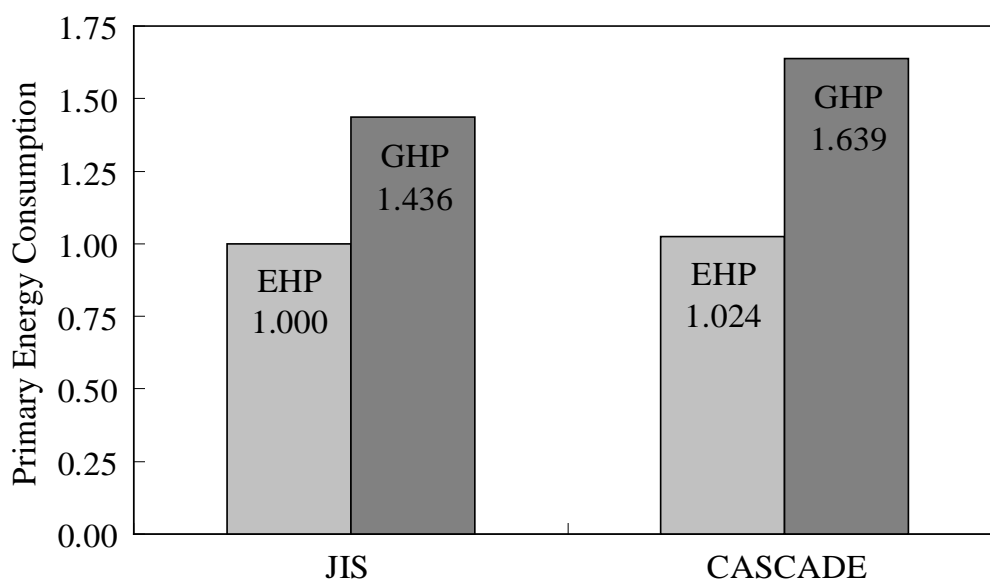


Fig. 6.5 EHP と GHP の通年一次エネルギー消費量の比較

### 6.3 二酸化炭素排出量の評価

次に、環境性の評価指標として年間の二酸化炭素排出量の算出結果について述べる。COPの予測方法、外気温度のデータ、空調負荷の与え方は前節の一次エネルギー消費量評価と場合と同一である。電力消費量およびガス消費量に対するCO<sub>2</sub>の排出量は、下記の値を使用した。都市ガスの場合は、CO<sub>2</sub> 排出係数 2.36kg-CO<sub>2</sub>/Nm<sup>3</sup>を総発熱量 46.04655MJ/Nm<sup>3</sup> (11,000kcal/Nm<sup>3</sup>) で除して求めた。

電力： 0.424 kg-CO<sub>2</sub>/kWh (中部電力, 2009 Annual Report) <sup>53)</sup>

ガス： 0.0513 kg-CO<sub>2</sub>/MJ (東邦ガス, 2009 環境・社会報告書) <sup>54)</sup>

Fig. 6.6 に結果を示す。室内空調負荷は前節と同様に、JIS (JIS B 8616:2006<sup>9)</sup>, JIS B 8627-1:2006<sup>10)</sup>) とCASCADE ( CASCADEⅢ) の2種類を用いて通年のCO<sub>2</sub>排出量を比較した。傾向は一次エネルギー消費量と同様であり、GHPにおける排出量はEHPを約69%~93%上回っている。

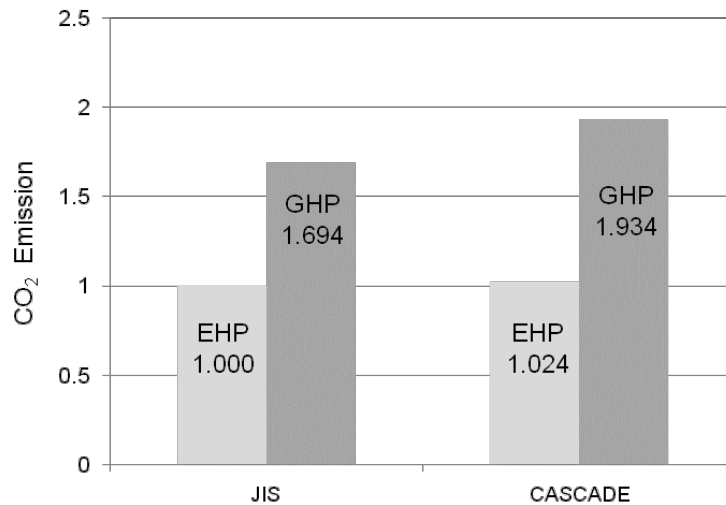


Fig. 6.6 EHP と GHP の通年の二酸化炭素排出量の比較

### 6.4 結言

第6章では、第3章と第4章に示した EHP と GHP の部分負荷性能試験の結果に基づき、両者の省エネルギー性と環境性について評価した。建物用途は事務所とし、空調負荷として JIS (JIS B 8616:2006, JIS B 8627-1:2006) および CASCADE III といった出典の異なる2種類のモデルを用いた。主な結果を以下に示す。

- (6-1) 空調負荷のモデルを変化させてもエアコンの省エネルギー性と環境性に及ぼす影響は比較的小さく、いずれのエアコンにおいても冷房運転時の期間一次エネルギー消費量は暖房運転時の約2倍に達する。
- (6-2) 省エネルギー性の評価指標として期間一次エネルギー消費量を算出し、比較した。その結果、GHP における年間の一次エネルギー消費量は、EHP の値を40%~60%上回ることが明らかになった。
- (6-3) 環境性の評価指標として二酸化炭素排出量を算出し、比較した。その結果、GHP における年間の二酸化炭素排出量は、EHP の値を約69%~93%上回ることが明らかになった。

## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響<sup>55), 56), 57)</sup>

### 7.1 建物用途の影響

#### 7.1.1 建物用途と空調負荷

第3章と第4章で述べたように、業務用エアコンの部分負荷性能は外気温度と空調負荷により変化する。したがって、業務用エアコンの通年エネルギー消費効率（APF）を合理的に算定するためには、実際の使用状況を模擬できる室内空調負荷と外気温度変化を与える必要がある。本研究ではこれまで、建物用途としてビル用マルチエアコンが多く使用される事務所を想定し、外気温度としてはJIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006に示される名古屋市の標準気象データを用いてきた。しかし、この建物用途や気象データが変化すると、業務用エアコンの部分負荷性能も変化する可能性がある。そこで本節では建物用途が業務用エアコンの通年エネルギー消費効率に与える影響を調査するため、都市を名古屋市に固定し、建物用途について、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006で定義されている事務所、テナント店舗および戸建て店舗の3種類の建物を想定して、業務用エアコンの性能評価を行った。

ここで、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006において規定されている各建物用途における空調負荷および外気温度 $t_j$ の発生時間数を設定する条件をTable 7.1に示す。このTable 7.1からもわかるように、建物用途間の空調負荷設定条件の違いは、冷暖房の発生開始外気温度、0°Cにおける暖房空調負荷の値によって表現される。このTable 7.1に基づき、外気温度 $t_j$ に対する空調負荷の変化を、建物用途間で比較した結果をFig. 7.1に示す。ただし、暖房負荷は便宜的に負値として表している。この図を見ると、いずれの建物用途についても、空調負荷は外気温度 $t_j$ に対して線形的に変化すると仮定されていることがわかる。Fig. 7.2には建物用途別の外気温度 $t_j$ の発生時間数を示す。なお、この気象データは名古屋市における標準気象データを基に作成されている。Fig. 7.3はこれらの空調負荷モデルにより求まる期間空調負荷量の比較である。冷房期間における空調負荷量は建物用途間で大きな違いはないが、暖房期間における空調

## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

負荷量を見ると、OA機器などによる内部発熱の多い事務所に対して、テナント店舗では約2.5倍、戸建て店舗では約4倍となっており、3種類の建物用途で大きな違いがあることがわかる。

本研究では、前章までに示したEHPおよびGHPにおける部分負荷性能試験結果に基づき、上記の3種類の建物用途に対する、COP実測値およびJIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006によるCOP予測値の変化を各々検討した。また、その結果に基づき、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006による期間エネルギー消費量の予測誤差、APFの算定誤差を明らかにし、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006の妥当性についても検討した。なお、本研究ではEHP、GHP共に、2機種の実験を行ったが、試験結果はどちらも定量的によい一致を示したため、これらの機種は第3章と第4章で示した機器と同じで、EHPとGHPそれぞれ1台で得られたデータを代表値とし、COP特性は第4章のFig. 4.1とFig. 4.2に示す通りである。

Table 7.1 空調負荷および外気温度発生時間数の建物用途別設定条件

項 目	戸建て店舗	テナント店舗	事務所
外気温度35°Cにおける $BL_c$	$\phi_{cr}$	$\phi_{cr}$	$\phi_{cr}$
$BL_c=0$ となる外気温度	21°C	19°C	17°C
外気温度0°Cにおける $BL_h$	$1.11 \phi_{cr}$	$0.86 \phi_{cr}$	$0.55 \phi_{cr}$
$BL_h=0$ となる外気温度	15°C	13°C	11°C
1週間の運転日数	7日	7日	6日
1日の運転時間	8時 ~ 21時	8時 ~ 21時	8時 ~ 20時
冷房期間（名古屋市）	5/16 ~ 9/26	5/13 ~ 10/13	4/26 ~ 10/26
暖房期間（名古屋市）	11/10 ~ 4/12	11/17 ~ 4/6	11/29 ~ 3/26

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

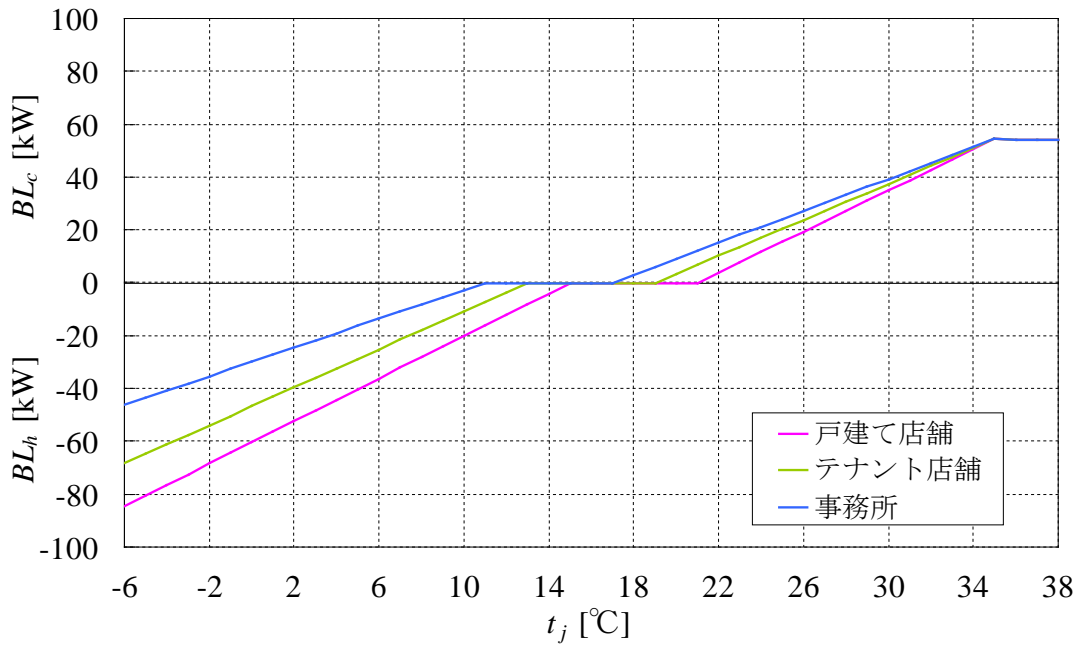


Fig. 7.1 外気温度に対する建物用途別空調負荷モデル

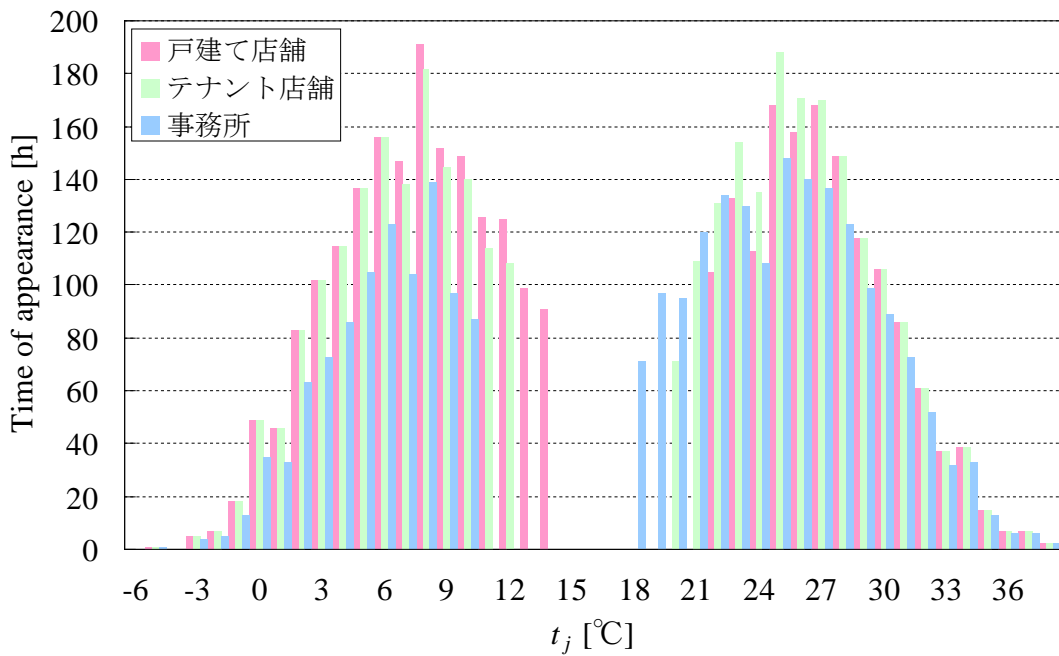


Fig. 7.2 建物用途別の外気温度発生時間数（名古屋市）

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

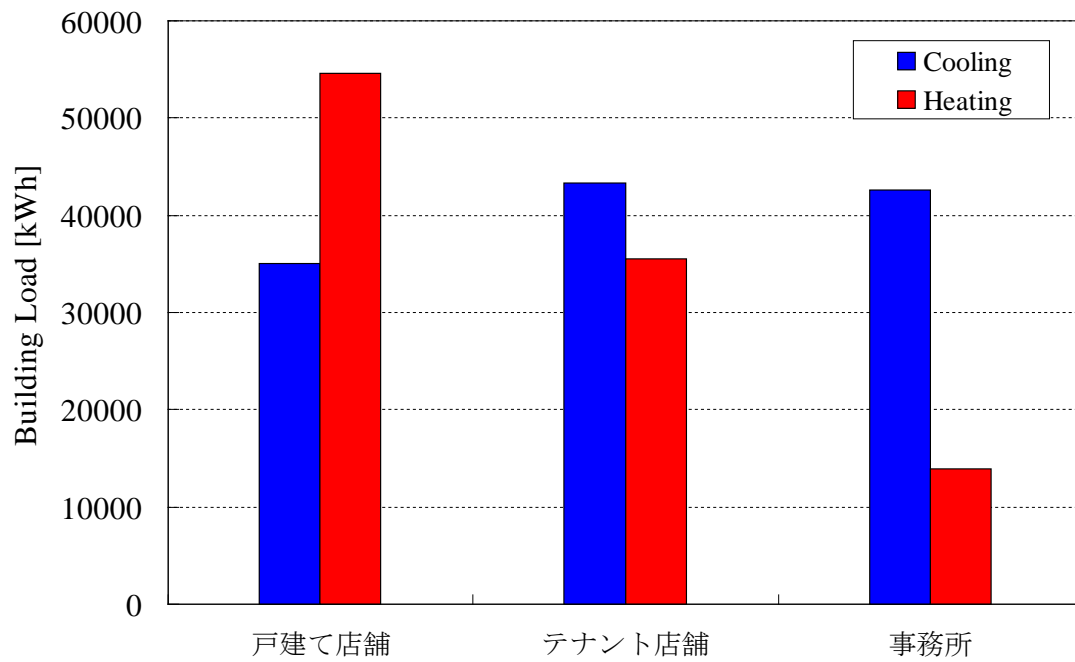


Fig. 7.3 建物用途別の期間空調負荷量（名古屋市）



## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

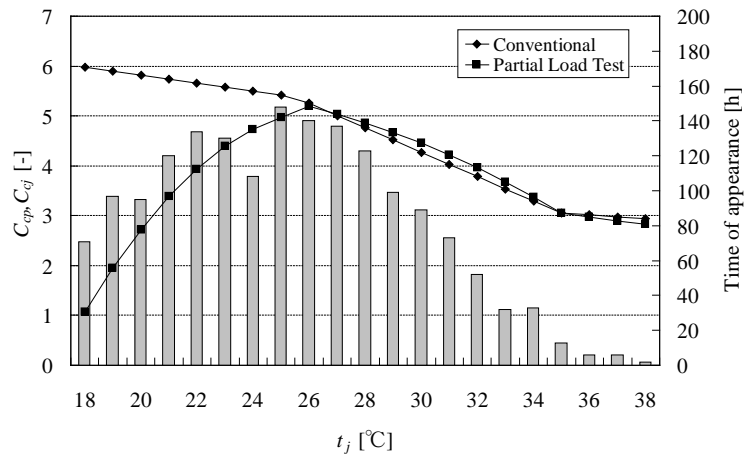
---

### 7.1.2 EHP における結果

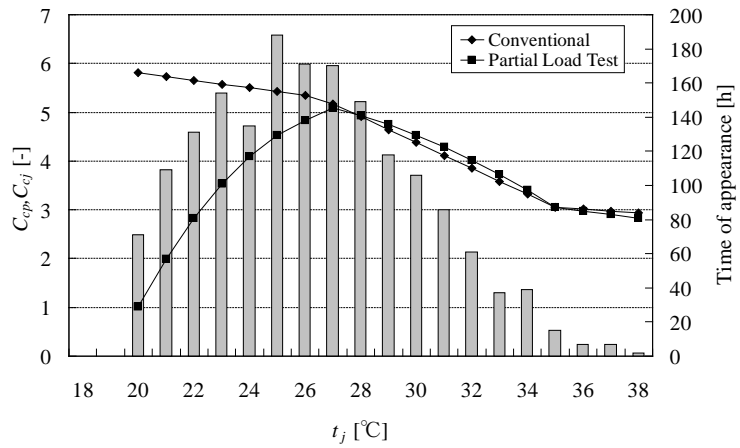
EHPで求めた、部分負荷性能試験による冷房時のCOP実測値( $C_{cp}$ )、およびJIS B 8616:2006によるCOP予測値( $C_{c,j}$ )の外気温度 $t_j$ に対する変化をFig. 7.4に建物用途別に示す。横軸は外気温度であり、縦軸はCOP実測値( $C_{cp}$ )、およびJIS B 8616:2006によるCOP予測値( $C_{c,j}$ )である。またFig. 7.4中には、各建物用途の冷房期間における各外気温度の発生時間数を併記した。先のTable 7.1およびFig. 7.1に示したように、建物用途によって外気温度に対する空調負荷が異なるが、いずれの建物用途についてもCOPの推移は定性的に似たような傾向を示した。Fig. 7.4を見ると、建物用途に関わらず、外気温度の高い領域ではCOPの実測値、予測値ともに低くなっており、外気温度が低下するにつれて、COPは上昇していることがわかる。そして、さらに外気温度が低下すると、COP予測値はそのまま単調増加していくのに対して、COP実測値は外気温度 $t_j=26\sim 28^\circ\text{C}$ 付近をピークとして、減少に転じる。ゆえに、外気温度が低い領域、即ち低空調負荷領域において、COP予測に誤差が生じていることがわかる。この低空調負荷時におけるCOPの低下は、第3章の結言(3-4)に示すとおりである。

次に、暖房運転における結果をFig. 7.5に示す。暖房運転では建物用途によってCOPの推移が異なっており、事務所では外気温度の全領域において、COP予測値がCOP実測値を上回っているのに対して、テナント店舗では外気温度の低い領域において両COPが比較的良く一致し、戸建て店舗においては $t_j=4^\circ\text{C}$ 付近を境に、COP予測値とCOP実測値の大小関係が逆転している。このようにCOP推移の傾向に違いが見られるのは、Fig. 7.1に示した、建物用途によって大きく異なる空調負荷に起因する。しかしながら、いずれの建物用途に関しても、外気温度が高い領域、即ち低空調負荷領域においてCOP予測値がCOP実測値を大きく上回っており、冷暖房を通して共通する特徴と言える。低空調負荷領域で、空調負荷自体は小さいが、外気温度の発生時間数が多いため、期間エネルギー消費の算定においては無視できない領域であり、この領域におけるCOP低下を予測できないことは、現行の性能評価方法の大きな問題点であると言える。

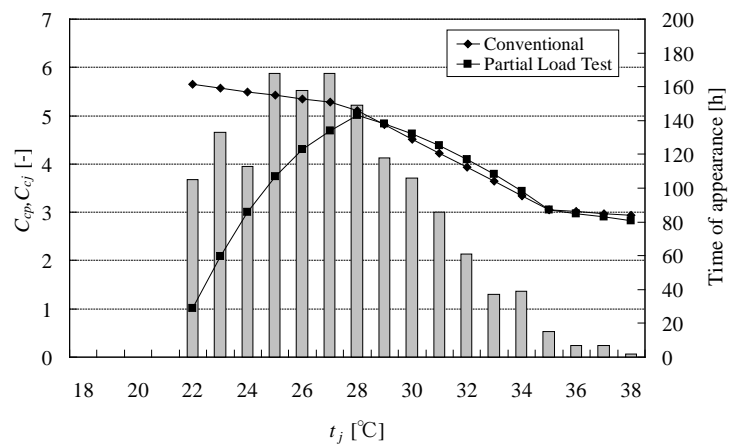
第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響



(a) 事務所



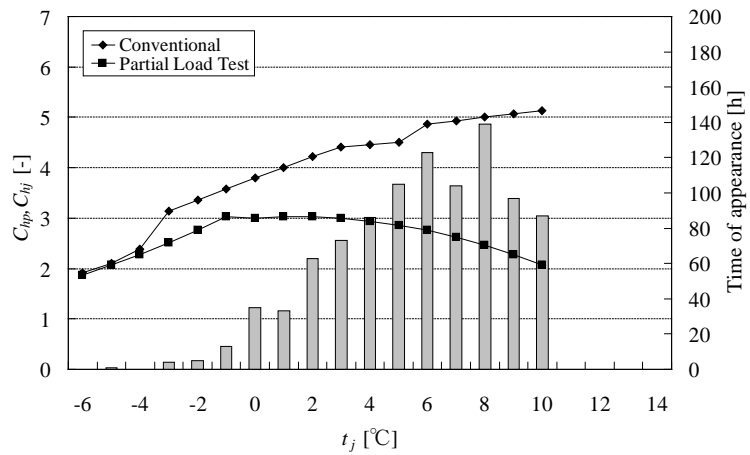
(b) テナント店舗



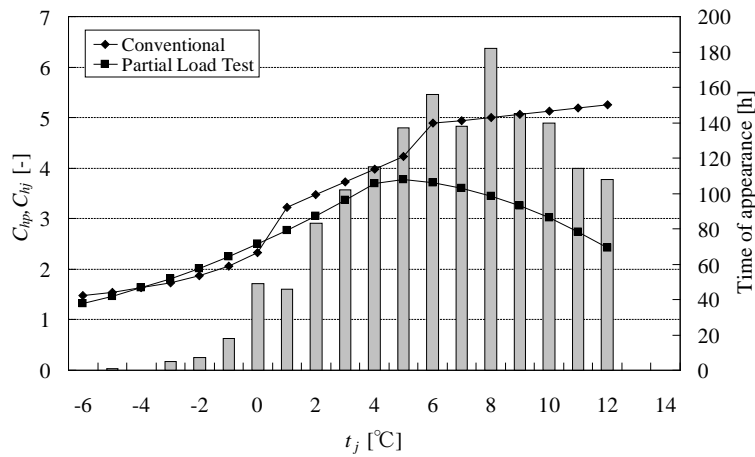
(c) 戸建て店舗

Fig. 7.4 各建物用途におけるCOP (EHP, 冷房期間)

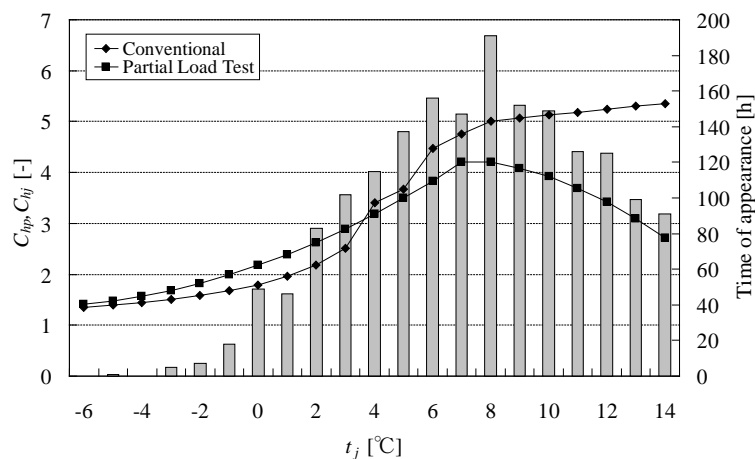
第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響



(a) 事務所



(b) テナント店舗



(c) 戸建て店舗

Fig. 7.5 各建物用途におけるCOP (EHP, 暖房期間)

## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

上記の通り、JIS B 8616:2006によるCOPの予測誤差が生じている低空調負荷領域では空調負荷自体は小さいものの、外気温度の発生時間数が多いことから、結果的にAPFの算定にも影響が生じると考えられる。そこで本節では、第3章、第4章同様に以下の式を用いて、JIS B 8616:2006による期間消費電力量の予測誤差についても評価した。

<冷房運転>

$$\Delta P_c(t_j) = \left( \frac{1}{C_{cj}(t_j)} - \frac{1}{C_{cp}(t_j)} \right) \times BL_c(t_j) \times T_c(t_j) \quad (7-1)$$

<暖房運転>

$$\Delta P_h(t_j) = \left( \frac{1}{C_{hj}(t_j)} - \frac{1}{C_{hp}(t_j)} \right) \times BL_h(t_j) \times T_h(t_j) \quad (7-2)$$

$C_c(t_j)$ と $C_h(t_j)$ は外気温度 $t_j$ とそれに対応した空調負荷におけるCOPであり、添え字 $j$ と $p$ はJIS B 8616:2006による予測値と部分負荷試験による実測値を示す。また、 $T_c(t_j)$ と $T_h(t_j)$ は冷房期間および暖房期間中における $t_j$ の発生時間数である。従って、 $\Delta P_c(t_j)$ と $\Delta P_h(t_j)$ は $t_j$ におけるJIS B 8616:2006に基づく消費電力量の予測誤差を表すことになる。

各建物用途における、冷房期間の消費電力量の予測誤差をFig. 7.6に示す。Fig. 7.4で示したCOPの推移からもわかるように、いずれの建物も外気温度が低い領域、即ち低空調負荷領域において予測誤差が生じており、JIS B 8616:2006では、消費電力量を小さく見積もってしまうことがわかる。また、これを冷房期間消費電力量の予測誤差として見ると、事務所で-9.3%であるのに対し、テナント店舗で-10.6%、戸建て店舗で-13.3%であった。

Fig. 7.7に暖房期間の消費電力量の予測誤差を示す。事務所とテナント店舗では、JIS B 8616:2006による消費電力量の予測誤差は外気温度の全領域において過小評価であるのに対し、戸建て店舗では外気温度が高い領域では過小評価であるが、 $t_j=4^\circ\text{C}$ 付近を境に外気温度が低い領域では逆に過大評価となった。そのため、暖房期間消費電力量の予測誤差として見ると、事務所で-36.4%、テナント店舗で-16.7%であるのに対し、戸建て店舗では-1.6%となった。ちなみに、戸建て店舗における予測誤差を絶対値の和で再計算すると16.9%となることから、改めてJIS B 8616:2006の予測精度が低いことがわかる。

COP実測値（部分負荷試験）で求めた、各建物用途における期間消費電力量をFig. 7.8に示す。この図から分かるように、定性的には、Fig. 7.3の期間空調負

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

荷量と同様の傾向であり、冷房期間の消費電力量は建物用途を変更しても大きく変わらないが、暖房期間に関しては、戸建て店舗では冷房期間の約2倍あるのに対し、テナント店舗ではほぼ同等、事務所では約半分と建物用途によって大きく異なる。この差には建物内で発生する内部発熱の違いが大きく反映されていると考えられる。

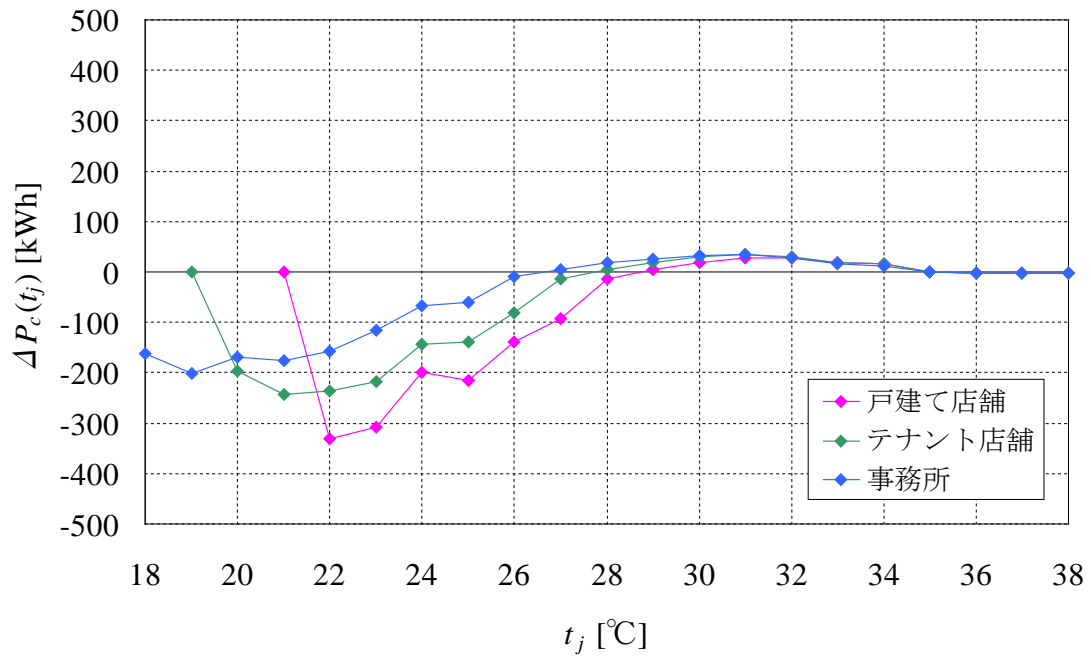


Fig. 7.6 消費電力量の予測誤差 (EHP, 冷房期間)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

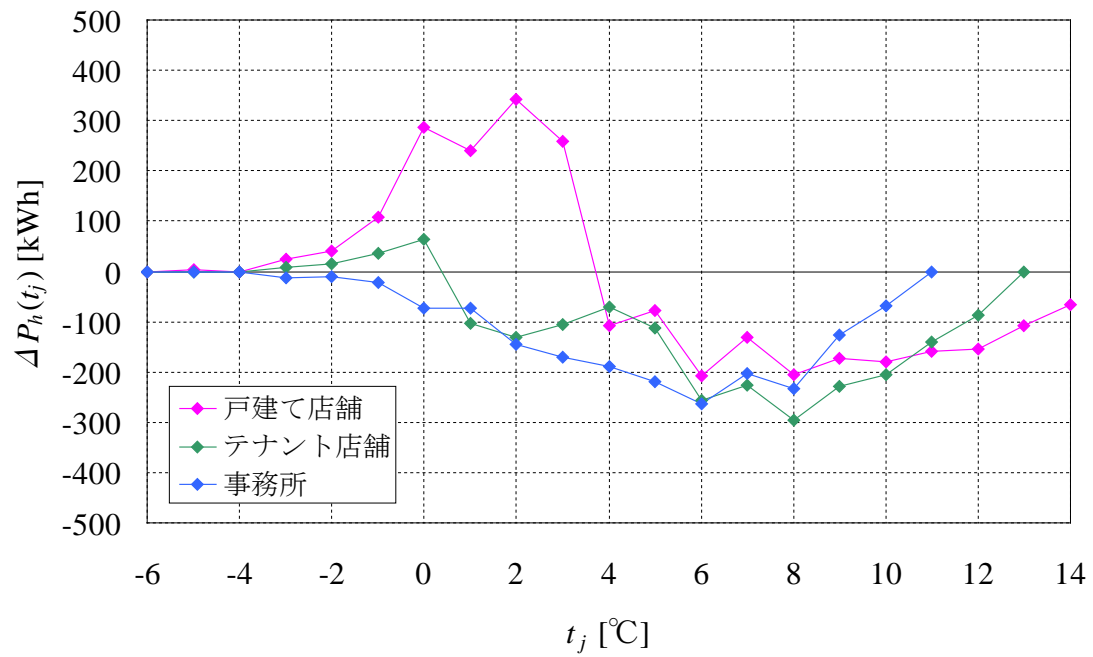


Fig. 7.7 消費電力量の予測誤差 (EHP, 暖房期間)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

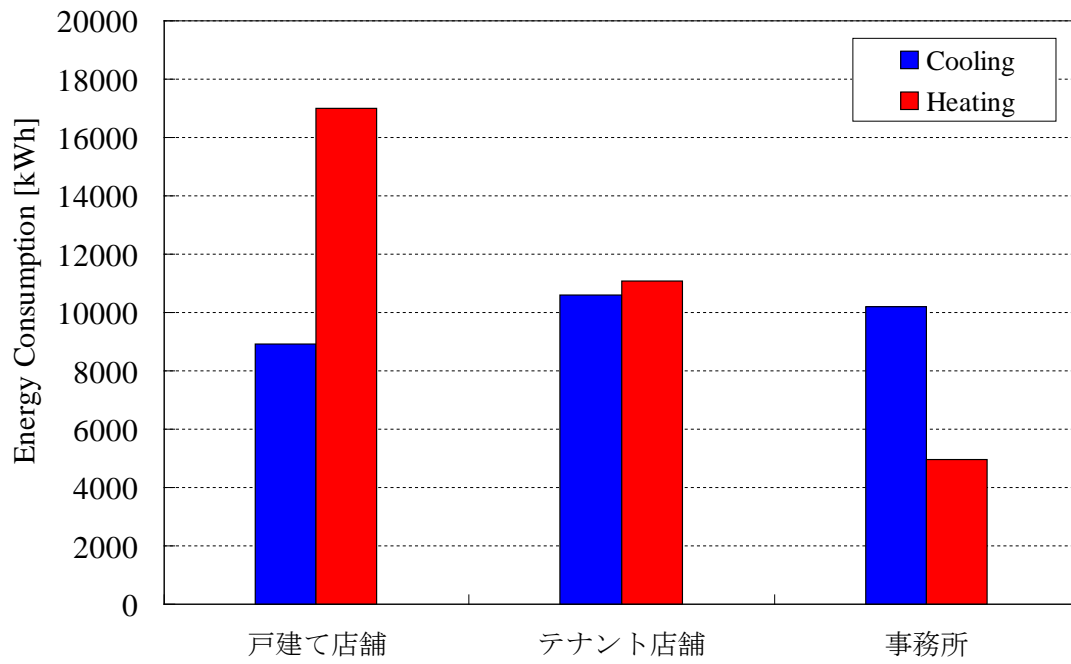


Fig. 7.8 各建物用途における期間消費電力量 (EHP)

## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

Table 7.2は、ここに取り上げたEHPについて、部分負荷試験およびJIS B 8616:2006から求まる通年エネルギー消費効率（APF）とJIS B 8616:2006におけるAPFの算定誤差である。ここで、業務用エアコンのAPFは次式で定義される値である。

$$\begin{aligned} & \text{通年エネルギー消費効率（APF）} \\ & = (\text{通年総合空調負荷}) \div (\text{通年エネルギー消費量}) \quad (7-3) \end{aligned}$$

なお、EHPにおけるエネルギー消費量とは消費電力量であり、一次エネルギー換算をしていない。いずれの建物用途においても、JIS B 8616:2006はAPFを過大に算定しており、算定誤差が非常に大きい。特に、事務所においては約22%と、その差が顕著となって表れていることがわかる。また前述の通り、戸建て店舗ではFig. 7.7を見ると予測誤差が大きく見られるが、期間消費電力量の予測誤差としてまとめると暖房期間における誤差が正負で相殺されてしまうため、APFの算定誤差も小さく見られる。しかしながら現行評価方法を改善すべきであることは自明である。

Table 7.2 通年エネルギー消費効率（APF）および  
JIS B 8616:2006における算定誤差（EHP）

項 目	戸建て店舗	テナント店 舗	事務所
APF (部分負荷試験)	3.46	3.64	3.73
APF (JIS B 8616:2006)	3.66	4.22	4.56
JIS B 8616:2006による 算定誤差	+6.0%	+15.9%	+22.3%



## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

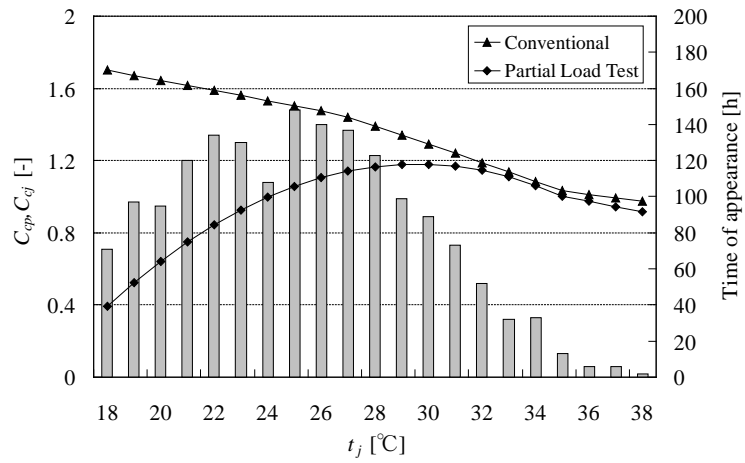
### 7.1.3 GHPにおける結果

GHPにおける、各建物用途におけるCOPの推移と一次エネルギー消費量の予測誤差をFig. 7.9～Fig. 7.12に示す。なお、ここで述べるGHPのCOPは、ガス消費量と消費電力量をともに一次エネルギー消費量に換算して定義した値である。冷房期間におけるCOPの推移はどの建物用途についても似たような傾向を示したが、EHPの場合に比べて、COP実測値とCOP予測値の乖離している領域が広がっている。また暖房期間に関しても建物による違いはないが、COP予測値がCOP実測値と全く一致していないことがわかる。そのため、エネルギー消費量の予測誤差は冷暖房期間共に、建物用途に関わらず過小評価となっている。上述のように、GHPはEHPの場合に比べて、COP実測値とCOP予測値の乖離している外気温度の領域が広がっているため、より広範囲の外気温度領域において、エネルギー消費量の予測誤差が見られるようになった。

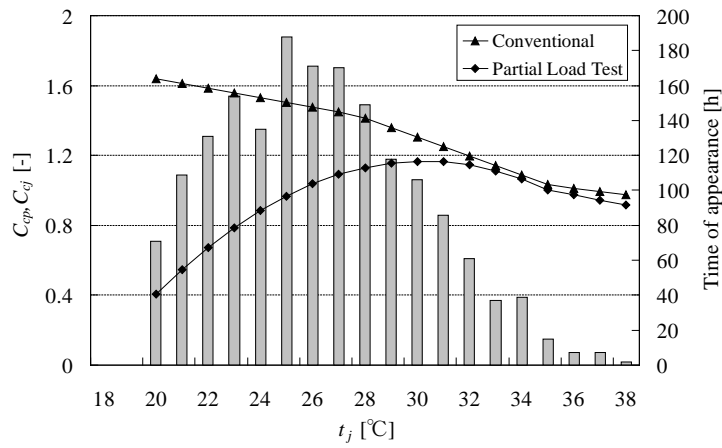
COP実測値（部分負荷試験）で求めた、各建物用途における期間一次エネルギー消費量をFig. 7.13に示す。なお、GHPではガスに加えてファンや補機の運転に電気を使用するが、これによる消費電力量も一次エネルギー消費量に換算し、ガス消費量に合算した。消費電力量の一次エネルギー消費量換算に当たっては、改正省エネ法（2006年4月1日施行）に基づき9.76MJ/kWhを採用した。また、実験に使用した都市ガスはLNGベースの13Aであり、標準発熱量は46.05MJ/Nm<sup>3</sup>（＝11000kcal/Nm<sup>3</sup>）である<sup>54</sup>。EHPの場合と同様に、建物用途を変更しても冷房期間の一次エネルギー消費量は大きくは変わらないが、暖房期間の一次エネルギー消費量は事務所が最も少なく、戸建て店舗が最も多いという結果となった。このように、建物用途によって期間エネルギー消費量の冷暖房割合が大きく異なり、その傾向がEHPとGHPで変わらないことから、JIS B 8627-1:2006で設定されている建物用途別空調負荷は期間エネルギー消費量予測に非常に大きな影響を及ぼしていると言える。

Table 7.3は本GHPについて部分負荷試験およびJIS B 8627-1:2006から求まるAPF（一次エネルギー基準）とJIS B 8627-1:2006におけるAPFの算定誤差を示す。Fig. 7.11, Fig. 7.12の結果からもわかるように、JIS B 8627-1:2006はいずれの建物についてもAPFを過大に算定しており、算定誤差が40%前後に達するほど大きいことから、現行評価方法の改善は急務と言える。

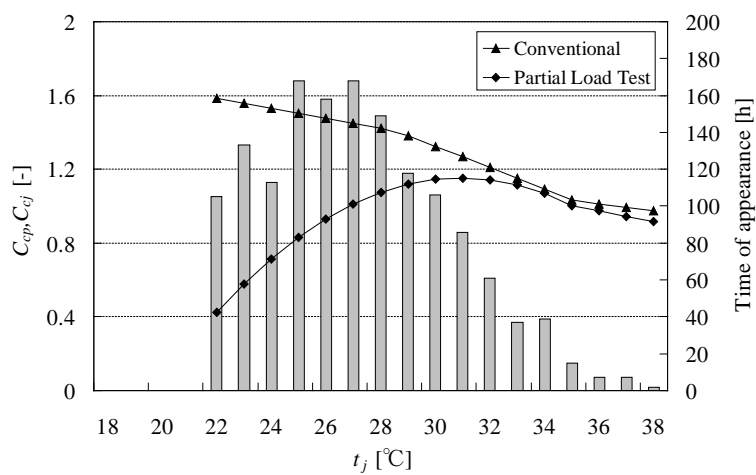
第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響



(a) 事務所



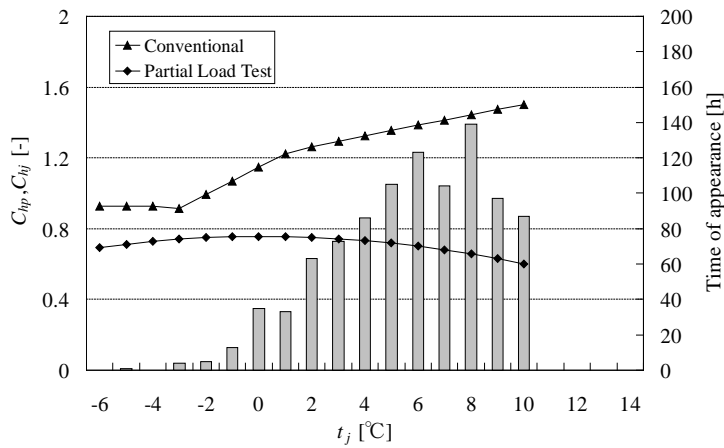
(b) テナント店舗



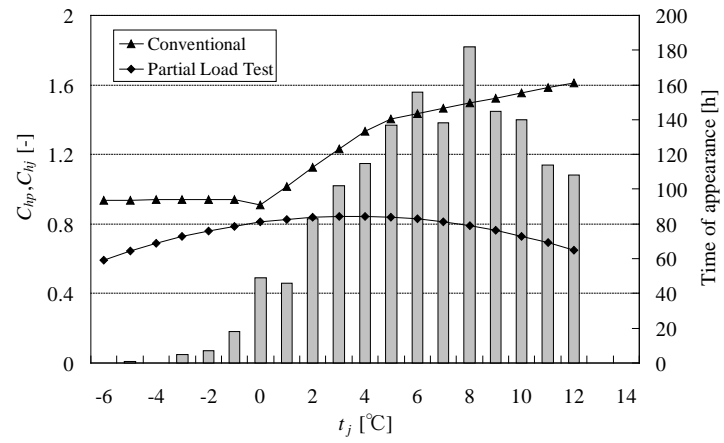
(c) 戸建て店舗

Fig. 7.9 各建物用途におけるCOP (GHP, 冷房期間)

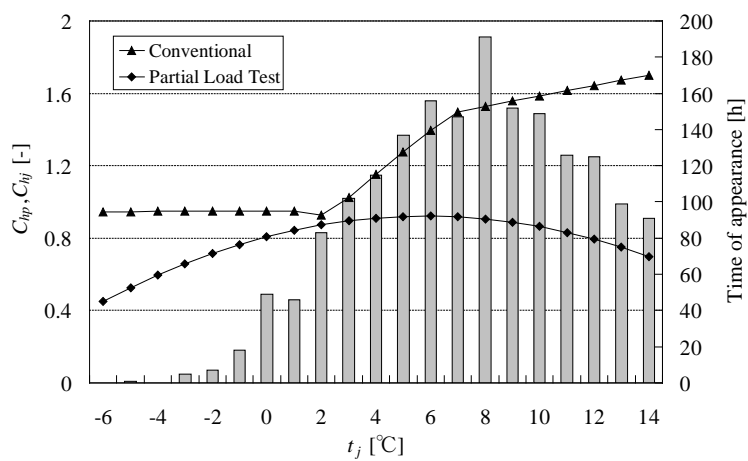
第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響



(a) 事務所



(b) テナント店舗



(c) 戸建て店舗

Fig. 7.10 各建物用途におけるCOP (GHP, 暖房期間)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

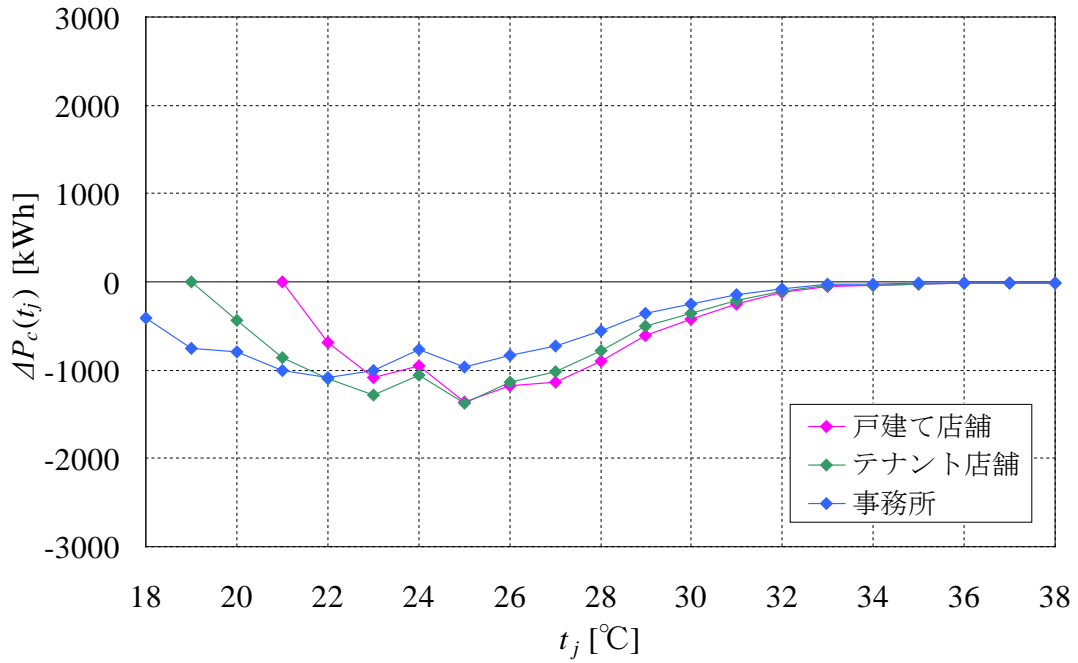


Fig. 7.11 一次エネルギー消費量の予測誤差 (GHP, 冷房期間)

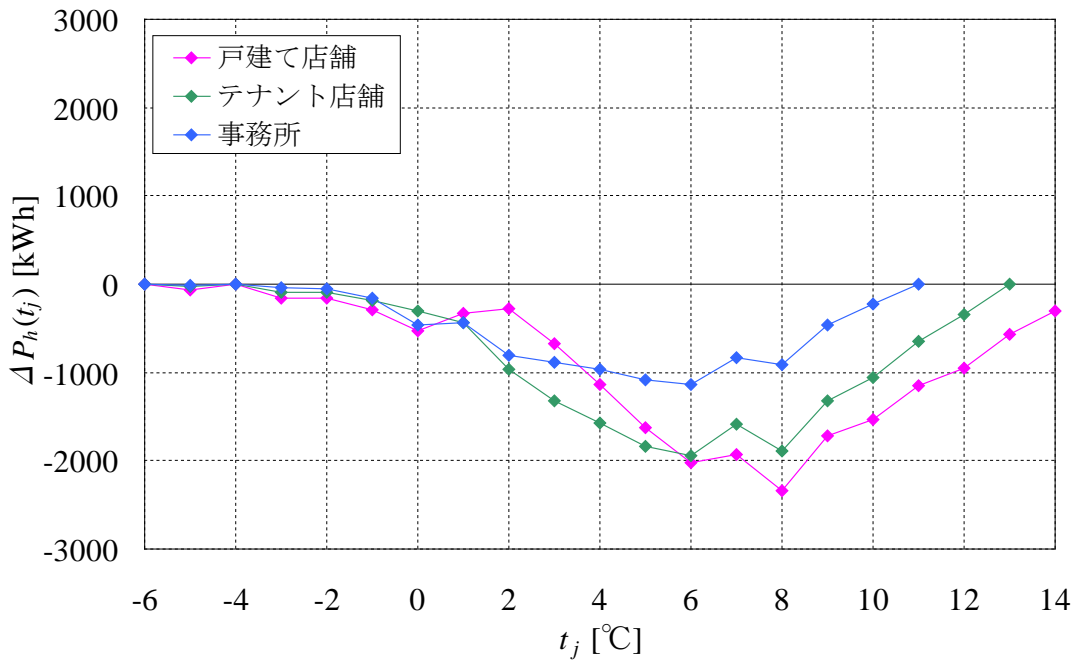


Fig. 7.12 一次エネルギー消費量の予測誤差 (GHP, 暖房期間)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

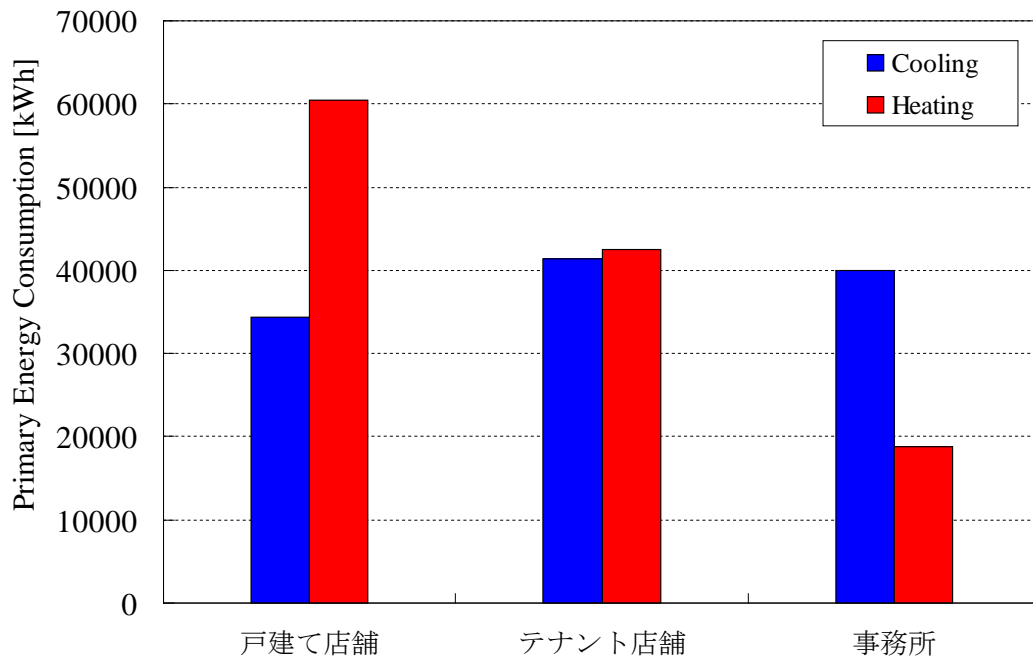


Fig. 7.13 各建物用途における一次エネルギー消費量 (GHP)

Table 7.3 APF (一次エネルギー基準) およびJIS B 8627-1:2006  
における算定誤差 (GHP)

項目	戸建て店舗	テナント店舗	事務所
APF (部分負荷試験)	0.92	0.91	0.93
APF (JIS B 8627-1:2006)	1.27	1.32	1.35
JIS B 8627-1:2006による 算定誤差	+39.0%	+44.8%	+45.2%

## 7.2 地域の影響

前節において建物用途を変更した結果、建物における空調負荷がエアコンのAPF算定の際に重要な期間エネルギー消費量の予測に大きく影響することがわかった。そこで本節では使用地域の違い、すなわち外気温度の出現時間数分布がエアコンの性能評価に与える影響を調査するため、建物用途を事務所に固定し、評価する地域をこれまでの名古屋に加えて、寒冷地の代表として仙台、温暖地の代表として福岡、この3都市を想定して、エアコンの性能評価を行い、地域の影響について検討した。また、その結果に基づき、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006による期間エネルギー消費量の予測誤差を明らかにし、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006による算定手法の妥当性についても検討した。

### 7.2.1 EHP における結果

EHPについて求めた、冷房期間におけるCOP実測値とJIS B 8616:2006によるCOP予測値の推移と3都市における外気温度の発生時間数をFig. 7.14に示す。このFig. 7.14を見ると、やはり寒冷地である仙台では全体的に外気温度の発生時間数が少ないのに対し、温暖地である福岡は中間温度領域では少ないものの、3都市の中で最も外気温度の発生時間数が多い。また、名古屋に関しても中間温度領域および35度以上の領域で、他地域より発生時間数が多く見られる。冷房期間と同様に、EHPの暖房期間における結果をFig. 7.16に示す。こちらは福岡から仙台に推移するにつれて外気温度の発生時間数が多くなり、特に仙台では他地域に比べて低温領域における発生時間数が圧倒的に多いことがわかる。

次に前節同様、式(7-1)、(7-2)で定義される、JIS B 8616:2006による消費電力量の予測誤差をFig. 7.15（冷房期間）とFig. 7.17（暖房期間）に示す。

Fig. 7.14やFig. 7.16におけるCOP実測値とCOP予測値の推移からも分かるように、JIS B 8616:2006で求めた消費電力量は、冷房期間ではいずれの地域においても低温領域で過小評価されており、特に地域間における差はほとんど見られなかった。また暖房期間でもやはり、全ての地域において消費電力量は過小評価されているが、地域間による差が大きく、最も予測誤差が大きい都市は仙台で外気温度の全領域において消費電力量を少なく見積もっていることがわかった。

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

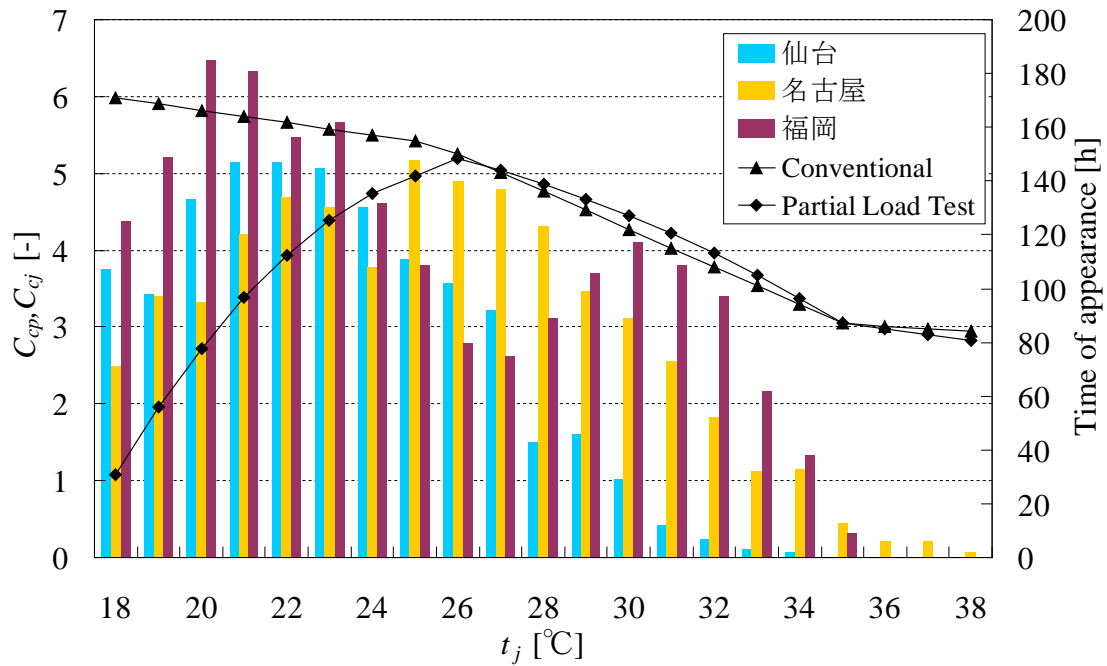


Fig. 7.14 COPの推移と各地域における外気温度発生時間数 (EHP, 冷房期間)

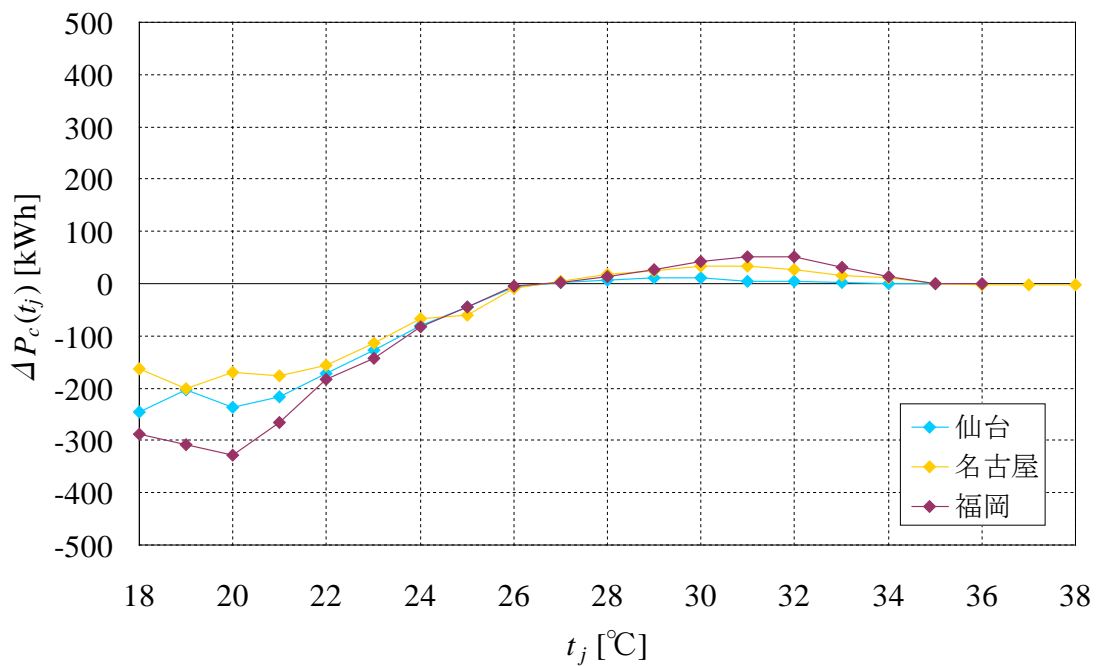


Fig. 7.15 消費電力量の予測誤差 (EHP, 冷房期間)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

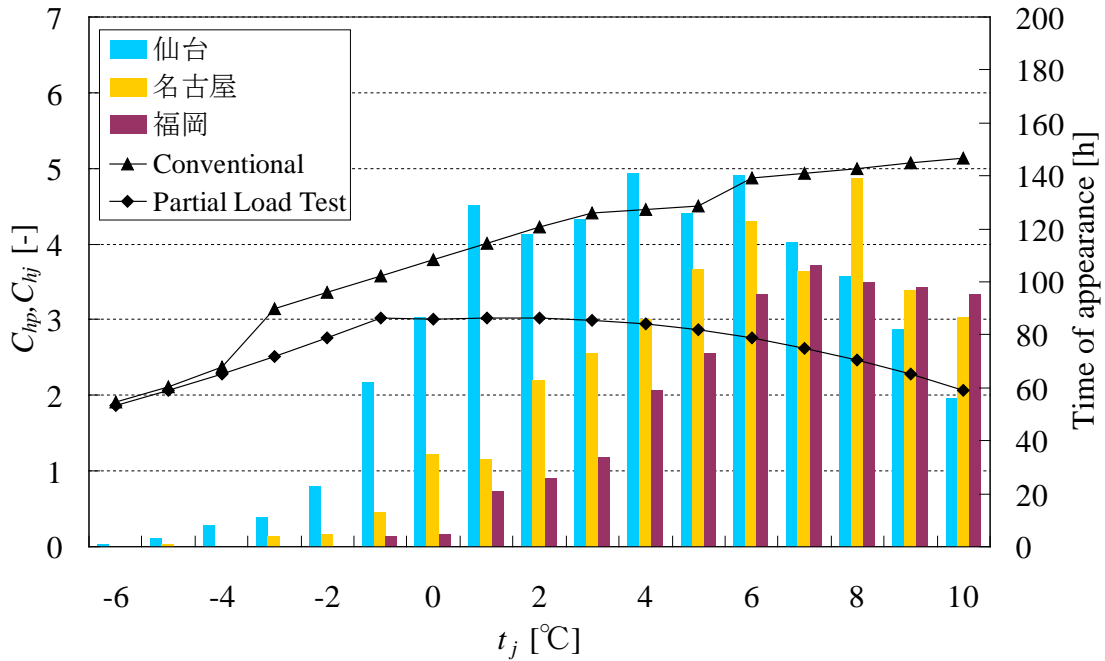


Fig. 7.16 COPの推移と各地域における外気温度発生時間数 (EHP, 暖房期間)

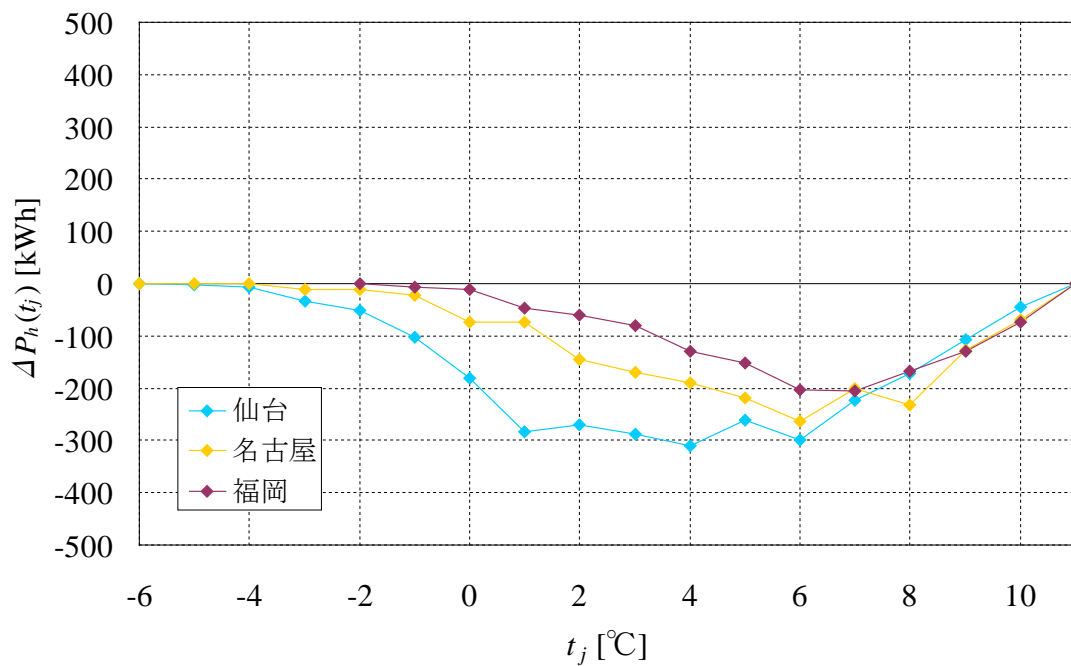


Fig. 7.17 消費電力量の予測誤差 (EHP, 暖房期間)



## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

Fig. 7.18はCOP実測値で求めた、各地域における期間消費電力量を示す。このFig. 7.18を見ると、冷房期間消費電力量は福岡が最も多いのに対し、逆に暖房期間では仙台が一番多い。また期間消費電力量の割合が、仙台では冷房期間に対して暖房期間が約1.4倍であるのに対し、名古屋では約0.5倍、福岡で約0.3倍となることから、エアコンを使用する地域によって1年間における冷暖房の需要が大きく異なると言える。

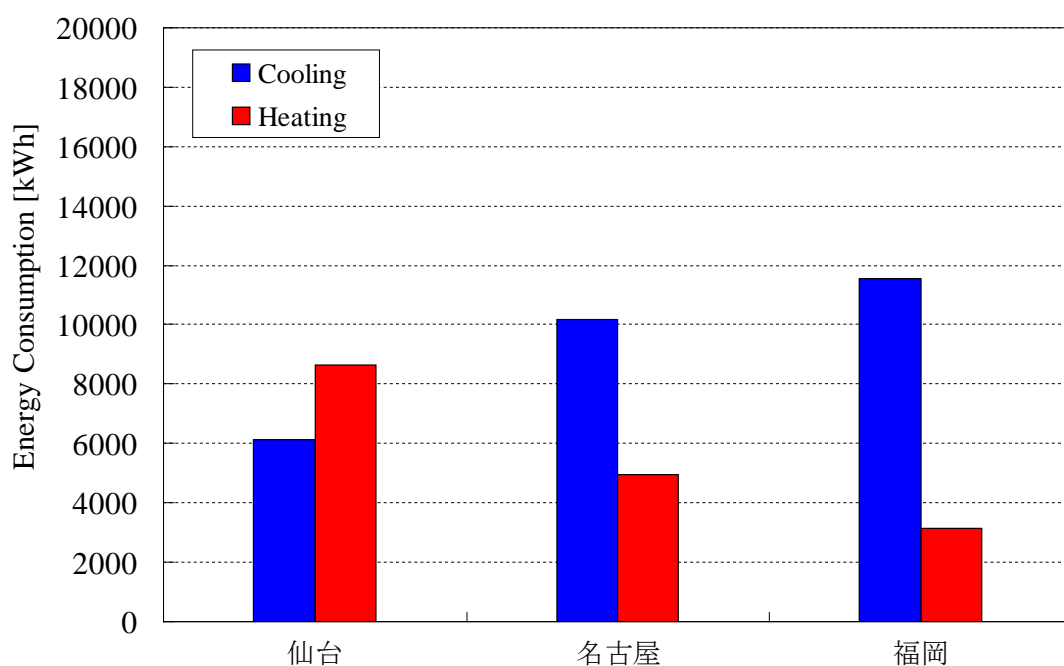


Fig. 7.18 各地域における期間消費電力量 (EHP, COP実測値)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

Table 7.4に各地域における期間消費電力量およびJIS B 8616:2006による予測誤差を示す。いずれの地域においても、JIS B 8616:2006 (COP予測値) で求めた消費電力量はCOP実測値で求めた消費電力量に比べて少ないことがわかる。その予測誤差を相対的に見ると、期間空調負荷の小さい地域ほど増大していることがわかる。また、通年期間消費電力量の予測誤差としては仙台で約27%、名古屋と福岡で約18%の過小評価となっていた。

Table 7.4 各地域における期間消費電力量  
およびJIS B 8616:2006による予測誤差 (EHP)

期間	項目	仙台	名古屋	福岡
冷房	消費電力量 (部分負荷試験)	6117.3 kWh	10187.1 kWh	11550.3 kWh
	消費電力量 (JIS B 8616:2006)	4828.4 kWh	9235.4 kWh	10136.0 kWh
	JIS B 8616:2006による 予測誤差	-21.1%	-9.3%	-12.2%
暖房	消費電力量 (部分負荷試験)	8643.8 kWh	4967.6 kWh	3133.1 kWh
	消費電力量 (JIS B 8616:2006)	6003.8 kWh	3160.2 kWh	1869.2 kWh
	JIS B 8616:2006による 予測誤差	-30.5%	-36.4%	-40.3%
通年	JIS B 8616:2006による予 測誤差	-26.6%	-18.2%	-18.2%

## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

---

### 7.2.2 GHPにおける結果

GHPにおける、COPの推移と各地域における外気温度発生時間数の結果と一次エネルギー消費量の予測誤差をFig. 7.19～Fig. 7.22に示す。先と同様、GHPのCOPは、ガス消費量と電力消費量を一次エネルギー消費量に換算して定義した値である。各地域における外気温度発生時間数はEHPにおける結果と変わらないため、ここでは省略する。エネルギー消費量の予測誤差についても、傾向としてはEHPの結果とほぼ変わらない。しかし、GHPはEHPの場合に比べて冷暖房期間共に、低空調負荷領域におけるCOP実測値とCOP予測値の乖離が大きくなった影響により、より広範囲の外気温度領域において、エネルギー消費量の予測誤差が見られるようになった。

各地域における期間一次エネルギー消費量をFig. 7.23に示す。前節同様、GHPではガスに加えてファンや補機の運転に使用する消費電力量も一次エネルギー消費量に換算し、ガス消費量に合算した。GHPにおいてもやはり、冷房期間一次エネルギー消費量は福岡が最も多いのに対し、逆に暖房期間では仙台が一番多かった。このように、地域によって期間エネルギー消費量の冷暖房割合が大きく異なり、その傾向がEHPとGHPで変わらないことから、エアコンを使用する地域に即した期間エネルギー消費量評価が必要になってくると言える。

Table 7.5はCOP実測値およびCOP予測値で求めた期間一次エネルギー消費量とJIS B 8627-1:2006による予測誤差を示す。上述のように、GHPではCOP予測における乖離が大きくなっているため、JIS B 8627-1:2006による一次エネルギー消費量の予測誤差はEHPの場合に比べてかなり大きくなっており、改めて通年期間一次エネルギー消費量の予測誤差として見ると、COP実測値で求めたエネルギー消費量を30%から40%程度小さく見積もっていることがわかる。

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

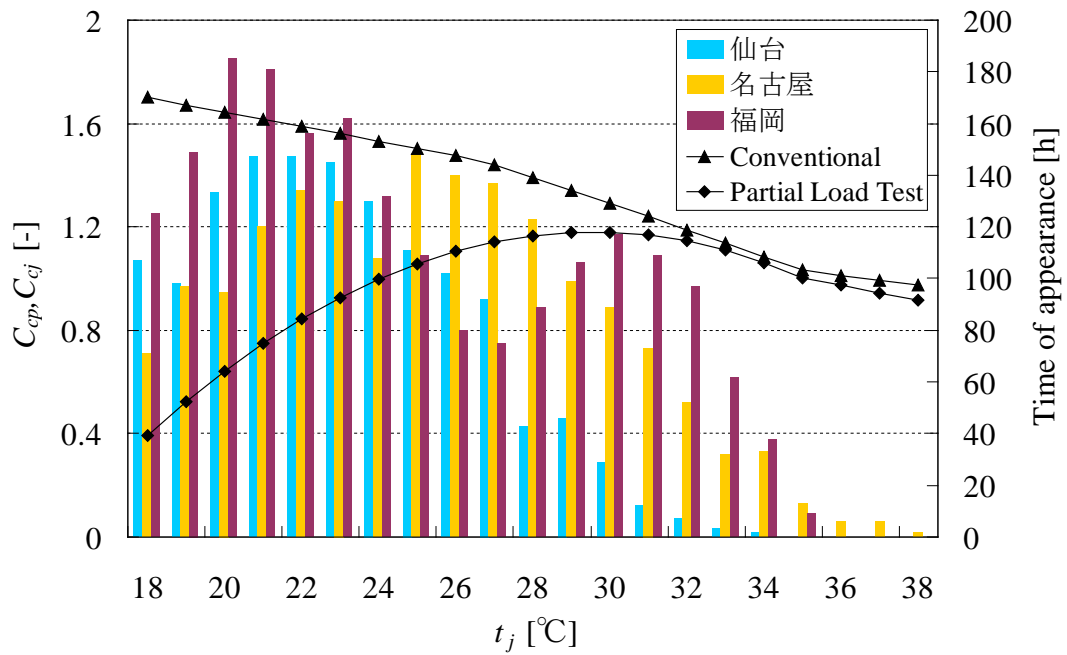


Fig. 7.19 COPの推移と各地域における外気温度発生時間数（GHP，冷房期間）

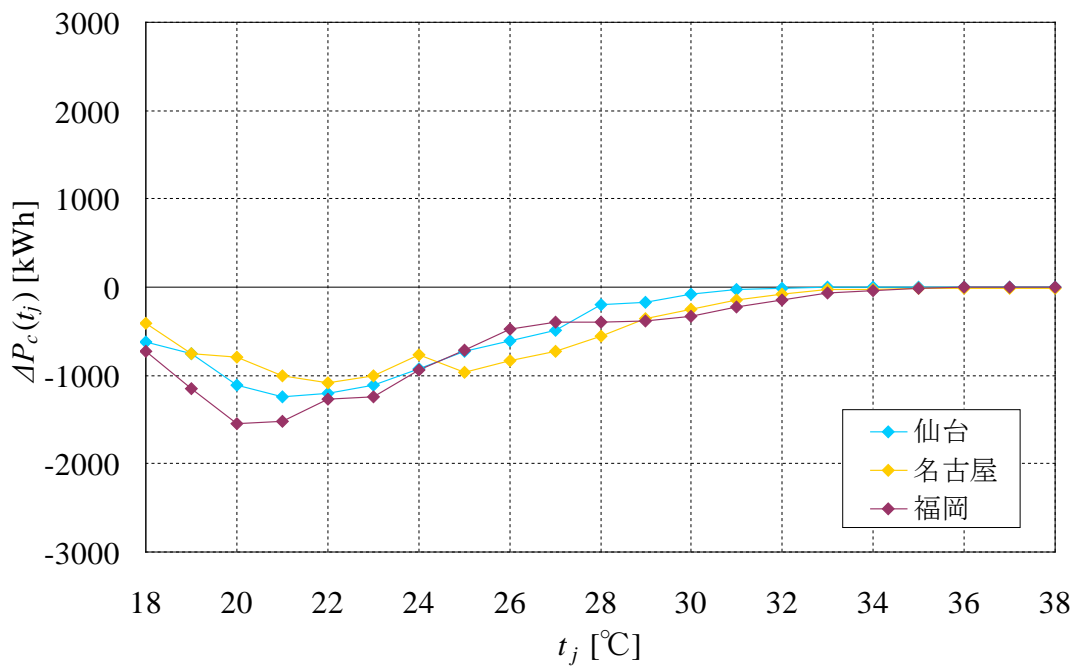


Fig. 7.20 一次エネルギー消費量の予測誤差（GHP，冷房期間）

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

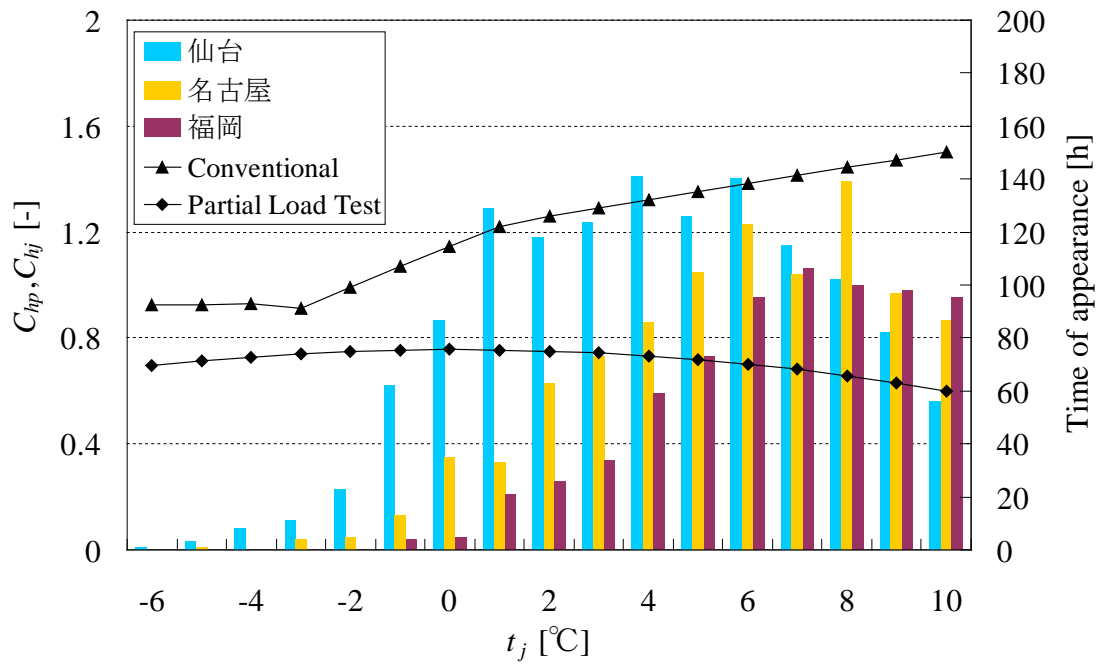


Fig. 7.21 COPの推移と各地域における外気温度発生時間数 (GHP, 暖房期間)

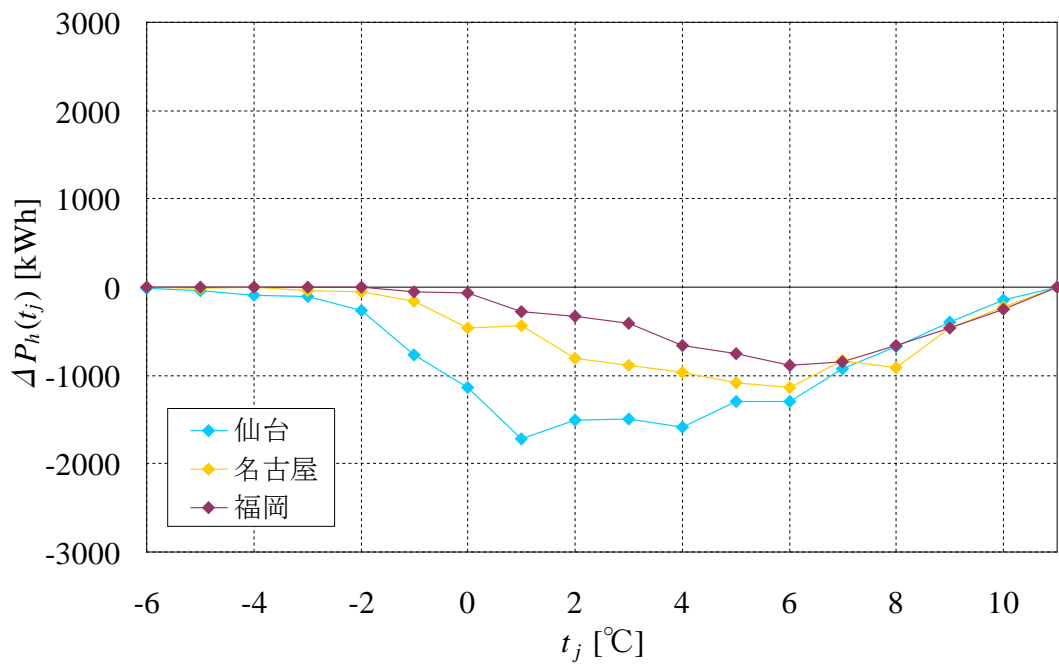


Fig. 7.22 一次エネルギー消費量の予測誤差 (GHP, 暖房期間)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

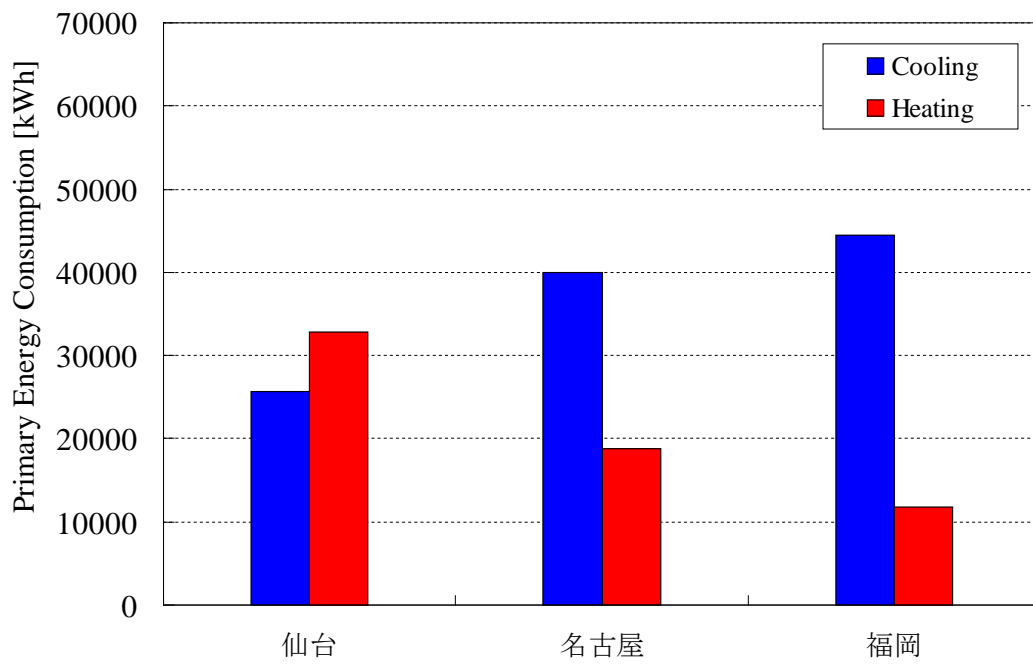


Fig. 7.23 各地域における期間一次エネルギー消費量 (GHP, COP実測値)

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

Table 7.5 各地域における期間一次エネルギー消費量  
およびJIS B 8627-1:2006による予測誤差 (GHP)

期間	項目	仙台	名古屋	福岡
冷房	一次エネルギー消費量 (部分負荷試験)	25619.9 kWh	40009.0 kWh	44473.9 kWh
	一次エネルギー消費量 (JIS B 8627-1:2006)	16358.2 kWh	30159.2 kWh	32904.4 kWh
	JISによる予測誤差	-36.2%	-24.6%	-26.0%
暖房	一次エネルギー消費量 (部分負荷試験)	32833.6 kWh	18838.9 kWh	11829.4 kWh
	一次エネルギー消費量 (JIS B 8627-1:2006)	19379.2 kWh	10358.3 kWh	6170.0 kWh
	JIS B 8627-1:2006による 予測誤差	-41.0%	-45.0%	-47.8%
通年	JIS B 8627-1:2006による 予測誤差	-38.9%	-31.1%	-30.6%

### 7.3 気象データの影響

現行のJIS B 8616:2006の性能評価方法でエアコンを評価する際、外気温度の発生時間数はJIS B 8616:2006に記載されている標準気象データを用いる。しかし、この気象データは1958年から1967年までのかなり古いデータから構成されているため<sup>58)</sup>、近年の地球温暖化やヒートアイランド化による気温上昇の影響が、エアコンのエネルギー消費量算定に反映されない可能性がある。そこで本研究では、1991年から2000年のデータで構成される拡張アメダス気象データ(EA2000)<sup>59)</sup>と比較することで、気象データがエネルギー消費量に及ぼす影響を検討した。なお、冷暖房の開始日の定義はJIS B 8616:2006と同様であり、都市は名古屋市で固定し、建物用途は事務所と戸建て店舗で各々検討した。また、本節で用いたエアコンは前節までで用いたEHPである。ここで、JIS B 8616:2006とEA2000の気象データにおける冷暖房期間および構成年代をTable 7.6に示す。建物用途に関わらず、EA2000はJIS B 8616:2006に比べ、冷房期間の発生時間数が増加し、暖房期間の発生時間数は減少していることから、近年の気温上昇の影響が顕著に表れていることが分かる。

まず、建物用途を事務所にした場合の結果をFig. 7.24～Fig. 7.26に示す。Fig. 7.24は部分負荷性能試験で求めたCOP実測値を用いて、2種類の気象データより算出した冷房期間における各外気温度に対する消費電力量である。全体的に、EA2000の気象データの消費電力量が多く、特に外気温度が27℃を超える高温領域においてその差は顕著となっている。Fig. 7.25は暖房期間における結果であり、低温領域においてEA2000では消費電力量が減少していることがわかる。Fig. 7.26は事務所における各気象データの期間消費電力量である。このFig. 7.26からもわかるように、EA2000における消費電力量はJIS B 8616:2006に比べて、冷房期間で約17%増加するのに対し、暖房期間で約24%減少している。そのため、通年期間消費電力量は約4%の増加と、新旧の気象データでほぼ変わらなかった。

次に、建物用途を戸建て店舗にした場合の結果をFig. 7.27～Fig. 7.29に示す。傾向は事務所の場合と変わらないが、EA2000における消費電力量はJIS B 8616:2006に比べて、冷房期間で約12%増加、暖房期間で約16%減少、通年では約7%の減少となった。以上の結果から、現行評価方法における期間エネルギー消費量の予測精度を向上するためには、適度な気象データの更新も必要であると考えられる。



第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

Table 7.6 各気象データにおける冷暖房期間および構成年代（名古屋市）

建物用途	気象データ	冷房期間	暖房期間	構成年代
事務所	JIS B 8616:2006	4/26 ~ 10/26	11/29 ~ 3/26	1958 ~ 1967
		1708 hours	968 hours	
	EA2000	4/13 ~ 10/29	12/7 ~ 2/28	1991 ~ 2000
		2033 hours	785 hours	
戸建て店舗	JIS B 8616:2006	5/16 ~ 9/26	11/10 ~ 4/12	1958 ~ 1967
		1472 hours	1799 hours	
	EA2000	5/7 ~ 9/27	11/13 ~ 3/23	1991 ~ 2000
		1660 hours	1700 hours	

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

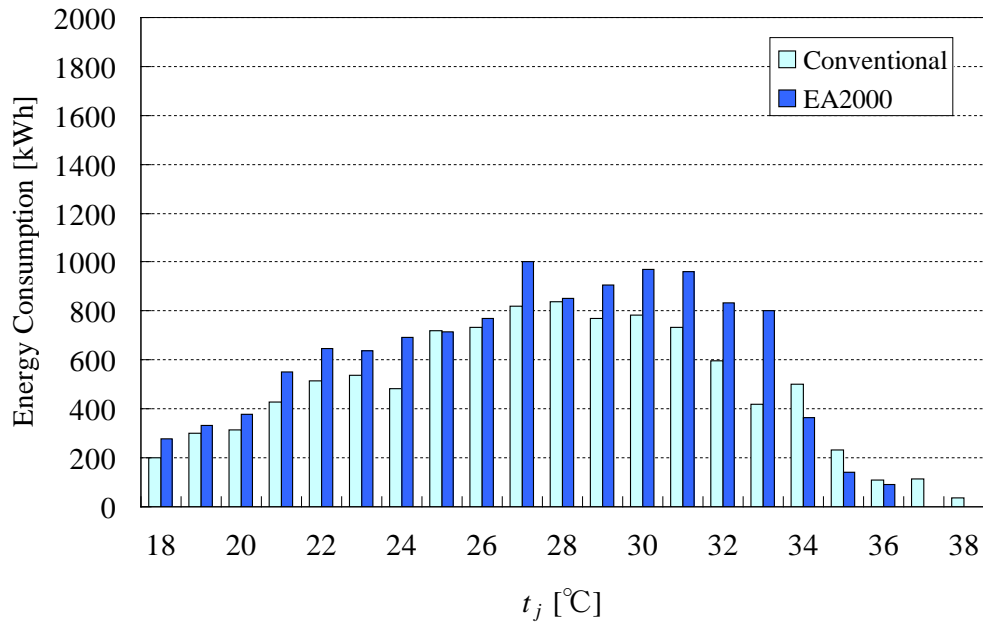


Fig. 7.24 各外気温度に対する消費電力量（事務所，冷房期間）

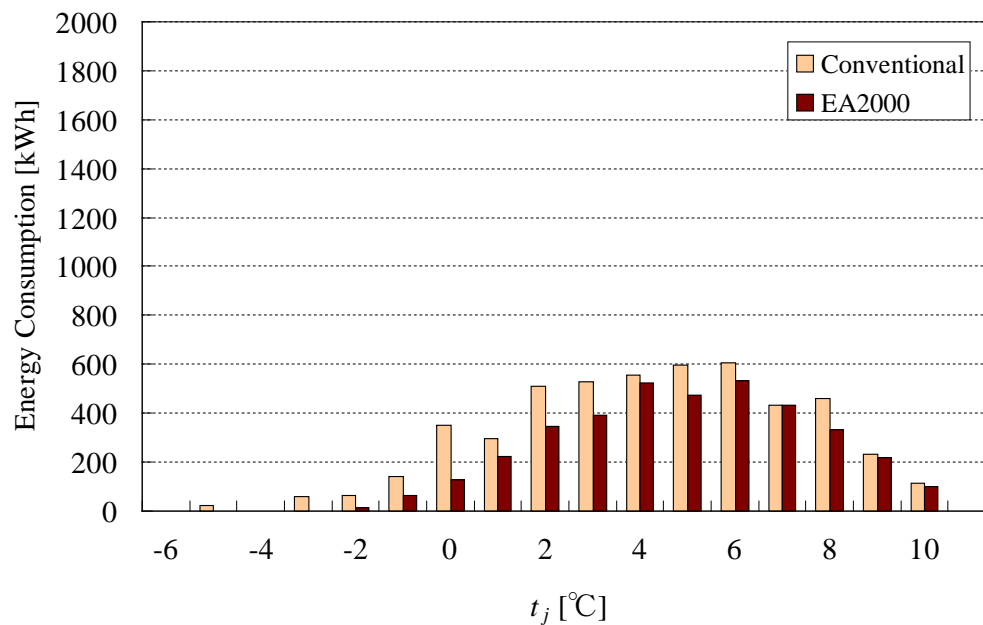


Fig. 7.25 各外気温度に対する消費電力量（事務所，暖房期間）

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

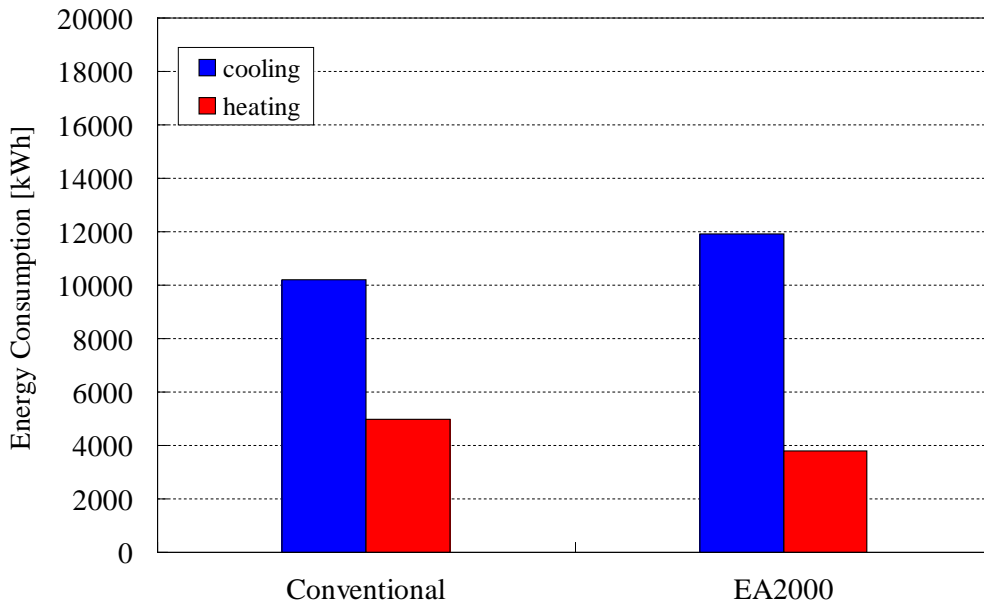


Fig. 7.26 気象データ別期間消費電力量（事務所）

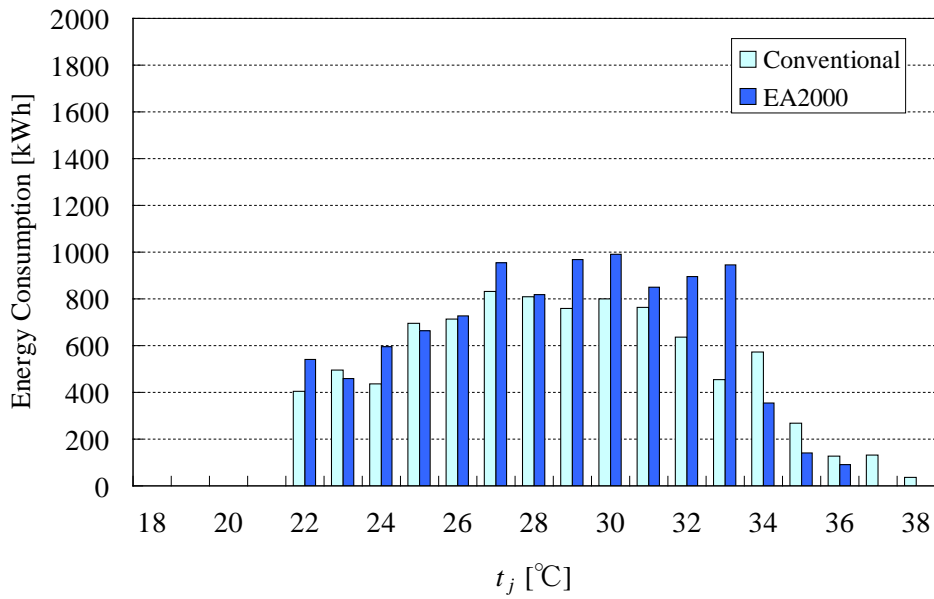


Fig. 7.27 各外気温度に対する消費電力量（戸建て店舗、冷房期間）

第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、  
地域および気象データの影響

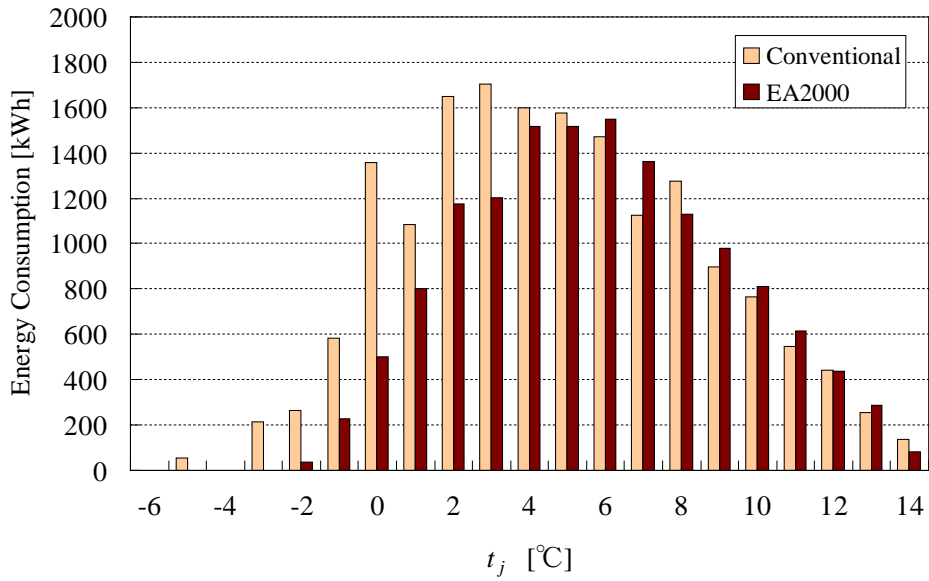


Fig. 7.28 各外気温度に対する消費電力量（戸建て店舗，暖房期間）

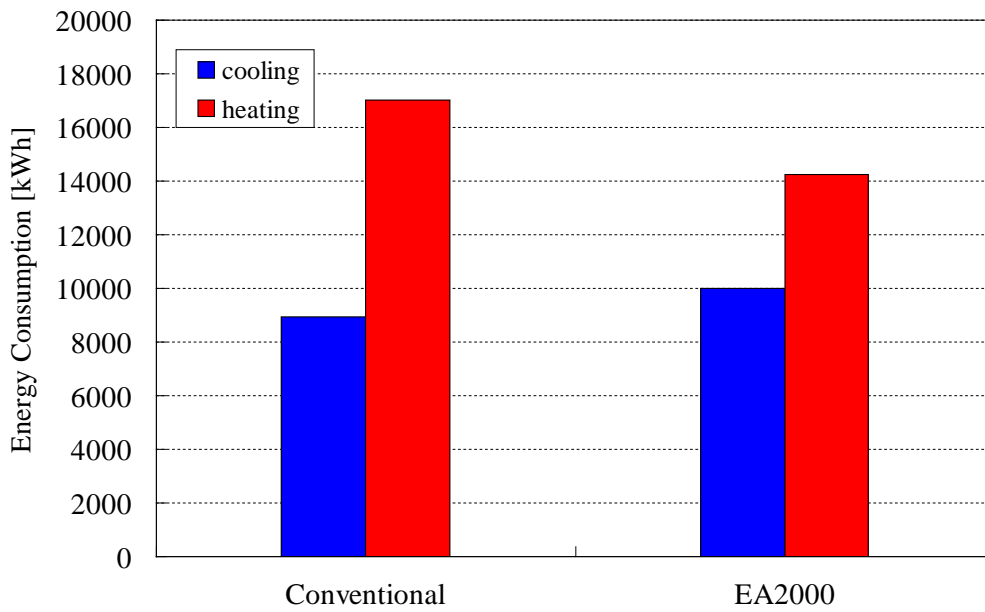


Fig. 7.29 気象データ別期間消費電力量（戸建て店舗）

## 7.4 結言

第7章では、第3章と第4章で採用した建物用途（事務所）と地域（名古屋市）に加えて、建物用途を戸建て店舗あるいはテナント店舗とした場合、また地域を仙台市（寒冷地）あるいは福岡市（温暖地）とした場合についてもJIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006によるCOPと期間エネルギー消費量の予測精度を評価した。さらに、外気温度の年間出現時間数を近年の気象データに基づく値に変更した場合の影響についても検討を加えた。主な結果を以下に示す。

- (7-1) 業務用エアコンの設置される建物用途を戸建て店舗、テナント店舗、および事務所とし、それぞれにおいて、JIS B 8616:2006またはJIS B 8627-1:2006によるEHPとGHPの通年エネルギー消費効率（APF）算定方法を評価したところ、冷房期間においては建物用途に関わらず、低空調負荷領域において、COPが過大予測となっていた。暖房期間におけるCOPの予測誤差はGHPの場合、建物用途に関係なく全温度域でCOPが過大予測されていたのに対し、EHPの場合、建物用途によって大きく異なり、戸建て店舗では事務所とは逆に高空調負荷領域でCOPが過小予測される傾向が認められた。これらの影響を受けて、APFの予測誤差についても、EHPでは戸建て店舗：6.0%、テナント店舗：15.9%、事務所：22.3%と大きな違いが現れ、GHPではいずれの建物用途でも40%前後の予測誤差となっていた。
- (7-2) 業務用エアコンの使用地域を名古屋市に加え、寒冷地である仙台市、温暖地である福岡市の事務所として、EHPとGHPの期間一次エネルギー消費量を比較した。その結果、仙台では暖房期間の一次エネルギー消費量が冷房期間の1.3倍に達するのに対し、福岡では30%程度にとどまり、地域による外気温度発生頻度の差が顕著に現れた。
- (7-3) 気象データが期間エネルギー消費量に及ぼす影響を検討するため、JIS B 8616:2006の標準気象データと拡張アメダス気象データ（EA2000）を用いてEHPの期間消費電力量を比較した。その結果、JIS B 8616:2006に比べてデータが新しいEA2000を用いた場合のエネルギー消費量は、事務所において冷房期間で約17%増加するのに対し、暖房期間では約24%減少し、戸建て店舗においても冷房期間で約12%増加、暖房期間で約16%減少となっており、いずれにしても近年の気温上昇の影響がエネルギー消費量に大きく反映されることが明らかになった。

## 第7章 期間エネルギー消費量に及ぼす建物用途、 地域および気象データの影響

---

## 第 8 章 大型店舗における空調運転特性の解析<sup>60), 61), 62)</sup>

### 8.1 大型店舗における空調負荷実測

前章(主に 7.1 節)で述べたように, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 では, 想定されている 3 種類の建物用途(戸建て店舗, テナント店舗, 事務所)の変更が APF 算定に大きな影響を及ぼすことがわかった. 従って, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 による APF 算定の信頼性を高めるためには, 部分負荷運転時における COP 予測の高精度化に加えて, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 で規定されている建物用途別空調負荷の妥当性についても検討する必要がある. しかし, 特に量販店舗のような大規模な建物における空調負荷の実測は非常に困難であると考えられ, Fig. 7.1 に示す空調負荷モデルの妥当性を実測により検証した例は見当たらない. そこで本研究では, 業務用エアコンが空調に使用されている大型の平屋建て量販店舗(以下, 大型店舗と呼ぶ.)を例に取り, 外気温度と業務用エアコンの消費電力あるいはガス消費量を実測し, それらと第 3 章の部分負荷性能試験の結果を組み合わせることで, 建物内の空調負荷を実測することを試みた. その結果に基づき, 大型店舗における空調負荷特性について解析を行い, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における空調負荷モデルの妥当性について検討するとともに, 大型店舗における業務用エアコンの運転特性についても解析を加えた.

#### 8.1.1 店舗概要

空調負荷実測を行った大型店舗は愛知県内にある 2 店舗で, 衣料品販売を中心としている. 営業時間は週 7 日, 10:00~21:00 である. これらの建物は大型店舗であり, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の分類では戸建て店舗に相当すると考えられる. 本研究ではこの 2 店舗に関して, 2007 年 2 月 1 日~2008 年 1 月 31 日の測定データを解析した. Table 8.1 に各店舗の仕様を示す. 両店舗とも平屋建てであるが, 店舗 B は屋上が駐車場であるため屋根構造に違いがあり, 店舗 A が波板鉄板製の屋根であるのに対し, 店舗 B ではアスファルト舗装が施されている. また, 業務用エアコンの設定温度や換気時間等は各店舗に任されている.

## 第8章 大型店舗における空調運転特性の解析

各店舗に導入されている業務用エアコンの仕様を Table 8.2 に示す。店舗 A では EHP のパッケージエアコンとビル用マルチエアコンが、店舗 B では GHP が使用されている。なお、Table 8.1 からわかるように、両店舗の空調面積はほぼ同等であるが、屋根構造を勘案して経験的に店舗 B の総空調能力は店舗 A に比べて大きく設定されている。GHP のガスエンジンの燃料はプロパンガス（い号プロパン）である。

Table 8.1 各店舗の仕様

店舗	空調面積	屋根構造	屋根の熱容量	換気量	照明電力
A	6,068 m <sup>2</sup>	鋼板折板	40 MJ/°C	36,090 m <sup>3</sup> /h	142.0 kW
B	6,375 m <sup>2</sup>	アスファルト コンクリート	1,926 MJ/°C	20,150 m <sup>3</sup> /h	142.1 kW

Table 8.2 各店舗に導入されている業務用エアコンの仕様

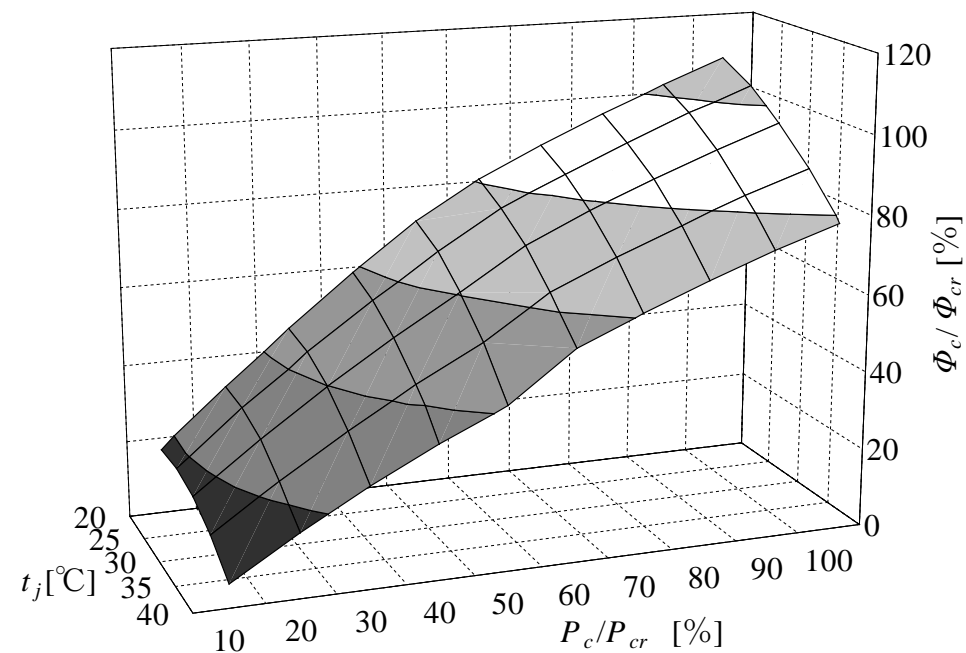
店舗	業務用エアコンの種類 (冷媒の種類)	業務用エアコンの形式	定格冷房能力 (kW)	定格暖房能力 (kW)	台数
A	EHP (R410A)	パッケージエアコン	12.5	14	68
		ビル用マルチエアコン	40	45	1
			90	100.5	1
店舗A 合計			980	1097.5	70
B	GHP (R407C)	-	35.5	42.5	1
			56	67	22
店舗B 合計			1267.5	1516.5	23



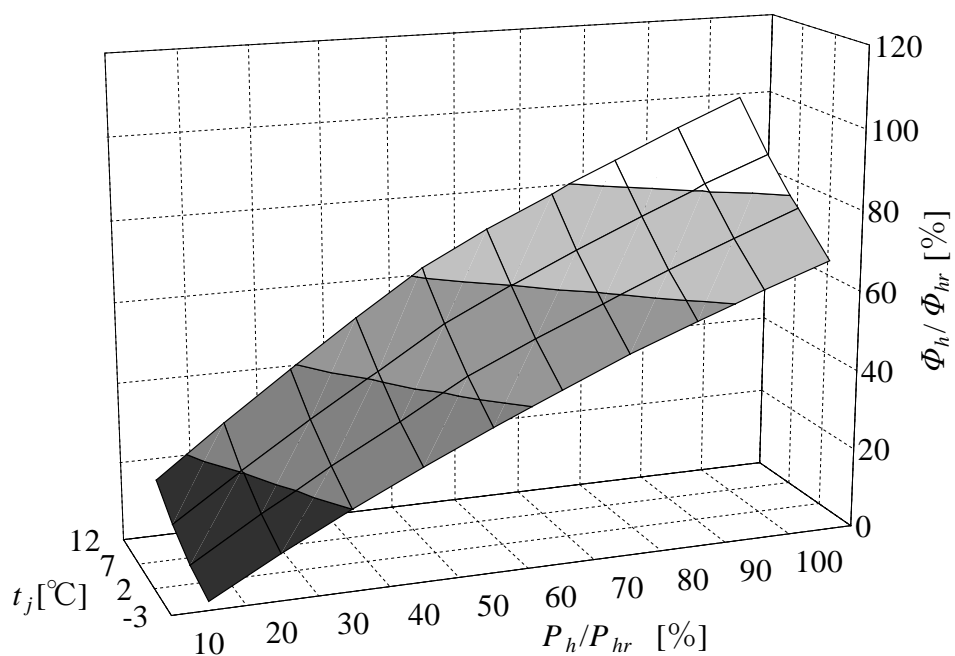
### 8.1.2 空調負荷実測方法

本研究では、ある時刻における建物の空調負荷と、その時の業務用エアコンの冷・暖房総合能力が平衡状態にあると考え、建物内で運転されている各業務用エアコンの能力の総和を連続的に測定することで空調負荷の時系列変化を求めた。まず、店舗で使用されている業務用エアコンについて第 2 章で述べた部分負荷性能試験を実施し、その結果に基づき業務用エアコンの能力を外気温度と消費電力率あるいはガス消費率（定格消費量に対する実際の消費量の割合）の関数として整理した。Fig. 8.1, Fig. 8.2 に示した能力関数はそれぞれ、店舗 A の EHP（パッケージエアコン）と店舗 B の GHP の例であり、定格冷房能力  $\Phi_{cr}$  あるいは暖房能力  $\Phi_{hr}$  で規格化した空調能力  $\Phi_c / \Phi_{cr}$ 、 $\Phi_h / \Phi_{hr}$  が、外気温度  $t_j$  と消費電力率  $P_c / P_{rc}$  ( $P_h / P_{hc}$ ) あるいはガス消費率  $G_c / G_{rc}$  ( $G_h / G_{hr}$ ) により変化する様子を示している。業務用エアコンの能力は消費電力率あるいはガス消費率に対してほぼ線形に増加し、冷房では  $t_j$  の上昇に伴い、また暖房では  $t_j$  の下降に伴い能力が低下することが分かる。

本研究では店舗に設置された各業務用エアコンの消費電力あるいはガス消費量と、室外機の設置位置における外気温度を 10 分間隔で 1 年間にわたり測定し、先の能力関数からそれらに対応した各業務用エアコンの冷暖房能力を算出した。店舗 A では建物内の全 EHP に電力量計を個別に接続し、データを取得した。店舗 B については、全 GHP にガスメーターを設置することができなかったが、第 4 章で実施した部分負荷性能試験結果より、GHP のガスエンジンによるガス消費量とファン等による消費電力との間に非常に強い相関があることが明らかになったため、GHP 数台分のガス消費量を集約して測定するとともに、消費電力を個別に測定し、その値に基づきガス消費量を案分することで、各 GHP の能力を求めた。また併せて室内外の気温データを店舗 A, B とともに測定した。以上により求めた各業務用エアコンの能力の総計をその時の建物空調負荷とした。この方法により、各店舗の 1 年間にわたる 10 分毎の建物空調負荷の変化を知ることができる。ここで参考のために、店舗 A における分電盤内の各 EHP のブレーカーに設置した電力計の写真を Fig. 8.3 に、店舗の室内外に設置した温湿度データロガーの例を Fig. 8.4 に示す。

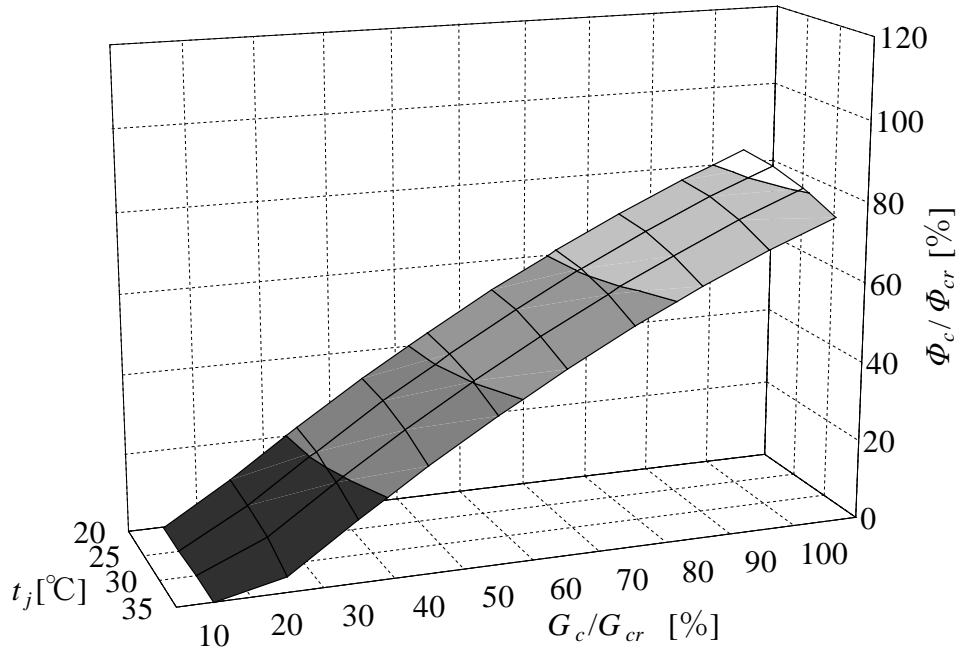


(a) 冷房性能

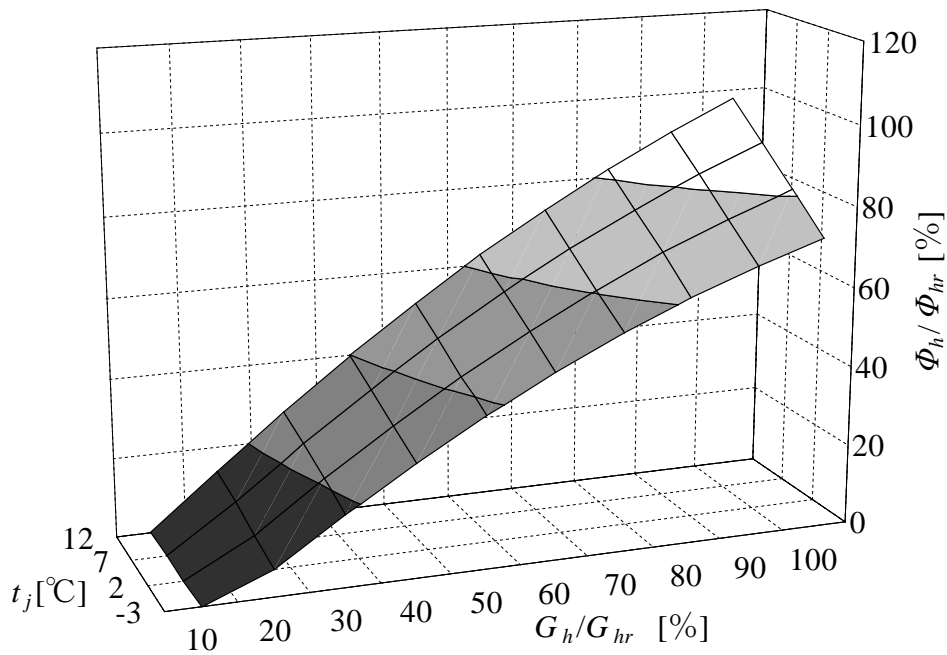


(b) 暖房性能

Fig. 8.1 EHP (パッケージエアコン) の能力関数 (店舗 A)



(a) 冷房性能



(b) 暖房性能

Fig. 8.2 GHP の能力関数 (店舗 B)



Fig. 8.3 各 EHP のブレーカーに接続された電力計



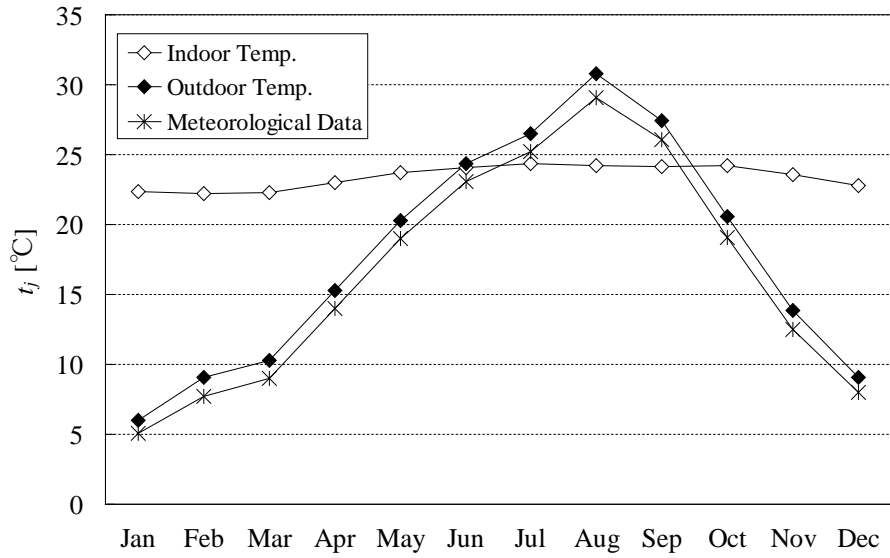
Fig. 8.4 店舗に設置された温湿度データロガー（左：室内，右：室外）

### 8.2 試験結果

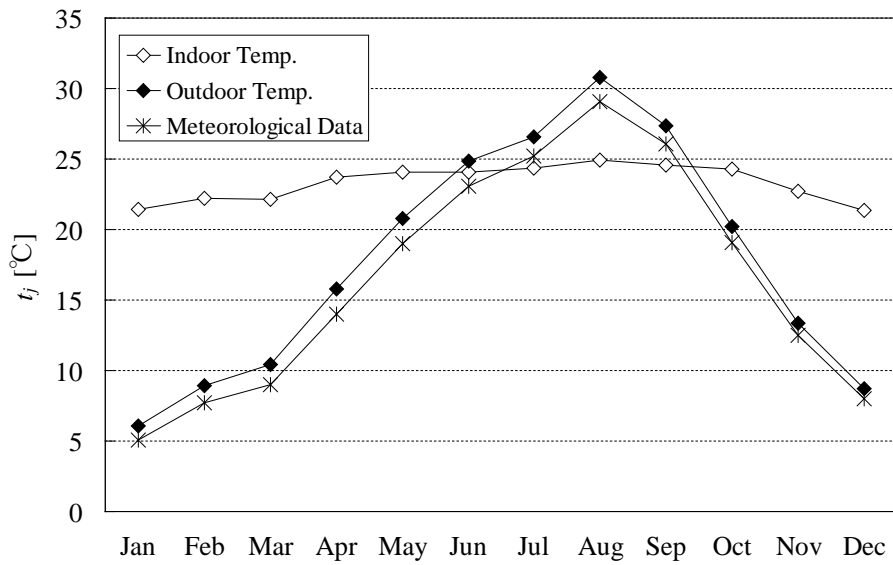
#### 8.2.1 室内気温および外気温度

各店舗における月平均の室内温度および外気温度（それぞれ 2 箇所の平均値）の年間変化を Fig. 8.5 に示す。また、Fig. 8.5 中には前章で述べた拡張アメダス気象データ（EA2000）に基づく名古屋市の外気温度（Meteorological Data）も併記した。なお、Fig. 8.5 に示す室温は店舗の営業時間内（10:00～21:00）における平均値であり、外気温度は 24 時間の平均値である。両店舗のデータを比較すると、室温はいずれの月においてもほぼ等しく、夏季は 25°C 弱、冬季は約 22°C に保たれている。また、店舗 A の所在地は比較的海に近い場所であるのに対し、店舗 B は内陸部にあるが、外気温度の推移もほぼ等しい。店舗 A と店舗 B の室内気温と外気温度の差は小さく、空調負荷やエネルギー消費量を比較することは妥当と考えられる。

両店舗とも EA2000 による値よりもやや高い温度が測定されている。これは、名古屋気象台が閑静な住宅地の小高い丘にあるのに対して、店舗 A や店舗 B の周辺は地面がコンクリートで覆われているため、夏季の気温が高くなりやすいことに加え、Table 4.6 に示したように EA2000 は 1991 年から 2000 年までの気象データに基づいているため、今回の外気温度実測値には近年の地球温暖化やヒートアイランド化による気温上昇が影響を及ぼしているものと考えられる。



(a) 店舗 A



(b) 店舗 B

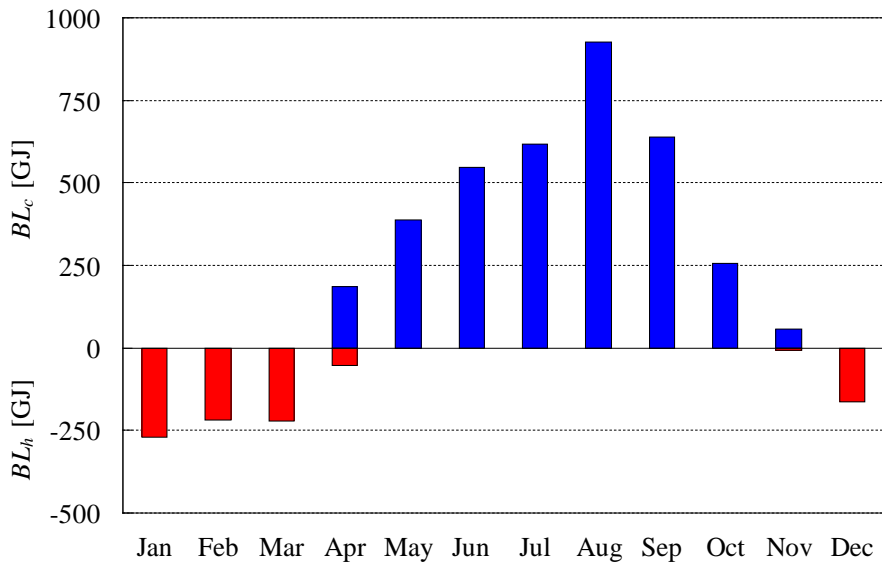
Fig. 8.5 月平均室内温度および月平均室外温度の年間変化

### 8.2.2 空調負荷量

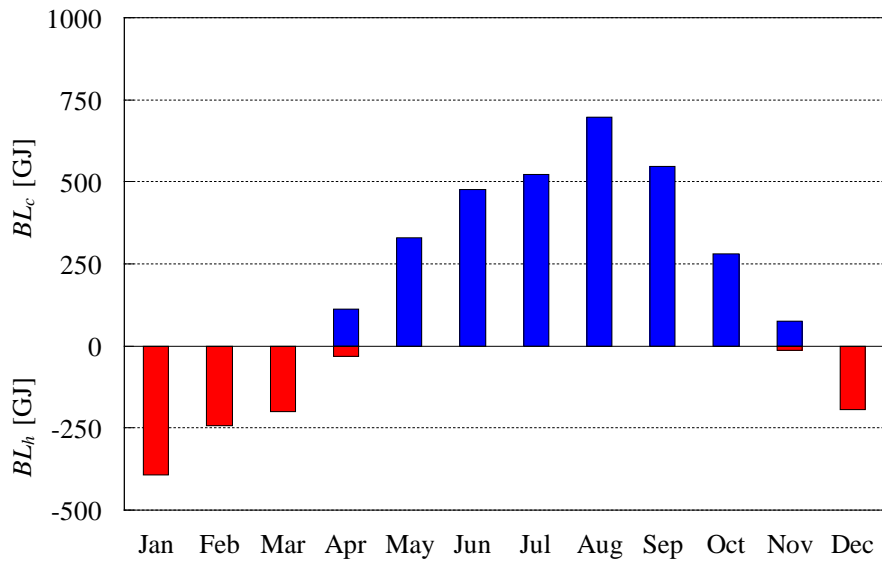
各店舗で実測された月別空調負荷量の年間変化を Fig. 8.6 に示す。便宜上、冷房負荷  $BL_c$  を正とし、暖房負荷  $BL_h$  を負としている。両店舗とも定性的には同様の傾向を示しており、冷房負荷は 8 月に、暖房負荷は 1 月に最大値に達している。また、1 年を通して冷房期間は暖房期間よりも長く、ゆえに冷房負荷が暖房負荷よりもかなり大きいことがわかる。定量的には両店舗間で若干差があり、店舗 A の冷房負荷は店舗 B と比較して大きく、逆に暖房負荷は小さくなっている。なお、詳細な空調負荷特性の解析結果については 8.3 節において述べる。

### 8.2.3 エネルギー消費量

各店舗における空調の月別一次エネルギー消費量の年間変化を Fig. 8.7 に示す。Fig. 8.6 と同様、縦軸の単位は GJ である。この一次エネルギー消費量は Fig. 8.6 の空調負荷量と対応しているが、店舗 B では店舗 A に比べて全般に空調負荷は小さいにもかかわらず、一次エネルギー消費量は大きくなっている。これは店舗 A に導入されている EHP (パッケージエアコン) が基本的に GHP よりも高効率であることを示している。しかしながら、同様な建物の空調に費やす一次エネルギー消費量が、建物の空調設備によって大きく異なるという事実は、省エネルギー性の観点からも追求すべき問題点であると言える。これについては 8.4 節でより詳細な解析を行う。



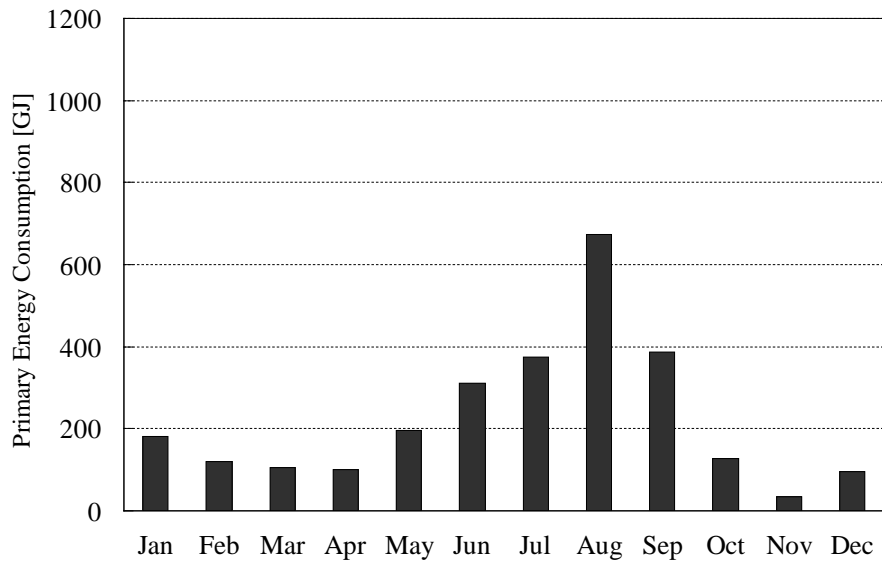
(a) 店舗 A



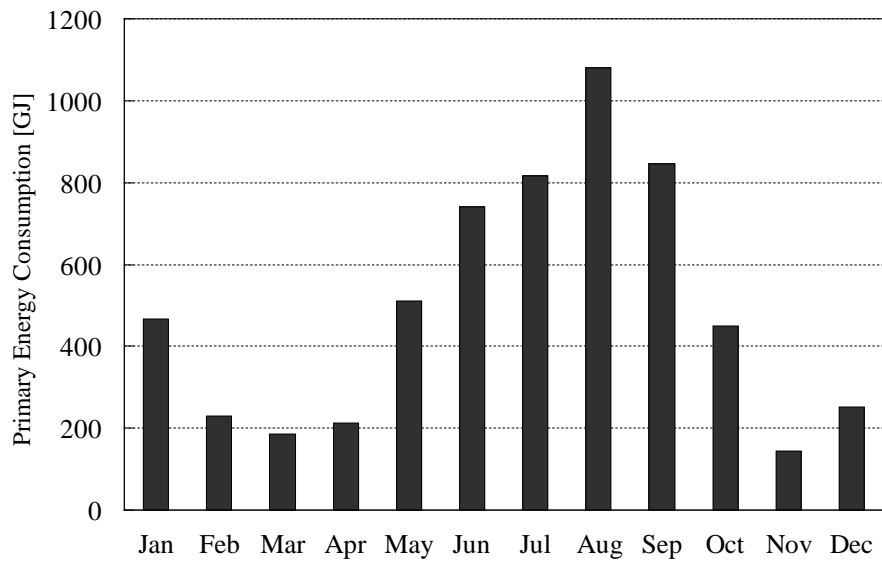
(b) 店舗 B

Fig. 8.6 月別空調負荷量の年間変化





(a) 店舗 A



(b) 店舗 B

Fig. 8.7 月別一次エネルギー消費量の年間変化

### 8.3 空調負荷特性解析

#### 8.3.1 1日における空調負荷の時系列変化

店舗 A における夏季（8 月平均値）と冬季（1 月平均値）の室内温度、外気温度および空調負荷の時間変化を Fig. 8.8 に示す。なお、温度、空調負荷ともに 1 時間毎の平均値であり、暖房負荷は便宜的に負の値で示している。まず、Fig. 8.8 (a)、即ち店舗 A の夏季の結果を見ると、冷房負荷は開店の 1 時間前の 9 時から大きくなり、外気温度の変化に合わせて増減している。また外気温度がピークとなる 13 時台よりも遅れて、冷房負荷のピークが 14 時台に現れていることがわかる。この外気温度に対する冷房負荷の遅れは建物（屋根）の熱容量に起因するものと考えられる。さらに営業時間内における室内温度は時間外に比べて  $1^{\circ}\text{C}$  前後低いが、1 日を通してほぼ一定値となっている。

次に、Fig. 8.8 (b) に店舗 A の冬季の結果を示す。こちらも冷房同様、暖房負荷は開店の 1 時間前の 9 時から大きくなり、外気温度の推移を追うように変化しているが、15 時以降は外気温度の変化に関係なく、空調負荷はほぼ一定値を保ったまま推移している。これは、建物躯体の蓄熱効果が表れているものと考えられる。また室内温度を見ると、開店とともに暖まり、夕方には  $t_j=22\sim 23^{\circ}\text{C}$  で一定となる室内は、閉店の 21 時から冷やされ、翌日の開店前には  $t_j<18^{\circ}\text{C}$  にまで低下している。この夜間における放熱が開店直後の暖房負荷増大の要因と考えられる。

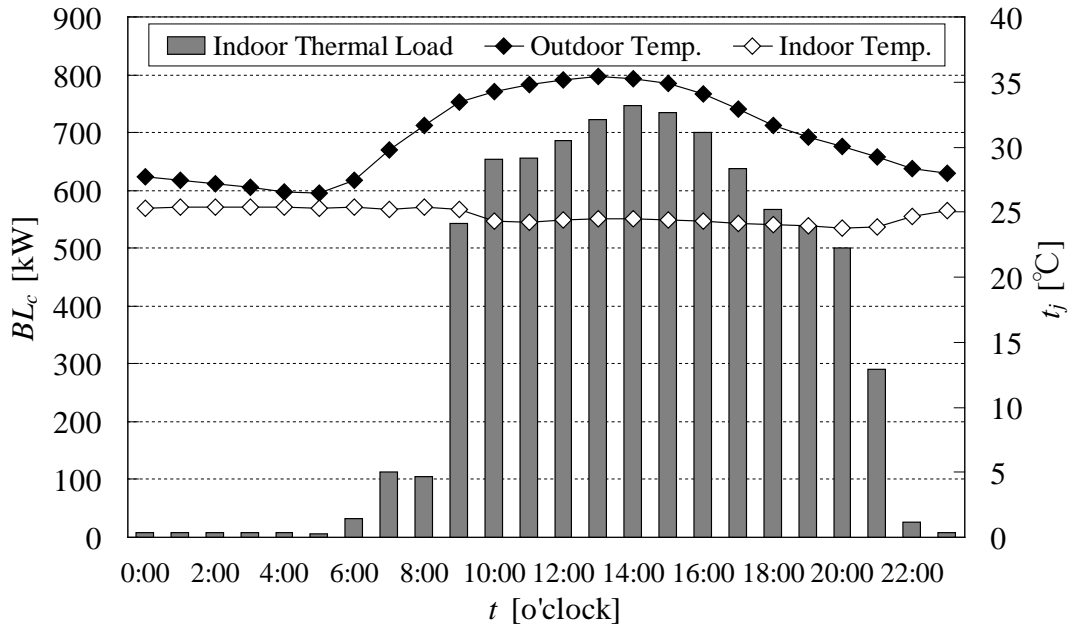
Fig. 8.9 に店舗 B における温度および空調負荷の時間変化を示す。まず、夏季の結果を見ると、店舗 A の場合とは若干異なり、冷房負荷の外気温度に対する感度が店舗 A に比べて鈍いように見受けられる。特に、15 時以降は外気温度が顕著に低下していくにも関わらず、冷房負荷はほぼ一定値を保ち、そのピークは 16 時台に表れている。これは店舗 B では屋上が駐車場であるため屋根にアスファルト舗装が施されており、そのため屋根の熱容量が店舗 A に比べて大きく、外気温度の低下に対して屋根の温度の低下がかなり遅れて始まるためと考えられる。屋根は面積が大きい上に直射日光に曝され温度が上昇し、外部からの熱侵入をもたらす大規模な高温熱源となるため、その温度変化は建物空調負荷に大きな影響を及ぼすものと推測される。さらに室内温度を見ると、営業時間内は  $t_j=25^{\circ}\text{C}$  前後でほぼ一定値となっているが、営業時間外は店舗 A とは異なり、室内温度が  $3^{\circ}\text{C}$  程度上昇している。これも先と同様、屋根の熱容量の違いに起因するものと考えられる。

## 第 8 章 大型店舗における空調運転特性の解析

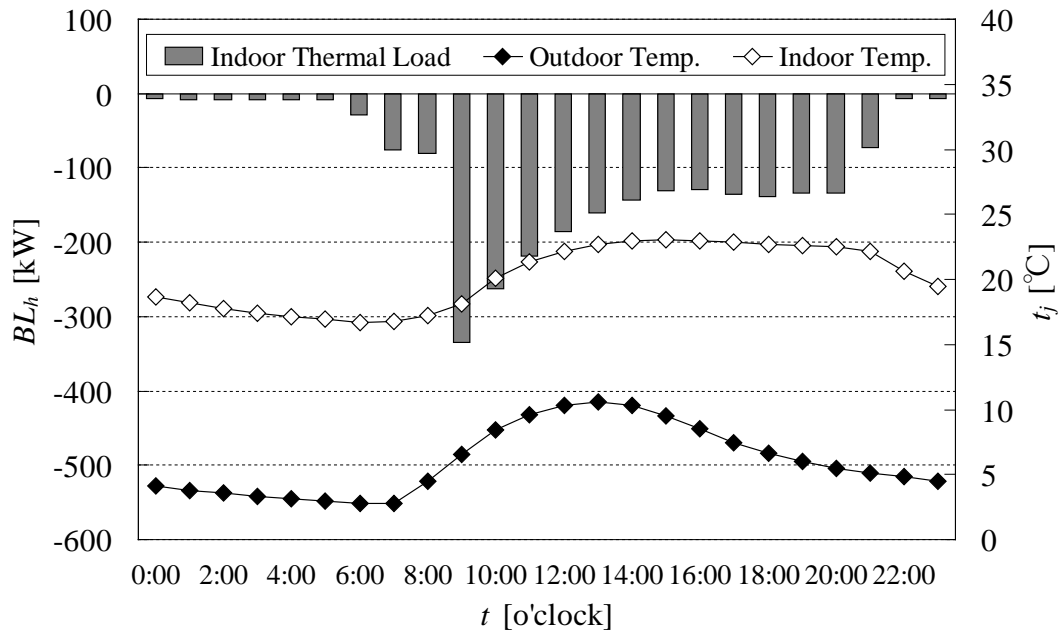
---

夏季同様、冬季の結果も店舗 A とはやや異なった傾向を示しており、9 から 11 時頃における空調負荷が非常に大きくなっている。これは夜間に冷却された屋根の温度が、その熱容量のために午前中は十分上昇せず、暖房運転により暖められて上昇した空気が天井で冷却され、低温空気となって床面へ向かって降りてくるために、業務用エアコンに負荷がかかっているものと推測される。また、室内温度に関しては店舗 A と傾向が似ていることから、一般的な戸建て大型店舗では夜間における放熱抑制が大幅な暖房負荷軽減につながると考えられる。このように、建物の屋根構造（熱容量）の違いが 1 日における空調負荷のパターンにもたらす影響はかなり大きいと考えられる。

第 8 章 大型店舗における空調運転特性の解析



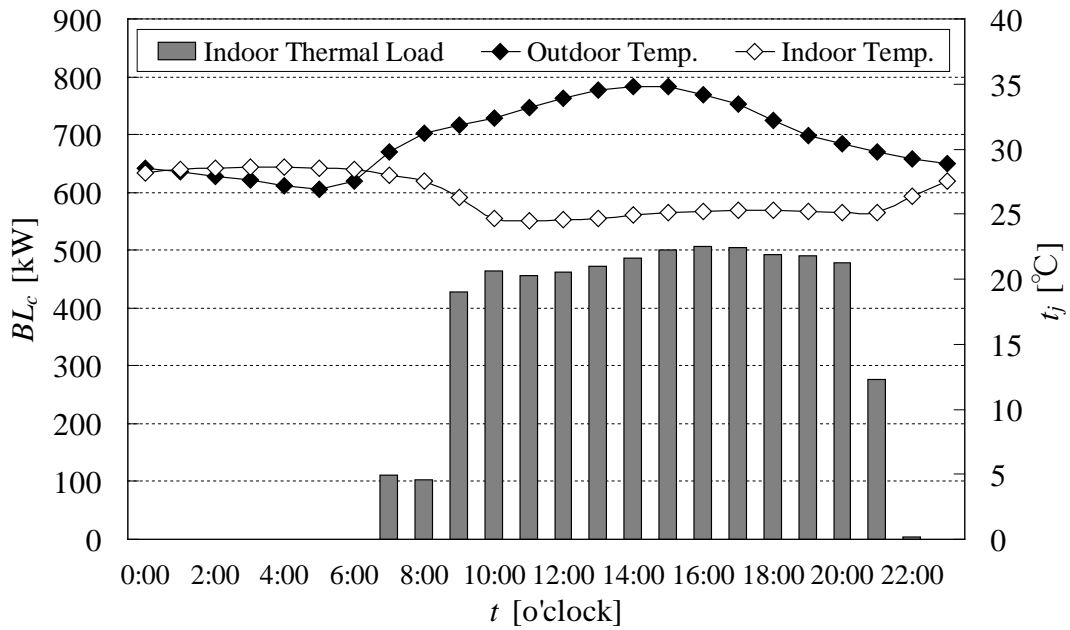
(a) 1日における温度変化と空調負荷 (8月平均値)



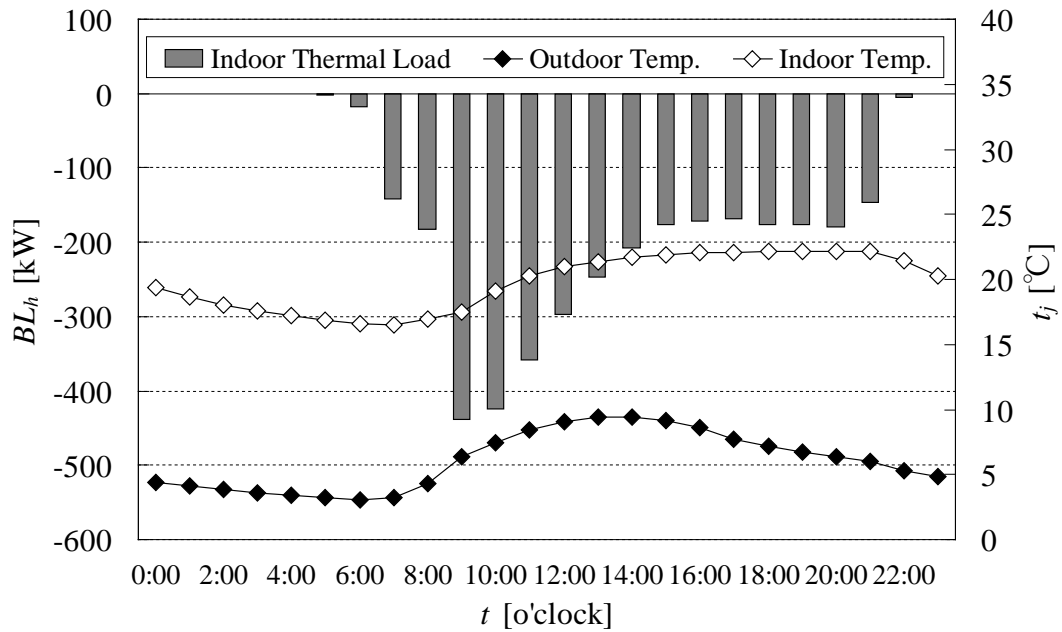
(b) 1日における温度変化と空調負荷 (1月平均値)

Fig. 8.8 夏季と冬季の室内外温度および空調負荷の時間変化 (店舗 A)

第8章 大型店舗における空調運転特性の解析



(a) 1日における温度変化と空調負荷 (8月平均値)



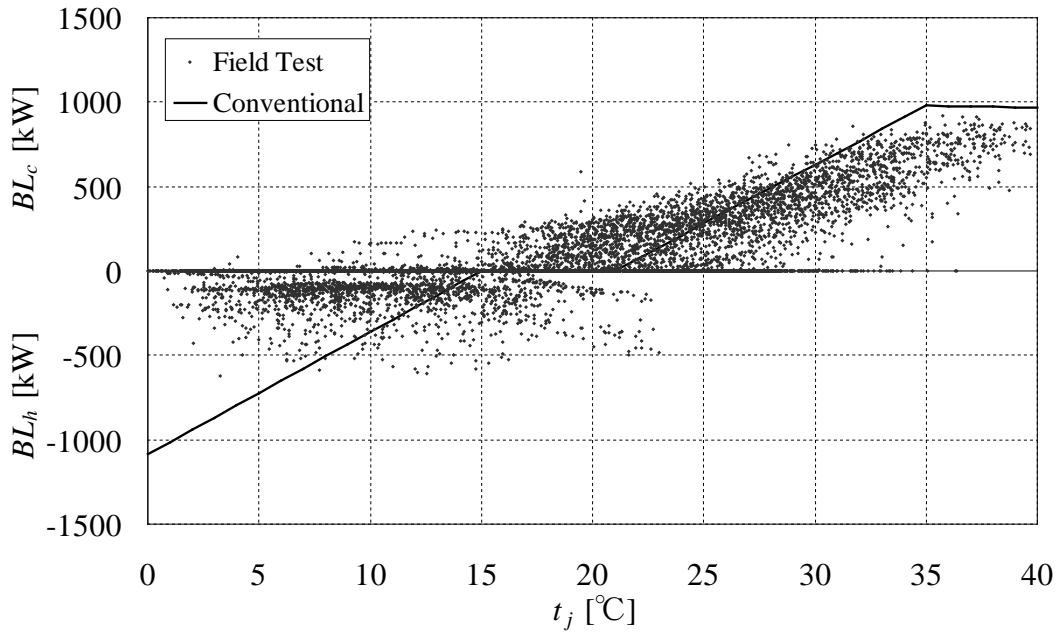
(b) 1日における温度変化と空調負荷 (1月平均値)

Fig. 8.9 夏季と冬季の室内外温度および空調負荷の時間変化 (店舗B)

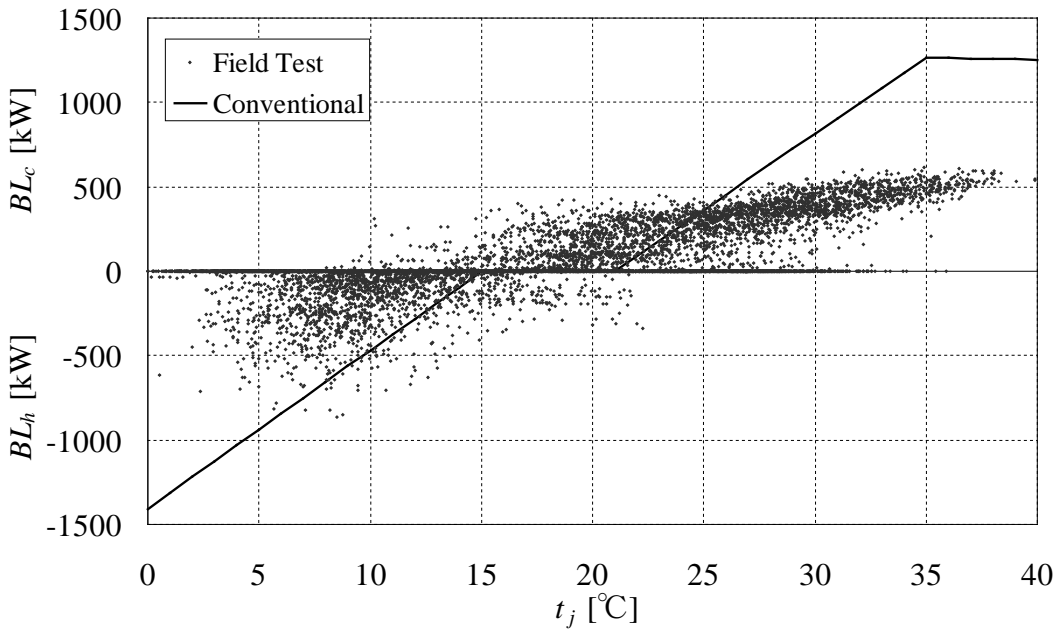
### 8.3.2 1 年間における空調負荷の外気温度に対する変化

各店舗の、1 年間における空調負荷の外気温度に対する変化を Fig. 8.10 に示す。これらは 1 年間に測定された全空調負荷 ( $BL_c$  および  $BL_h$ ) を、測定時の外気温度  $t_j$  に対する 1 時間平均のデータとしてプロットした結果である。また、Fig. 8.10 中の実線は実測した店舗に対して、7.1 節で示した JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における戸建て店舗の設定を適用した場合の空調負荷を示す。この空調負荷モデルは、冷房負荷と暖房負荷がそれぞれ  $t_j=21^{\circ}\text{C}$  以上と  $15^{\circ}\text{C}$  以下で発生し、 $35^{\circ}\text{C}$  での冷房負荷は業務用エアコンの定格冷房能力  $\Phi_{cr}$  に等しく、 $0^{\circ}\text{C}$  での暖房負荷は  $1.11 \Phi_{cr}$  になると設定されている。ここでは、 $\Phi_{cr}$  に各店舗に導入されている全エアコンの定格冷房能力の合計を挿入した結果を、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 で想定される戸建て店舗の空調負荷とした。

両店舗における空調負荷は定性的に類似の分布傾向を示し、冷房負荷に関しては外気温度との間に比例関係が認められる。しかし、暖房負荷は冷房負荷に比べて外気温度への依存性がやや弱まっているように見受けられる。この傾向は店舗 A において、より顕著である。また、8.2 節の Fig. 8.6 の結果からも予想されるように、店舗 B における冷房負荷は店舗 A に比べて全般に小さく、最大負荷はエアコンの定格冷房能力の 50% 以下に留まっていることから、この店舗の空調設備はかなり過剰に設置されていることがわかる。これについては 8.4.1 節で再度、詳細に検討する。



(a) 店舗 A



(b) 店舗 B

Fig. 8.10 空調負荷の外気温度  $t_j$  に対する変化 (通年期間)

## 第8章 大型店舗における空調運転特性の解析

次に、Fig. 8.10 で示した実測データを1°C間隔で平均化した結果を Fig. 8.11 に示す。Fig. 8.11 中の上下2本の灰色線は各温度帯における空調負荷実測値の標準偏差に対応している。また、Fig. 8.12 には両店舗における単位床面積当たりの平均空調負荷を比較して示す。店舗間で若干の差はあるが、冷房負荷  $BL_c$  は  $t_j=16\sim 17^\circ\text{C}$  で発生し始め、外気温度に対してほぼ直線的に増加していく。これを JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 と比較すると、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における戸建て店舗では冷房負荷  $BL_c=0\text{kW}$  となる外気温度を  $t_j=21^\circ\text{C}$  と想定しているため、5°C程度の差が生じている。しかし、空調負荷を外気温度に対して線形的に与えるという点は妥当であると言える。また、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 では  $t_j=15\sim 21^\circ\text{C}$  において空調負荷は発生しないと仮定しているが、実際には外気温度の低下に伴い業務用エアコンは冷房運転から暖房運転へ連続的に移行していることがわかる。今回の店舗では、測定期間内に観察された最高温度  $t_j=40^\circ\text{C}$  で、単位床面積当たり0.09kW~0.12kW程度の冷房負荷が生じている。この値は、空調・衛生工学会発行の都市ガスによるコージェネレーション評価プログラム CASCADE III<sup>51)</sup> で想定されている店舗の最大冷房負荷  $0.1395\text{kW}/\text{m}^2$  よりもやや低い。

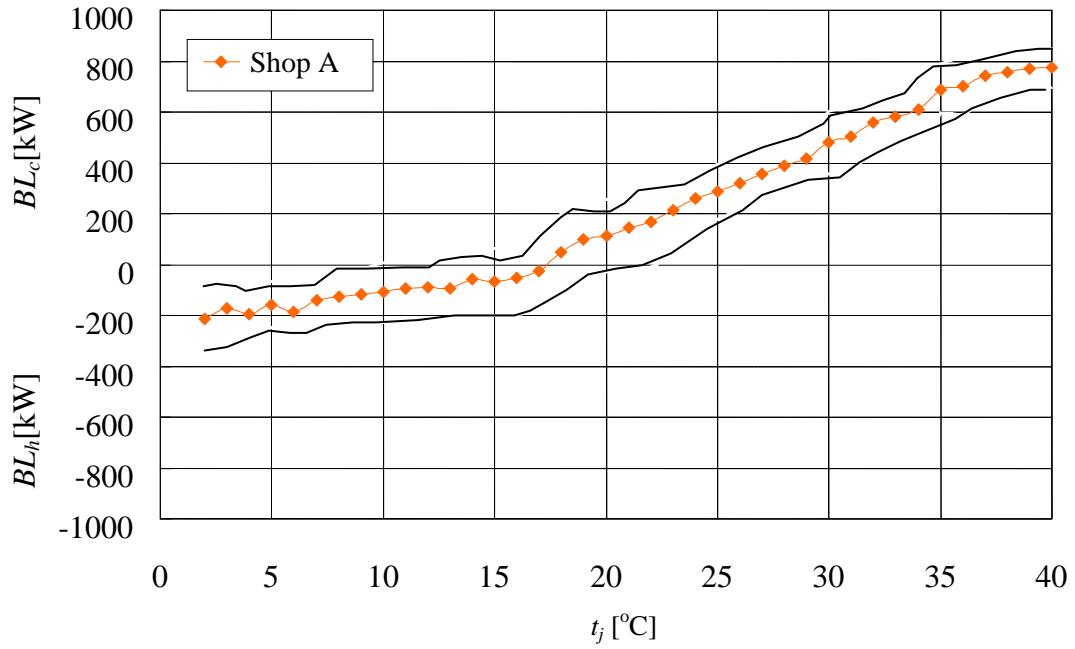
暖房負荷は、店舗 A では店舗 B に比べて  $t_j$  への依存が弱くなっているが、いずれも  $t_j$  の低下に伴いほぼ直線的に増加している。また  $t_j<5^\circ\text{C}$  における発生時間数が少ないため、 $BL_h$  に不規則な変動が見られるが、この部分を除いて  $BL_h$  を  $t_j$  に対し線形外挿すると、 $t_j=0^\circ\text{C}$  では店舗 A で約  $0.04\text{kW}/\text{m}^2$ 、店舗 B では約  $0.06\text{kW}/\text{m}^2$  の暖房負荷が生じることになる。これに対し、CASCADE III で想定されている店舗の最大暖房負荷は  $0.093\text{kW}/\text{m}^2$  であり、今回の実店舗よりもかなり過大になっている。また JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 で想定される戸建て店舗では、 $t_j=0^\circ\text{C}$  における暖房負荷が  $t_j=35^\circ\text{C}$  における冷房負荷の1.11倍と設定されているが、同様な値を今回の実測結果から算出すると、店舗 A で JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 による想定値の約0.4倍、店舗 B で約0.7倍と推定される。このことから少なくとも今回の大型店舗に対しては、既存の空調負荷モデル (JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 および CASCADE III) は店舗における暖房負荷を過大に設定してしまっていると言える。



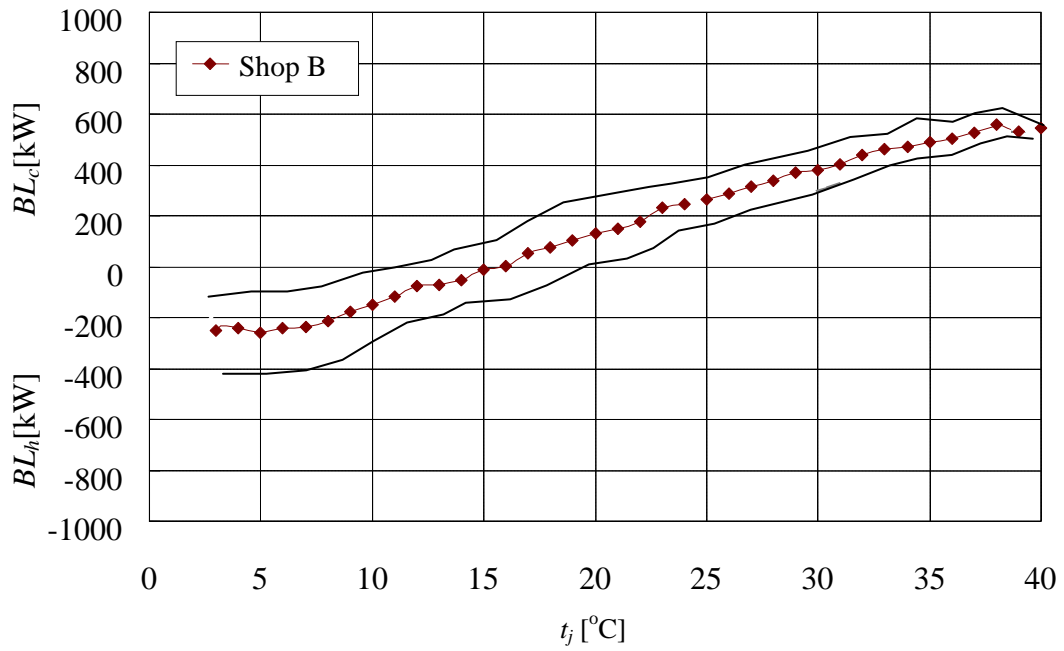
## 第 8 章 大型店舗における空調運転特性の解析

---

Fig. 8.13 に今回実測を行った大型店舗、および JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 で想定される戸建て店舗と事務所における期間空調負荷量の冷暖房割合をまとめて示す。なお、図の縦軸は各々、冷房期間の空調負荷を 1 として規格化した値である。今回の実測で得られた空調負荷の冷暖房割合は、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 で想定される戸建て店舗よりもむしろ事務所に近い。一般的に事務所では OA 機器等による内部発熱が大きいいため、冷房負荷に比べて暖房負荷は小さいのに対し、今回実測を行った大型店舗では販売されている商品が主に衣料品のため、一見内部発熱はないように思われる。しかし、店舗のエネルギー消費量の内訳を見ると、店内照明に費やされる消費電力量がかなり大きいことから、この照明による発熱が建物内の内部発熱源として作用していると考えられる。即ち、照明が夏季には冷房負荷となり冬季にはヒーターとして暖房の補助的な役割を担うことで、結果的に一年を通して冷房負荷が大きくなり、暖房負荷が小さくなったと考えられる。



(a) 店舗 A



(b) 店舗 B

Fig. 8.11 1°C間隔で平均化した空調負荷の外気温度  $t_j$  に対する変化 (通年期間)

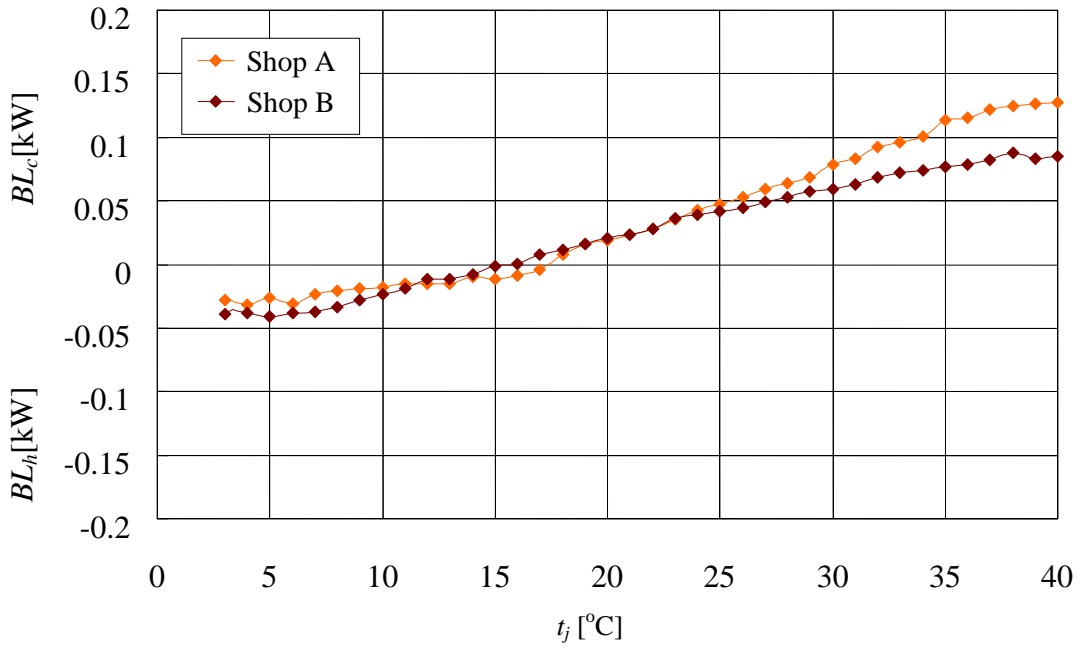


Fig. 8.12 各店舗における単位床面積当たりの平均空調負荷（通年期間）

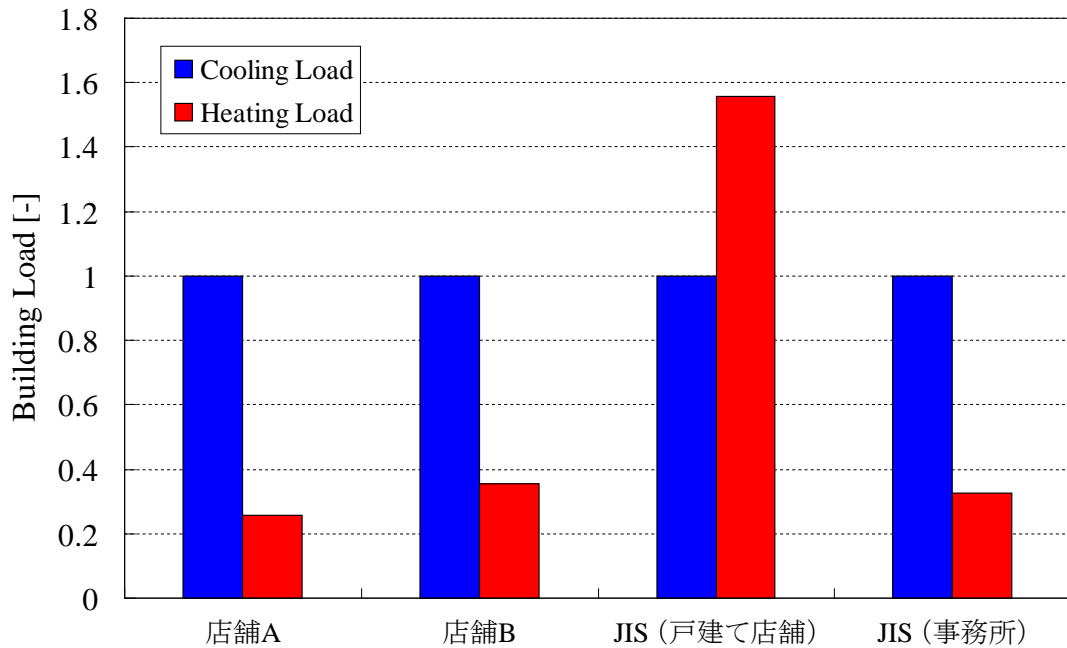


Fig. 8.13 期間空調負荷量の冷暖房割合

### 8.4 空調運転特性解析

8.2.3 節で示したように、今回測定した 2 店舗は比較的条件が似ているにも関わらず、空調に費やす一次エネルギー消費量は店舗間で大きく異なっている。この要因を建物の空調設備の面から調査するため、本節では各店舗における全業務用エアコンの実測結果を個別に調査し、空調負荷率および COP から見た空調運転特性について解析を行った。

#### 8.4.1 空調負荷率から見た運転特性

店舗 A における夏季（8 月）と冬季（1 月）の全 EHP の稼働時間数を空調負荷率別に整理して Fig. 8.14 に示す。図の横軸は空調負荷率（EHP の定格能力に対する実際に出力した能力の割合）であり、縦軸は各 EHP の負荷率別稼働時間数の合計を示している。また、実線は全 EHP の負荷率別稼働時間数の累積比率を示している。まず、Fig. 8.14 (a)、即ち店舗 A における 8 月の結果を見ると、10%から 100%前後の負荷率まで、EHP の稼働時間数が比較的分散していることがわかる。また負荷率が 10%から 100%まで増加するに伴い、稼働時間数の累積比率も線形的に増加していることがわかる。これらは店舗 A に導入されている空調設備の全定格冷房能力と建物内に発生する最大冷房負荷がほぼ同等であることを示しており、無駄のない理想的な分布傾向にあると言える。

次に、店舗 A の冬季の結果である Fig. 8.14 (b) を見ると、こちらは夏季とは異なり、空調負荷率が 10~40%の領域において稼働時間数が多くなり、負荷率 50%以上の領域ではほとんど EHP は稼働していないことがわかる。前節で述べた通り、今回実測した大型店舗では冷房負荷に対して暖房負荷の割合が小さいことから、夏季において適切な設備容量であった空調が冬季には過大設備となってしまう、なお且つ EHP はほぼ全数が稼働されるため、各々の EHP は低負荷率領域で運転されていると考えられる。

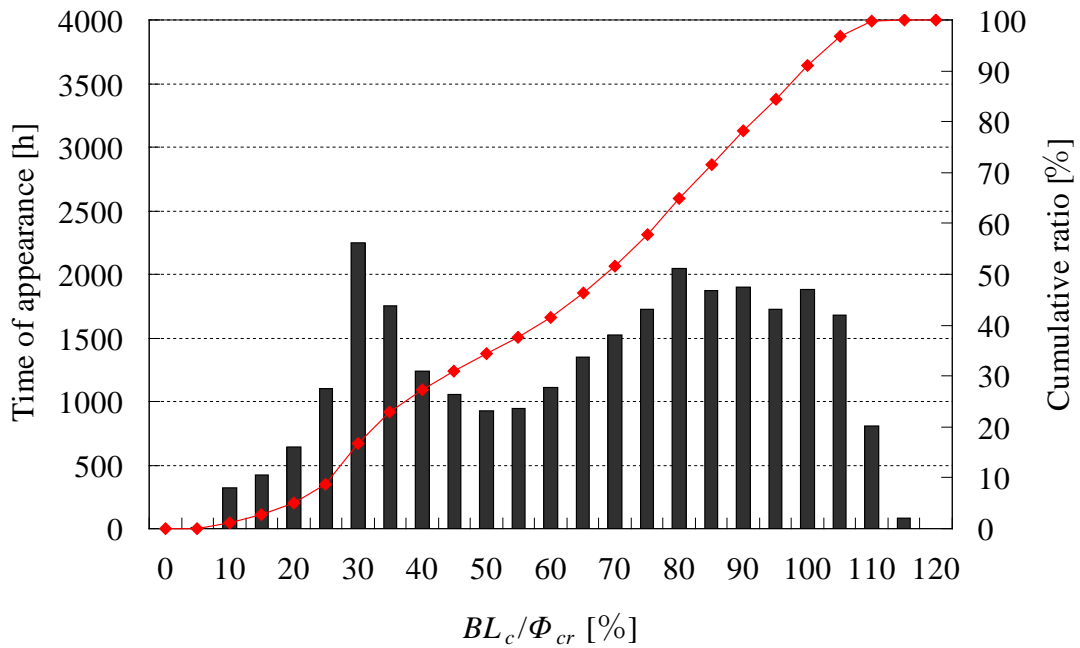
## 第 8 章 大型店舗における空調運転特性の解析

---

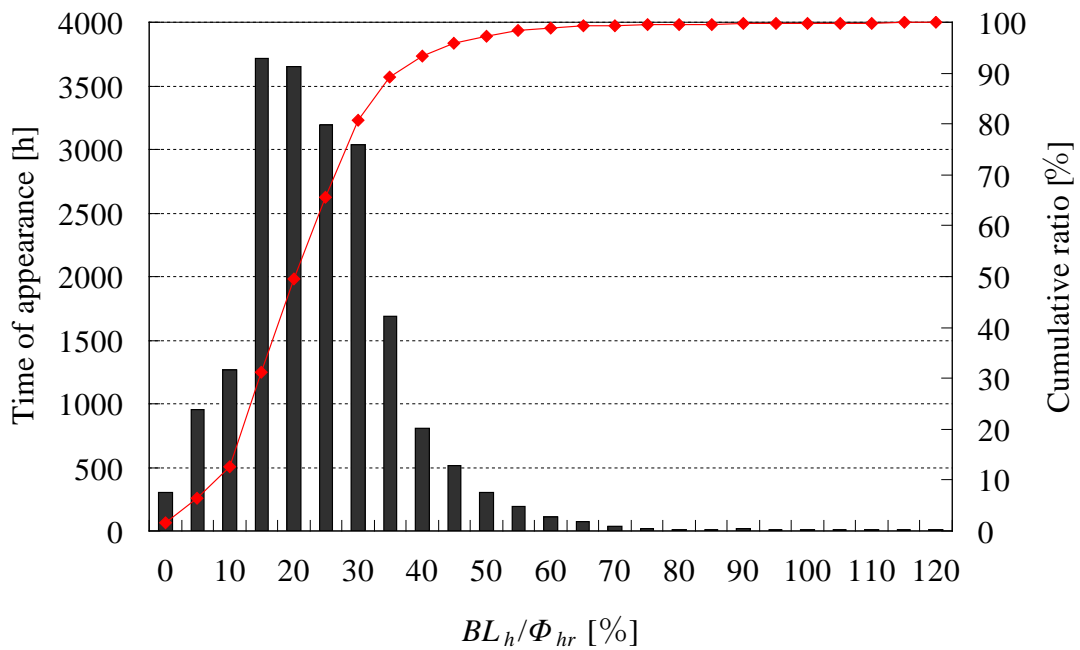
Fig. 8.15 に店舗 B における全 GHP の空調負荷率別稼働時間数を示す。ただし、店舗 B に導入されている GHP の台数は店舗 A の半分以下であるため、延べ稼働時間数は店舗 A の場合よりも少ない。まず、夏季の結果を見ると、店舗 A の場合とは大きく異なり、空調負荷率が 30%~50% の領域で稼働時間数が集中し、負荷率 60% 以上の領域における稼働時間数は零である。8.3.2 節で前述したように、店舗 B では建物の最大冷房負荷が空調設備容量の半分以下であり、且つ室内で発生する空調負荷は各々の GHP に分散されるため、高負荷率領域において稼働する GHP が 1 台もなかったと考えられる。

冬季の結果は店舗 A の場合と同様の傾向を示し、やはり低空調負荷率領域において稼働時間数が大きくなっている。店舗 B に導入されているビル用マルチエアコンは一般的に低空調負荷率領域において COP が低下するため、非常にエネルギー効率の悪い運転となっている可能性がある。

以上の解析結果より、店舗間において、あるいは夏季と冬季の間において、それぞれ全く異なる空調負荷率領域で業務用エアコンが稼働していることがわかった。これらを踏まえて、第 9 章では建物内に発生する空調負荷に対して、省エネルギー性に優れた業務用エアコンの運転方法について検討する。

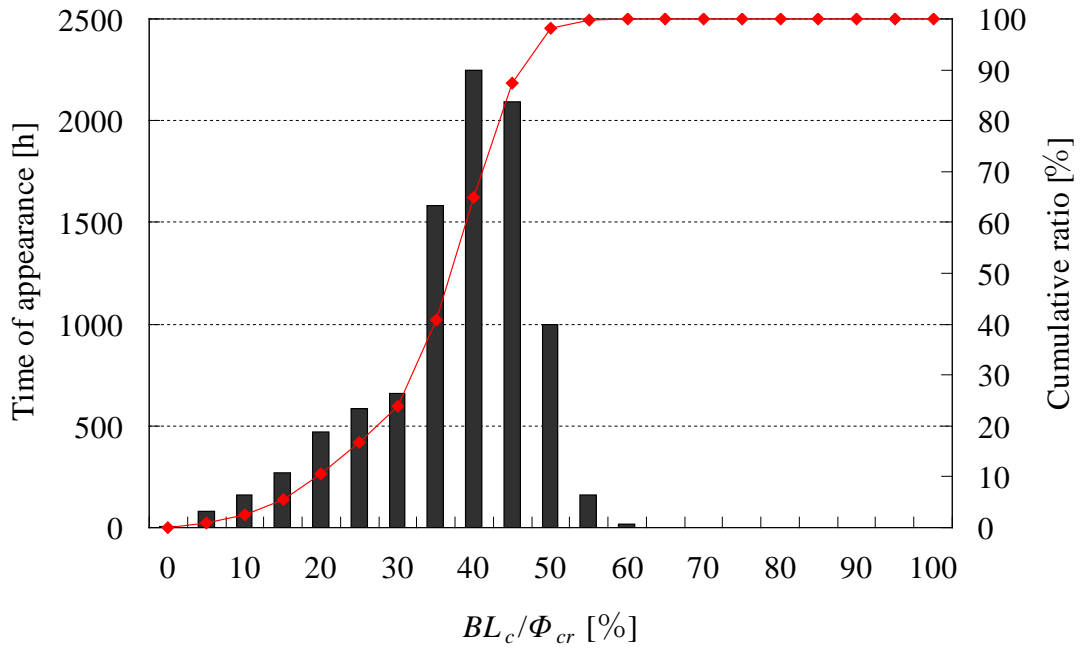


(a) 夏季 (8月)

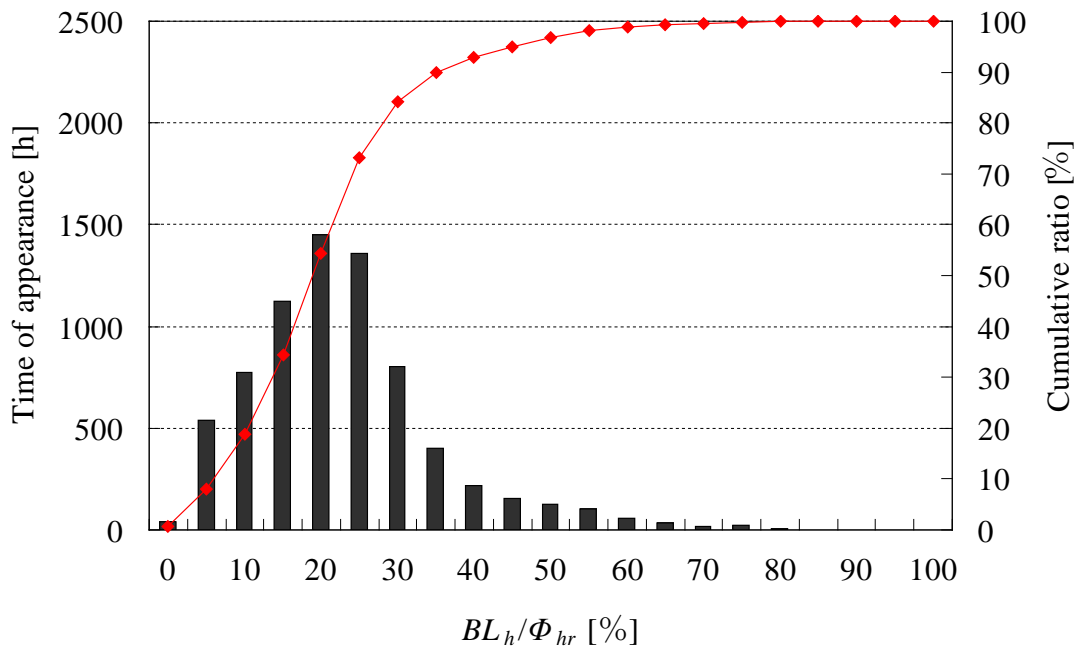


(b) 冬季 (1月)

Fig. 8.14 全 EHP の空調負荷率別稼働時間数 (店舗 A)



(a) 夏季 (8 月)



(b) 冬季 (1 月)

Fig. 8.15 全 GHP の空調負荷率別稼働時間数  
(店舗 B)

### 8.4.2 COP から見た運転特性

Fig. 8.16 は、店舗 A に導入されている EHP の部分負荷特性および夏季（8 月）と冬季（1 月）の全 EHP の稼働時間数を、COP 別に示している。右図の横軸は COP であり、縦軸は各 EHP の COP 別稼働時間数の合計を示している。まず、店舗 A における 8 月の結果を見ると、各 EHP の稼働時間数は COP=3~6 の領域に幅広く分布されている。これは前節の結果からもわかるように、店舗 A における夏季は各 EHP が様々な負荷率で運転しており、それに呼応して冷房時の部分負荷特性に示されるような幅広い領域における COP が出現したと考えられる。

次に、店舗 A の冬季の結果を見ると、こちらは夏季とは異なり、各 EHP の稼働時間数が COP=4 付近に集中している。店舗 A の EHP の暖房時の部分負荷特性を見ると、COP=2~6 付近で推移していることから、冬季の結果は効率的には中間的な COP で運転されている EHP が多く、COP が 5 以上の高効率領域をうまく生かしてきれていないことがわかる。

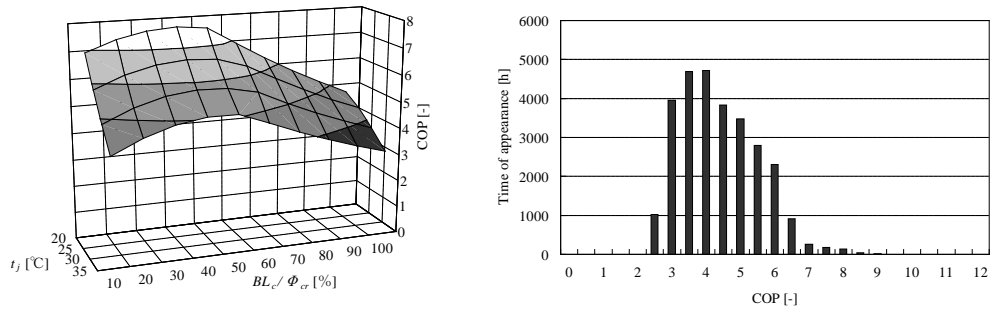
Fig. 8.17 に店舗 B における GHP の部分負荷特性と全 GHP の COP 別稼働時間数を示す。なお、店舗 B に導入されている GHP の COP は、店舗 A に導入されている EHP の COP と定義が異なるため、両者を直接比較することはできない。まず、夏季の結果を見ると、各 GHP の稼働時間数は COP=0.8 において突出し、それ以上の領域では零である。これは店舗 B の GHP の冷房時の COP が空調負荷率や外気温度によってあまり大きく変化しないためと考えられる。しかしながら、この図から明らかなように、この GHP は COP=1 付近で運転することも可能である。それにも関わらず、全ての GHP が COP=0.8 以下で運転していた要因として、前節で述べたように、店舗 B の空調設備が過大であることがあげられる。

店舗 B の冬季の結果は夏季に比べると、高 COP の領域における運転も見られるが、やはり、暖房時の部分負荷特性において効率の低い COP=1 以下における稼働時間数も多い。この低 COP での運転を減少させることができれば、省エネにつながると考えられる。

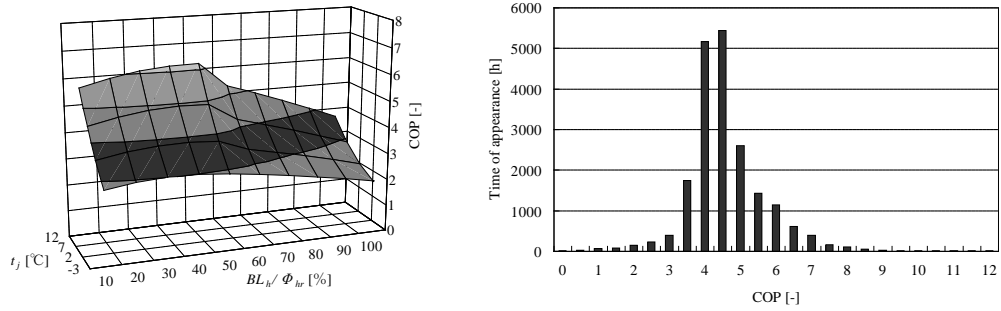
以上の解析結果より、業務用エアコンが実際に店舗で稼働する際の COP は業務用エアコンの部分負荷特性や季節によって大きく異なるか、いずれの店舗においても業務用エアコンの持つ性能を最大限生かしてきれていないことがわかった。そこで本研究では、稼働している全業務用エアコンが高 COP で運転する時間を意図的に増やすことにより、空調によるエネルギー消費を削減する手法を考えた。この省エネ手法については 9.2 節にて検討する。



第 8 章 大型店舗における空調運転特性の解析

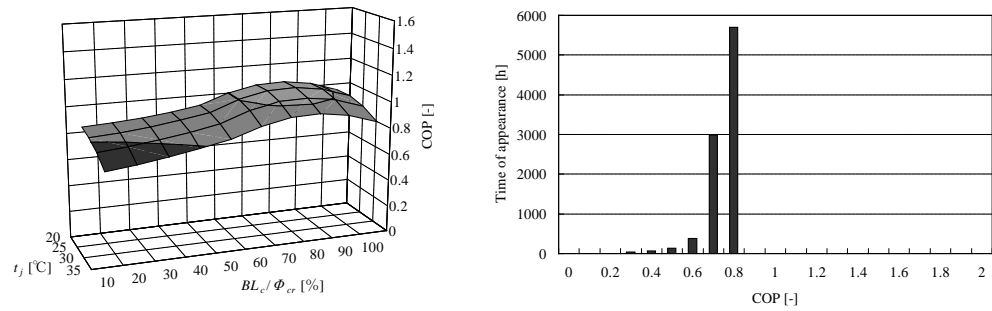


(a) 夏季

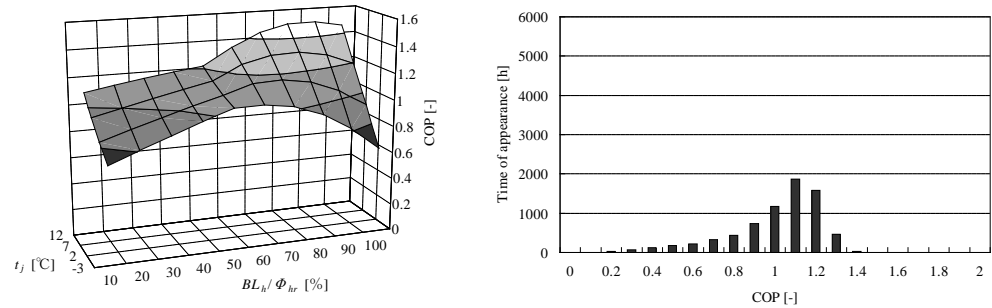


(b) 冬季

Fig. 8.16 EHP の部分負荷特性 (左) と EHP の COP 別稼働時間数 (右) (店舗 A)



(a) 夏季



(b) 冬季

Fig. 8.17 GHP の部分負荷特性 (左) と GHP の COP 別稼働時間数 (右) (店舗 B)

### 8.5 結言

第 8 章では、衣料品販売を中心とした大型店舗において 1 年間にわたり空調負荷を実測した結果を示し、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における空調負荷モデルの妥当性を検討するとともに、業務用エアコンの運転特性を解析し省エネルギー化への指針を得た。主な結果を以下に示す。

- (8-1) 衣料品販売を中心とした二店舗の実測結果において、建物内空調負荷を外気温度に対して整理したところ、店舗により若干の差はあるものの、冷房負荷は外気温度  $t_j$  が  $16^{\circ}\text{C}\sim 17^{\circ}\text{C}$  で発生し始め、外気温度に対して直線的に増加していく。これに対して、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における戸建て店舗の空調負荷モデルは冷房負荷の発生開始温度が  $5^{\circ}\text{C}$  程度高いが、負荷を外気温度の 1 次関数で表すことは妥当であると言える。また、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の負荷モデルでは  $t_j=15^{\circ}\text{C}\sim 21^{\circ}\text{C}$  で空調負荷が零と仮定されているが、実測結果には負荷が零となる温度帯は存在せず、空調負荷は外気温度の低下に伴い冷房負荷から暖房負荷へと連続的に移行する。さらに、店舗で実測された通年暖房負荷は通年冷房負荷の 30% 程度であり、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の負荷モデルでは暖房負荷を過大に設定している。
- (8-2) 衣料品販売を中心とした二店舗の夏季（8 月）と冬季（1 月）における空調の運転特性について調査するため、まず、全業務用エアコンの稼働時間数を空調負荷率別に整理した。その結果、店舗 A における夏季では 10% から 100% 前後の負荷率まで、業務用エアコンの稼働時間数は比較的分散していたのに対し、店舗 A の冬季、および店舗 B の夏季、冬季では負荷率 50% までの領域における発生頻度が高くなっており、ほとんどの業務用エアコンが低負荷率領域で運転していることが明らかになった。また、業務用エアコンが稼働する際の COP は各業務用エアコンの部分負荷特性や季節によって大きく異なるが、いずれの店舗においても業務用エアコンの持つ性能を最大限生かしきれていないことが判明した。

## 第9章 大型店舗における空調運転の最適化<sup>63), 64), 65)</sup>

前章で述べたように、空調負荷を実測した2店舗における空調の運転特性を解析した結果、店舗や季節の違いによって、エアコンは全く異なる空調負荷率で稼働しているだけでなく、稼働する際のCOPにもかなりばらつきがあり、エアコンの持つ性能を最大限生かしきれていないという問題点が浮かび上がってきた。そこで本章では、第4章のFig. 4.1, Fig. 4.2に示すEHPとGHPの部分負荷特性に基づいて考案した、店舗に導入されるエアコンの台数を最適化する省エネ手法、および外気温度とそれに伴う空調負荷に合わせて稼働台数を最適化する省エネ手法、この二つの省エネ手法を提案し、その有効性を検証する。今回も前章までと同じEHPとGHPについて、各々省エネ手法を適用した結果を示す。

### 9.1 大型店舗の空調負荷モデル

Fig. 8.12で示した、2店舗における単位床面積当たりの空調負荷を外気温度毎に平均化して作成した大型店舗の空調負荷モデルを、Fig. 9.1に示す。図中には、大型店舗で発生する空調負荷の外気温度に対する変化と各外気温度における発生時間数を示している。この大型店舗の空調負荷モデルは、空調負荷を実測した店舗と同様な形態、即ち衣料品販売を中心とした平屋の戸建て量販店舗における空調負荷を代表しており、営業時間は10:00~21:00(週7日)、床面積も実測した両店舗に近い6000m<sup>2</sup>と仮定した。また、外気温度の発生時間数は、両店舗で実測発生時間数が10時間以上であった $t_j=3\sim 38^{\circ}\text{C}$ の温度領域において、両店舗で観察された発生時間数を平均化して求めた。本章では、このFig. 9.1に示した空調負荷を有する仮想戸建て量販店舗を、EHPまたはGHPにより空調する場合の省エネ手法について検討した。

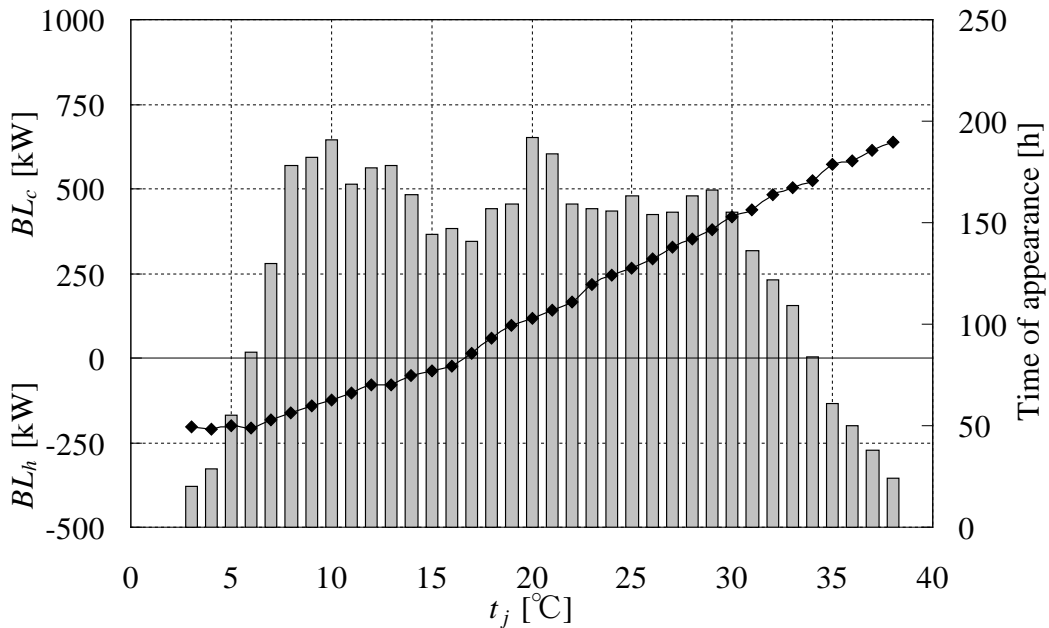


Fig. 9.1 大型店舗の空調負荷モデル

## 9.2 導入設備容量の適正化による省エネ手法

前章で示したように、実店舗に導入されている空調機器の設備容量は、店舗Aでは建物の最大空調負荷とほぼ同等であったのに対し、店舗Bでは最大負荷の約2倍と過剰設備となっていた。この店舗Bにおける過剰設備の背景には建物の空調設備設計をする際、様々な安全率や過去の設計データ等を考慮に入れた設備容量の決定がある。しかし、これにはエネルギー消費量については十分考慮されていない。

これらを踏まえて、本節では省エネルギー性の観点から、建物の最大負荷に対する空調設備容量の最適化について検討した。今回、検討対象としている大型店舗の最大空調負荷が約650kWの冷房負荷であることから、定格冷房能力が56kWのビル用マルチエアコンの導入台数を、大型店舗の最大冷房負荷の2倍となる24台（総定格冷房能力=1344kW）から、21台（1176kW）、18台（1008kW）、15台（840kW）、そして、大型店舗の最大負荷とほぼ同等である12台（672kW）まで適正化した場合のCOPおよびエネルギー消費量を求めた。ただし、空調負荷は稼働している全エアコンが均等に負担するものと仮定した。

### 9.2.1 EHP における結果

Fig. 9.2 は EHP の導入台数を 24 台から 12 台まで適正化した場合の各エアコンの COP の外気温度  $t_j$  に対する変化を、冷房期間について示したものである。なお、ここに示した COP は 3 章における Fig. 3.3 から求めたものであり、 $t_j$  とそれにより Fig. 9.1 から定まる空調負荷  $BL_c$  の両者の影響を反映した値である。また、Fig. 9.2 中には各外気温度における空調負荷量を棒グラフにより併せて示す。空調負荷量とは各  $t_j$  における  $BL_c$  と発生時間数の積である。Fig. 9.2 を見ると、台数が 24 台の時、COP は  $t_j$  に対して右肩上がりのカーブを描いていたが、21 台に適正化すると COP に小さなピークが表れ、さらに台数を適正化していくと、それに伴って COP のピークが低外気温度側に移動しながら、最終的に COP のピークと空調負荷量のピークの温度帯がほぼ重なっていくことがわかる。このように、エアコンの台数を適正化することによって、空調負荷量のピークに合わせてエアコンの部分負荷特性の高い領域を生かすことが可能となっている。Fig. 9.3 はエネルギー消費量の外気温度に対する変化であるが、Fig. 9.2 の結果からもわかるように、エネルギー消費量は導入台数の適正化とともに、減少している。

Fig. 9.4, Fig. 9.5 に EHP の暖房期間における COP, エネルギー消費量の変化を示す。冷房期間に比べると変化は少ないものの、 $t_j$  の全領域において、導入台数の適正化とともに、COP が上昇していき、それに伴ってエネルギー消費量は減少していることがわかる。従って、冷暖房期間を通して、建物の最大空調負荷に合わせてエアコンの導入台数を決定することはエネルギー消費量を大きく削減することにつながると言える。

第9章 大型店舗における空調運転の最適化

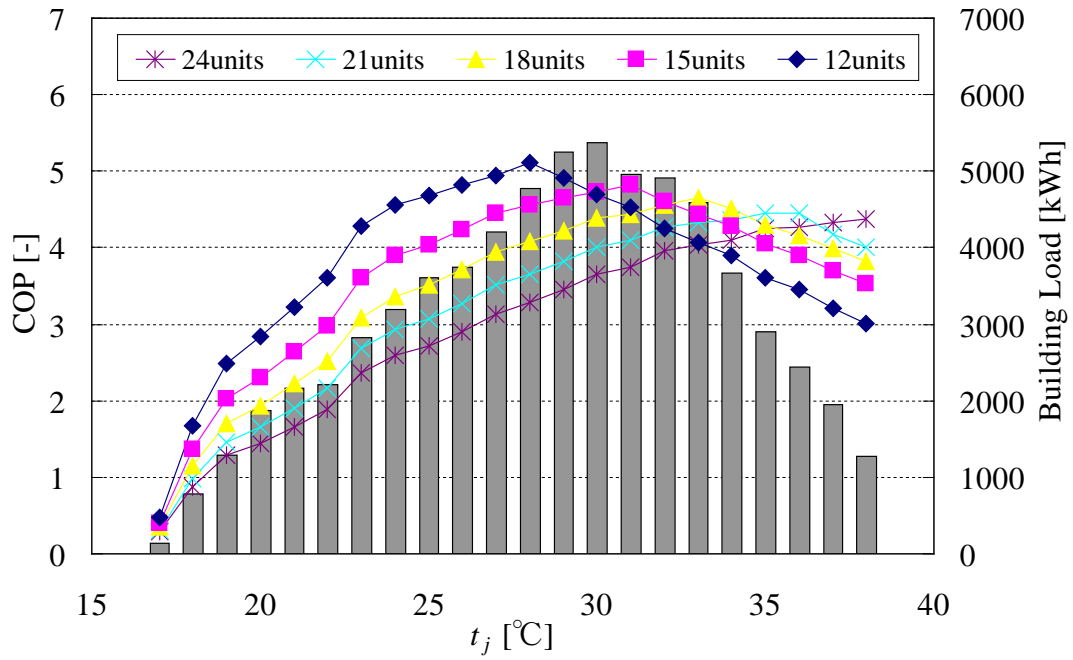


Fig. 9.2 導入台数適正化によるCOPの変化 (EHP, 冷房期間)

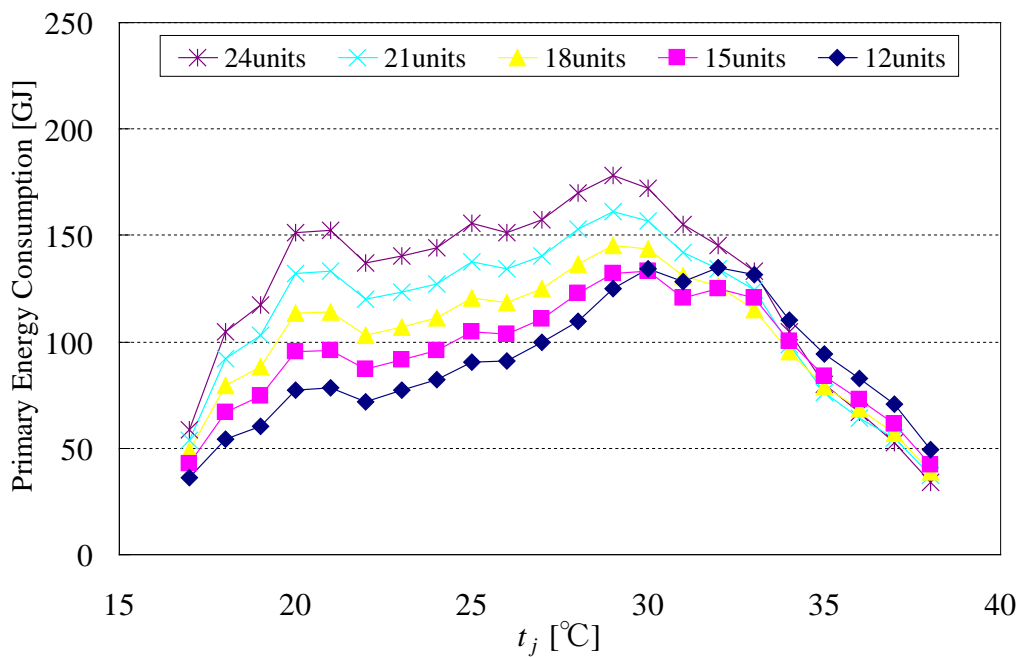


Fig. 9.3 導入台数適正化によるエネルギー消費量の変化 (EHP, 冷房期間)

第9章 大型店舗における空調運転の最適化

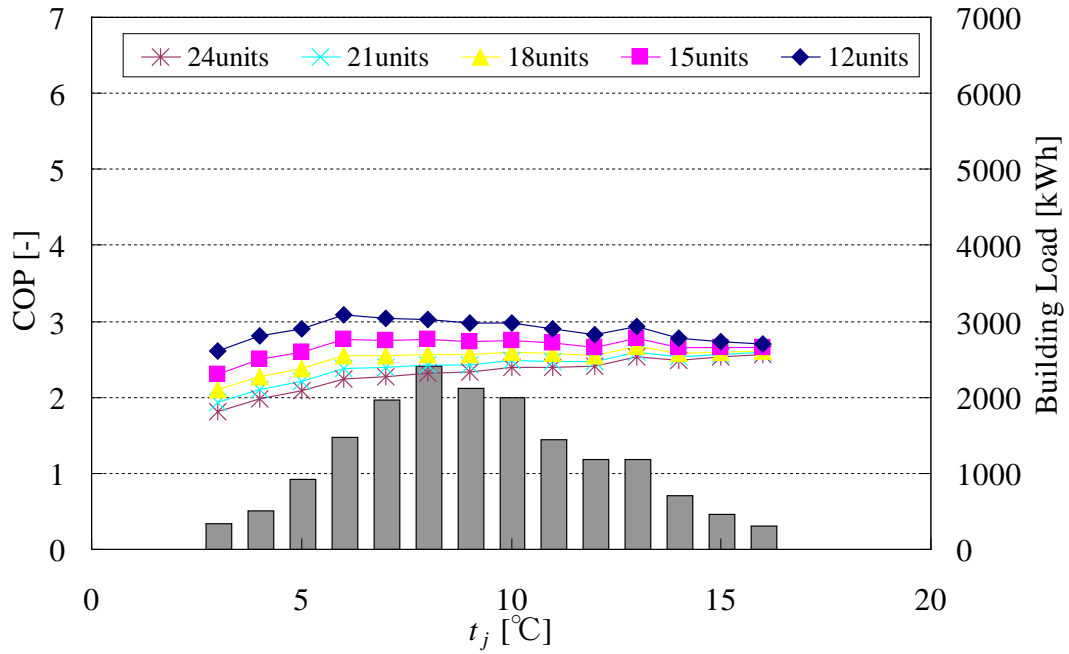


Fig. 9.4 導入台数適正化によるCOPの変化 (EHP, 暖房期間)

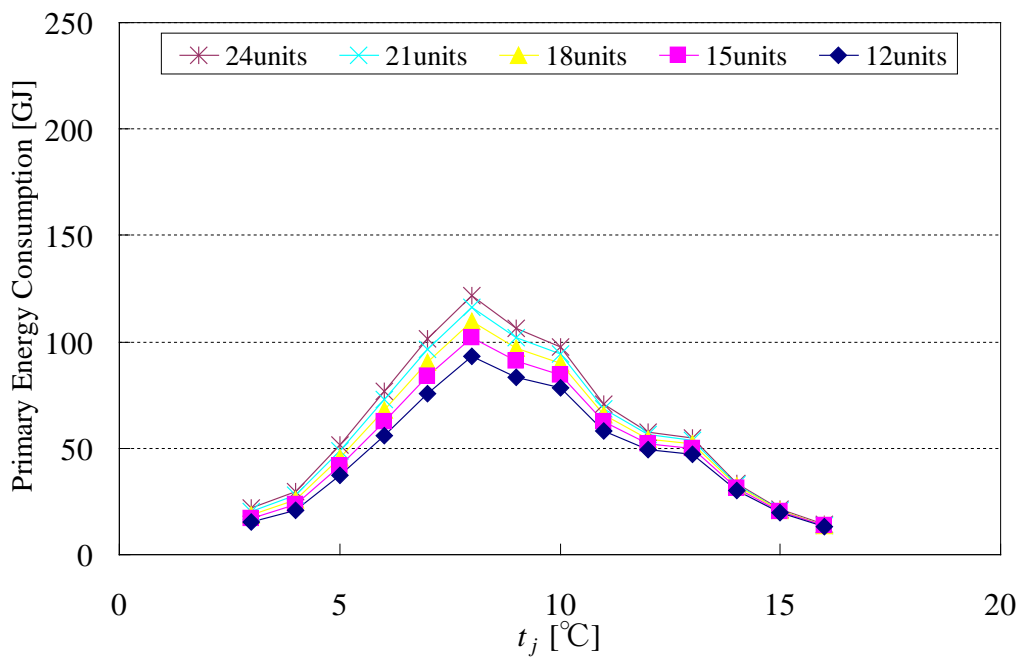


Fig. 9.5 導入台数適正化によるエネルギー消費量の変化 (EHP, 暖房期間)

## 第9章 大型店舗における空調運転の最適化

EHP における、導入台数適正化による期間エネルギー消費量の変化を Fig. 9.6 に示す。やはり、冷暖房期間ともに、エアコンの設備容量を最大空調負荷に近づけるほど、エネルギー消費量も減少していることがわかる。また、導入台数が最大（24台）の場合のエネルギー消費量に対する最小（12台）の場合のエネルギー消費量の減少した割合を示す最大省エネ率は冷房期間で約 39%、暖房期間で約 27%、通年で見ても約 36%と非常に大幅なエネルギー消費削減となっている。このことから、建物に導入する空調の設備容量をできるだけ建物の最大空調負荷に近い値に決定して過剰設備にしないことが、エネルギー消費量の増大を防ぐ上で効果的であると言える。

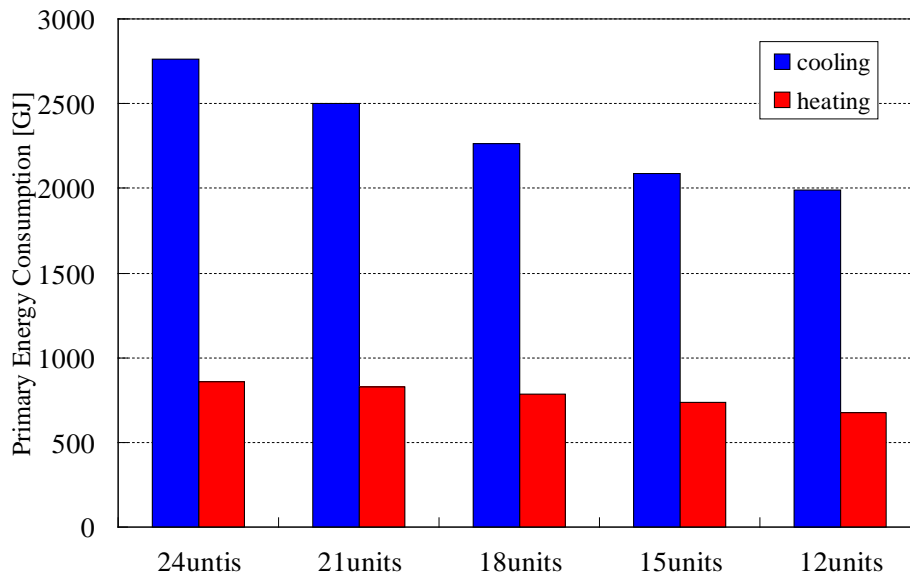


Fig. 9.6 導入台数適正化による期間エネルギー消費量の変化（EHP，通年期間）

### 9.2.2 GHP における結果

GHP の導入台数を適正化した場合の各エアコンの COP とエネルギー消費量の  $t_j$  に対する変化を示す。冷房期間について Fig. 9.7, Fig. 9.8 に、暖房期間について Fig. 9.9, Fig. 9.10 に示す。EHP の場合と同様、GHP も冷房期間では導入台数を 24 台から適正化していくことにより、エアコンの部分負荷特性を生かした運転をすることが可能である。暖房期間でもわずかではあるが、全体的に COP が上昇し、それに伴ってエネルギー消費量は減少していることがわかる。



第9章 大型店舗における空調運転の最適化

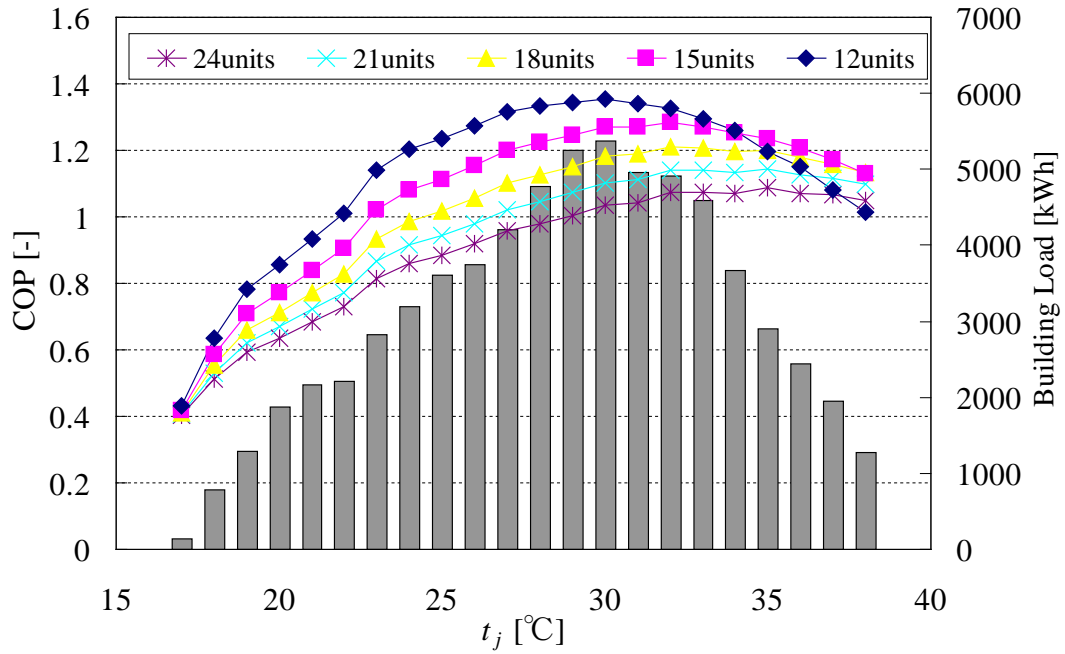


Fig. 9.7 導入台数適正化による COP の変化 (GHP, 冷房期間)

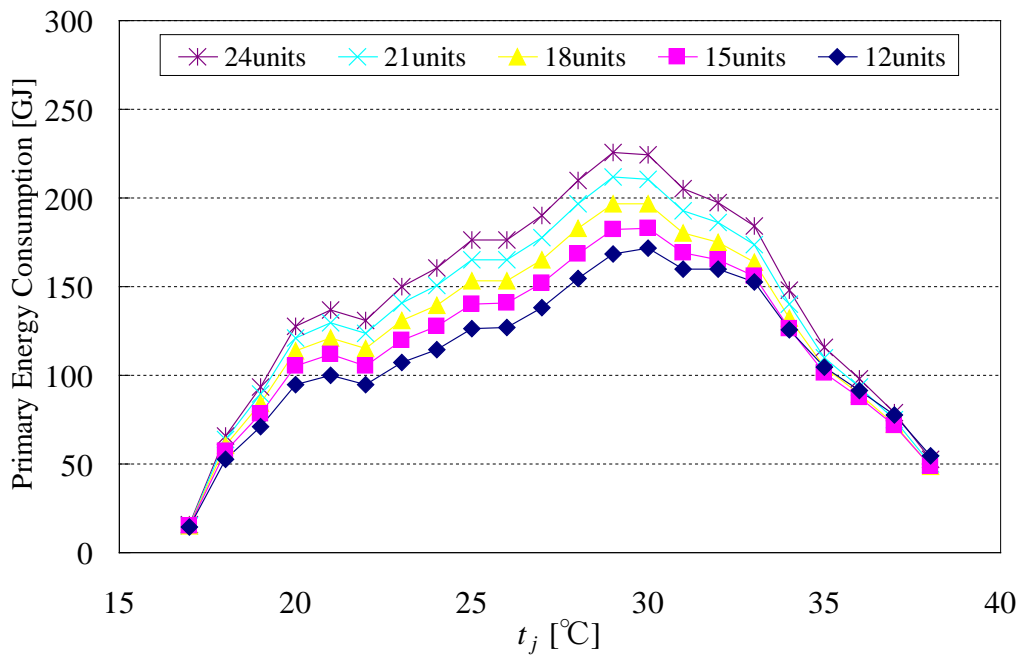


Fig. 9.8 導入台数適正化によるエネルギー消費量の変化 (GHP, 冷房期間)

第9章 大型店舗における空調運転の最適化

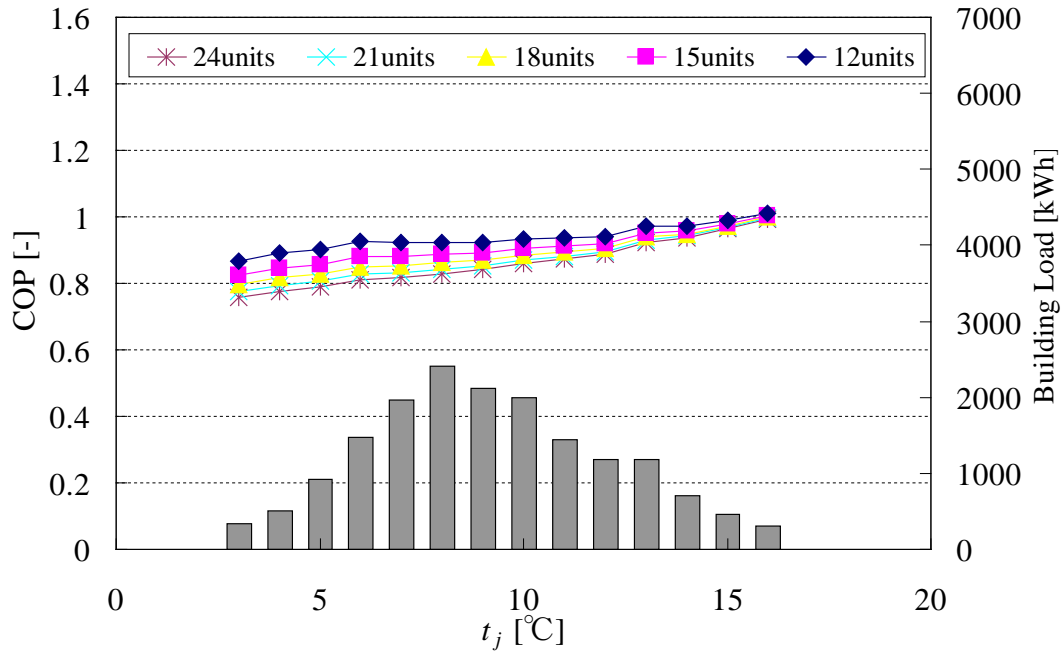


Fig. 9.9 導入台数適正化によるCOPの変化 (GHP, 暖房期間)

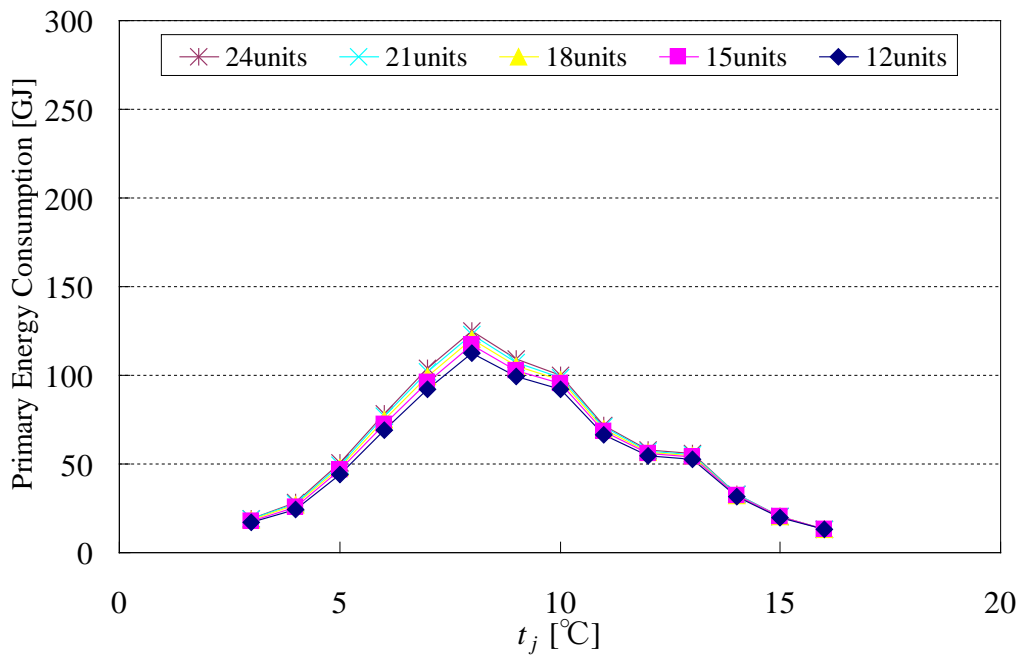


Fig. 9.10 導入台数適正化によるエネルギー消費量の変化 (GHP, 暖房期間)

## 第9章 大型店舗における空調運転の最適化

Fig. 9.11 に GHP における、導入台数の適正化による期間エネルギー消費量の変化を示す。こちらでも EHP 同様、冷暖房期間ともに、エアコンの導入台数を最大空調負荷に近づけるに伴って、エネルギー消費量も減少していることがわかる。また、導入台数を 24 台から 12 台にすることによる省エネ率が、GHP では冷房期間で約 29%、暖房期間で約 10%、通年でも約 24%と EHP の場合に比べてやや劣るものの、それでも大幅なエネルギー消費削減となっている。このように、導入台数の適正化による省エネは EHP, GHP のどちらに対しても非常に有用な省エネ手法であることから、安全率や過去の設計データを重視した現在の空調設備容量の決定方法は省エネルギー性の観点から見直されるべきであると言える。

過剰な空調設備はエネルギー消費量の増大をもたらすため、設備容量の決定時に空調負荷特性を充分把握し、最大空調負荷にできるだけ同規模の設備容量を選定することが重要である。この設備容量の最適化の次の段階として、稼働台数の最適化がある。これについては、9.3 節で述べる。

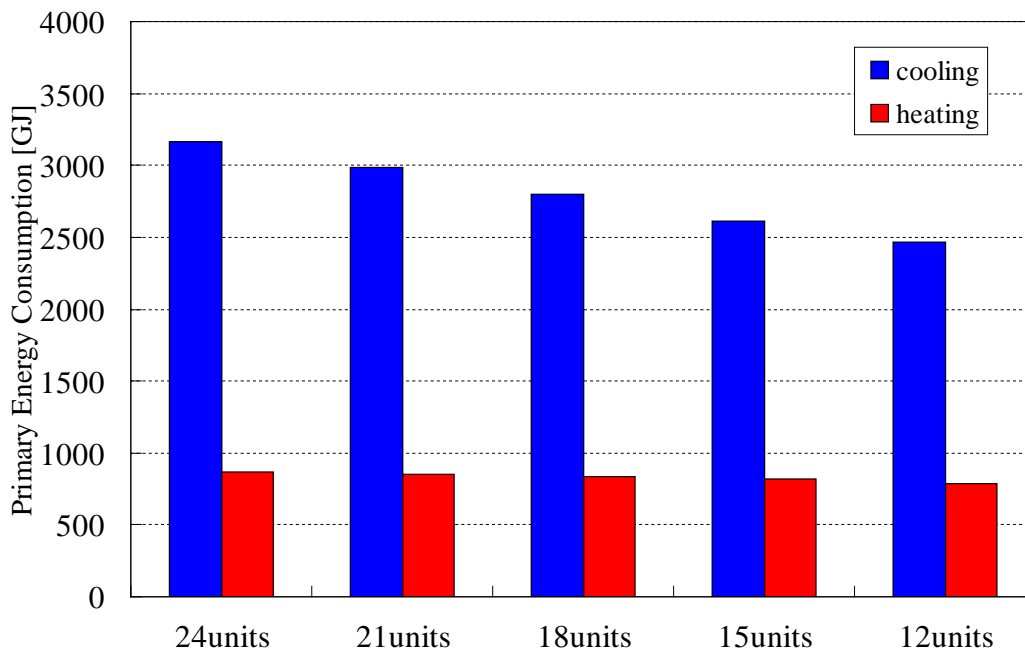


Fig. 9.11 導入台数適正化による期間エネルギー消費量の変化 (GHP, 通年期間)

### 9.3 稼働台数適正化による省エネ手法

前節では、建物に導入されているエアコンが過剰設備である場合、エアコンの設備容量を建物の最大空調負荷近くまで適正化することにより、省エネとなることを明らかにした。しかし、この省エネ手法は空調設備が設置されている既存の建物には適用できない。また、前章で示した店舗 A のように、夏季において空調設備容量が建物の最大冷房負荷と同等であっても、最大暖房負荷が最大冷房負荷よりはるかに小さい場合、冬季は過剰設備の状態に陥る。このような状態を回避するためには、導入されているエアコンを常に全稼働するのではなく、建物空調負荷の減少に伴いエアコンの稼働台数を減らすことによって、各エアコンを COP の高い空調負荷率領域で運転させることが効果的であると考えられる。そこで本節では、既存設備の運用変更による省エネルギー手法として、建物の空調負荷に合わせてエアコンの稼働台数を最適化する手法を提案し、有効性を検討する。

#### 9.3.1 稼働台数適正化による省エネ手法の考え方

Fig. 9.1の空調負荷が生じている建物について考える。まず、前節の結果を踏まえて、大型店舗の最大空調負荷である約650kWの冷房負荷に対し、定格冷房能力が56kWのビル用マルチエアコンの導入台数を12台設置する場合について考える。そして、その稼働台数を12台から3台まで減少させた場合の、各エアコンの COP の外気温度に対する変化を求めた。なお、空調負荷は稼働している全エアコンが均等に負担するものと仮定している。

Fig. 9.12 (a) はEHPの冷房運転時の結果であり、稼働している各エアコンの COP が外気温度  $t_j$  により変化する様子を示している。前節同様、COPは3章のCOPの関数から求めたものであり、 $t_j$  とFig. 9.1から  $t_j$  より求まる  $BL_c$  の両者の影響を反映した値である。まず、12台全てのエアコンを稼働させた場合、 $t_j=28^\circ\text{C}$ 以上と高く冷房負荷が大きい領域では最も高いCOPが期待できる。しかし、 $t_j=27^\circ\text{C}$ 以下の冷房負荷が比較的小さい領域においては、 $t_j$ の低下に伴いCOPが減少していく。これはエアコン1台当りにかかる空調負荷率が50%以下になるためである。そこで、後者の領域において、エアコンの稼働台数を  $t_j$  (および  $BL_c$ ) の低下に合わせて11台から3台まで順次減少させていくと、COPは高い数値を維持したまま推移していくことがわかる。これにより、大型店舗における空調は冷房期間を通して高COPを維持したまま冷房運転できることになる。

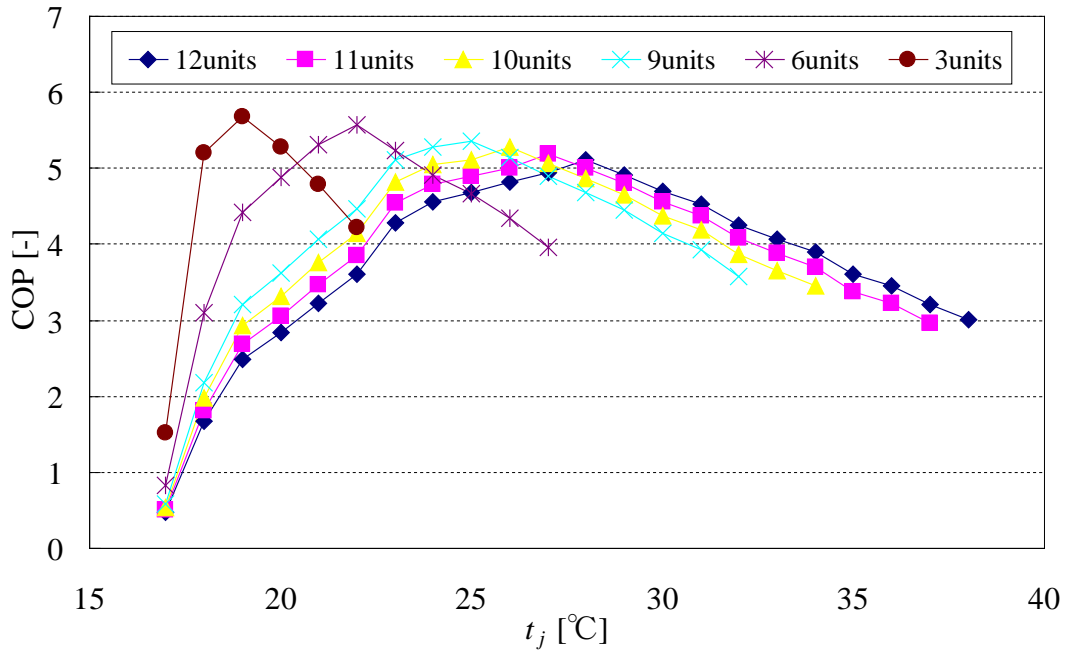
## 第9章 大型店舗における空調運転の最適化

---

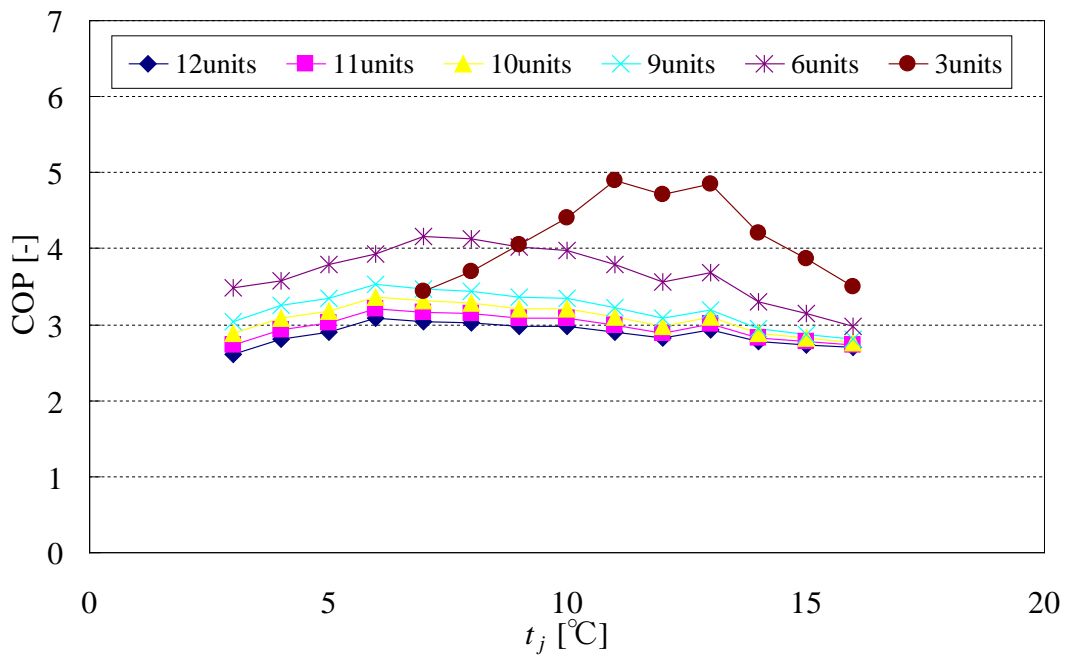
Fig. 9.12 (b) に、EHPの暖房運転時におけるCOPの外気温度に対する変化を示す。冷房同様、12台全てのエアコンを稼働させた場合、COPは外気温度の全領域で低い数値を推移していく。そこで稼働台数を減少させていくと、 $t_j=8^{\circ}\text{C}$ 以下の領域では6台の場合に、 $t_j=9^{\circ}\text{C}$ 以上の領域では3台の場合にCOPが最も高い数値を示し、それぞれ最適稼働台数となっていることがわかる。このように、Fig. 9.1の大型店舗において、暖房負荷 $BL_h$ は冷房負荷 $BL_c$ に比べて小さいことから、エアコンの最適稼働台数も冷房時に比べて少なくなる。

Fig. 9.13は、GHPについて、稼働している各エアコンのCOPの外気温度に対する変化を示したものである。EHPとGHPでは部分負荷性能が若干異なるものの、GHPについてもやはり、外気温度とそれに伴う空調負荷に合わせて稼働台数を最適化することによって、冷暖房期間ともに、高いCOPを維持したまま運転できることがわかる。なお、Fig. 9.1に示すように、建物の空調負荷は $t_j$ に対しほぼ線形に変化している。この事実を利用して、EHP、GHPともに、空調負荷よりも実測が容易な外気温度に基づいてエアコンの最適稼働台数を決定できることが本省エネ手法の特徴といえる。次節では、この稼働台数最適化による省エネ手法を空調に適用した場合の期間エネルギー消費量について検討する。

第9章 大型店舗における空調運転の最適化



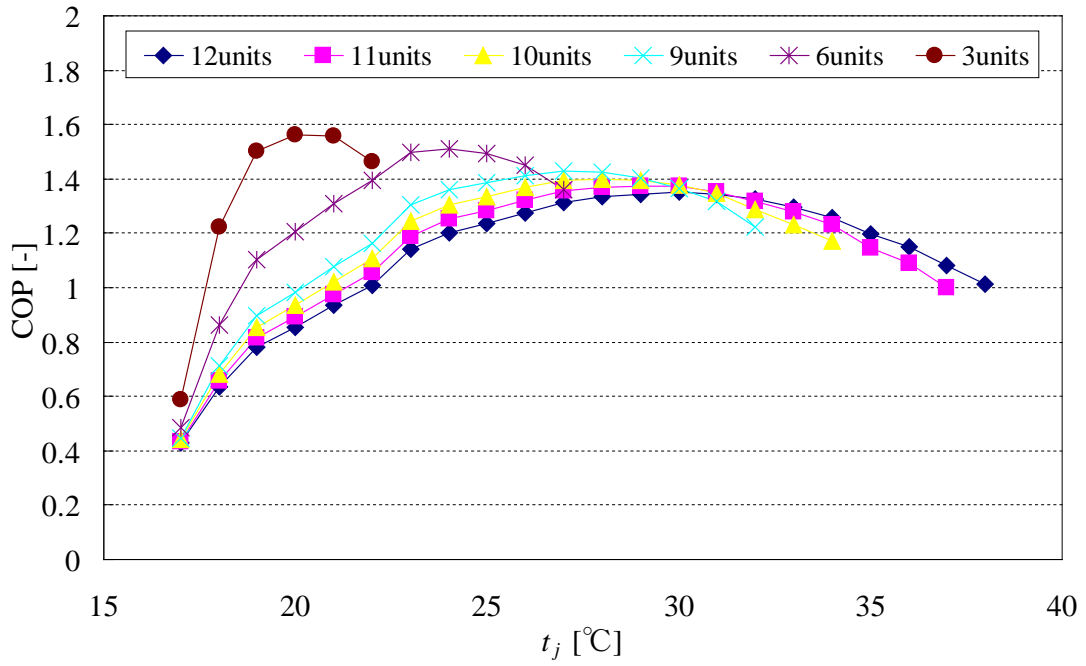
(a) 冷房期間



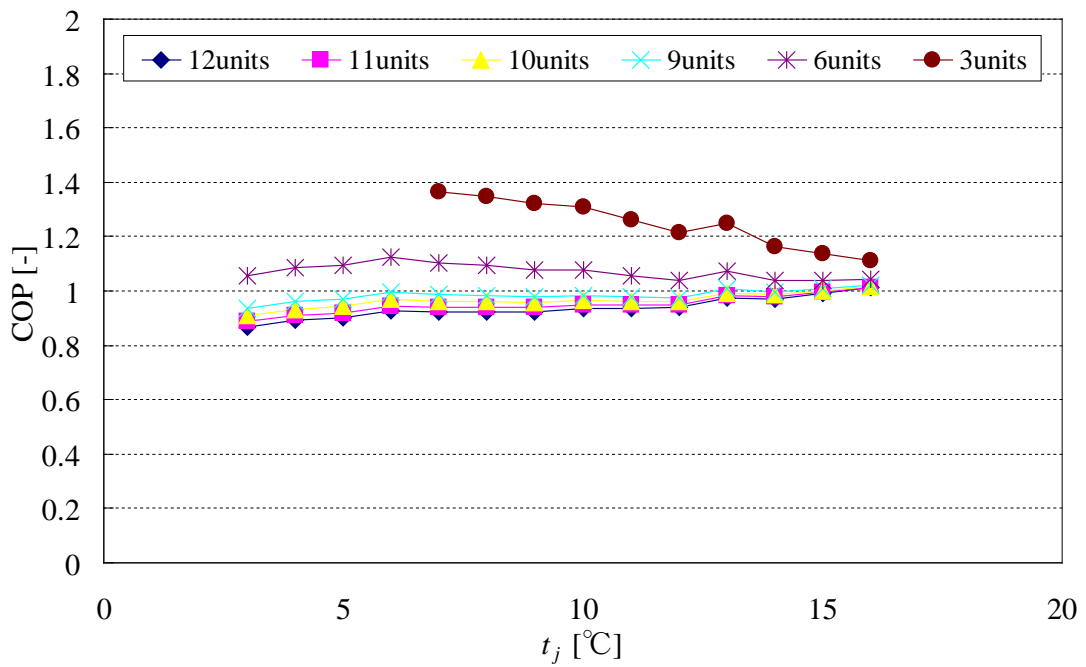
(b) 暖房期間

Fig. 9.12 稼働台数最適化によるCOPの変化 (EHP)

第9章 大型店舗における空調運転の最適化



(a) 冷房期間



(b) 暖房期間

Fig. 9.13 稼働台数最適化によるCOPの変化 (GHP)

### 9.3.2 EHP における結果

まず、エアコンを外気温度に関わらず常に全台数（12台）運転させる場合と、エアコンの稼働台数を外気温度に合わせて最適化する場合について、EHPの冷房期間におけるCOPの解析結果を示す。ここで、後者の場合に関して、各外気温度におけるエアコンの最適稼働台数はFig. 9.12 (a)の結果から、各温度域に対し最も高いCOPを示すエアコン稼働台数を抽出することにより、Table 9.1のように決定される。Fig. 9.14は両者におけるCOPの外気温度 $t_j$ に対する変化である。また、図中には冷房期間における $t_j$ の空調負荷量を併記した。 $t_j > 27.5^\circ\text{C}$ の高外気温度領域では、どちらの運転方法も12台のエアコンを全稼働させるため、両者に違いはなく、COPは $t_j$ の低下に伴って単調に増加していく。しかし、さらに外気温度が低下すると、エアコンを常に全台数運転させた場合のCOPは $t_j$ の低下とともに減少するのに対し、稼働台数をTable 9.1に従って最適化した場合のCOPは $t_j$ に依存することなく高い数値を維持していることがわかる。Fig. 9.15にEHPの冷房期間におけるエネルギー消費量の比較を示す。GHPと比較するために、図の縦軸は一次エネルギー消費量で表した。上述のCOPの結果からも予想されるように、外気温度が低い領域において稼働台数を最適化することにより、エネルギー消費量が減少していることがわかる。この低外気温度領域では冷房負荷そのものは小さいが、 $t_j$ の発生時間数が大きく、空調負荷量としては無視できない領域であることから、稼働台数の最適化による高COP化が期間エネルギー消費量の削減に貢献している。

Fig. 9.16はEHPの暖房期間において、全てのエアコンを稼働させた場合と、Table 9.2に従い稼働台数を最適化した場合のCOPの比較である。冷房同様、図には暖房期間における $t_j$ の空調負荷量も併記した。本大型店舗における暖房負荷は冷房負荷に比べて小さいため、稼働台数を最適化した場合のCOPは全台数稼働の場合に比べて全温度域で高い値を示している。このCOPの結果からもわかるように、Fig. 9.17に示したEHPの暖房期間におけるエネルギー消費量の比較では、稼働台数の最適化により、外気温度の全領域においてエネルギー消費量が削減されている。また、両運転方法におけるエネルギー消費量の差は、各 $t_j$ の空調負荷量に応じて増減していることがわかる。



第9章 大型店舗における空調運転の最適化

Table 9.1 各外気温度におけるエアコンの最適稼働台数 (EHP, 冷房期間)

外気温度帯	エアコンの稼働台数
$27.5^{\circ}\text{C} < t_j$	12台
$26.5^{\circ}\text{C} < t_j < 27.4^{\circ}\text{C}$	11台
$25.5^{\circ}\text{C} < t_j < 26.4^{\circ}\text{C}$	10台
$23.5^{\circ}\text{C} < t_j < 25.4^{\circ}\text{C}$	9台
$20.5^{\circ}\text{C} < t_j < 23.4^{\circ}\text{C}$	6台
$t_j < 20.4^{\circ}\text{C}$	3台

Table 9.2 各外気温度におけるエアコンの最適稼働台数 (EHP, 暖房期間)

外気温度帯	エアコンの稼働台数
$t_j < 8.4^{\circ}\text{C}$	6台
$8.5^{\circ}\text{C} < t_j$	3台

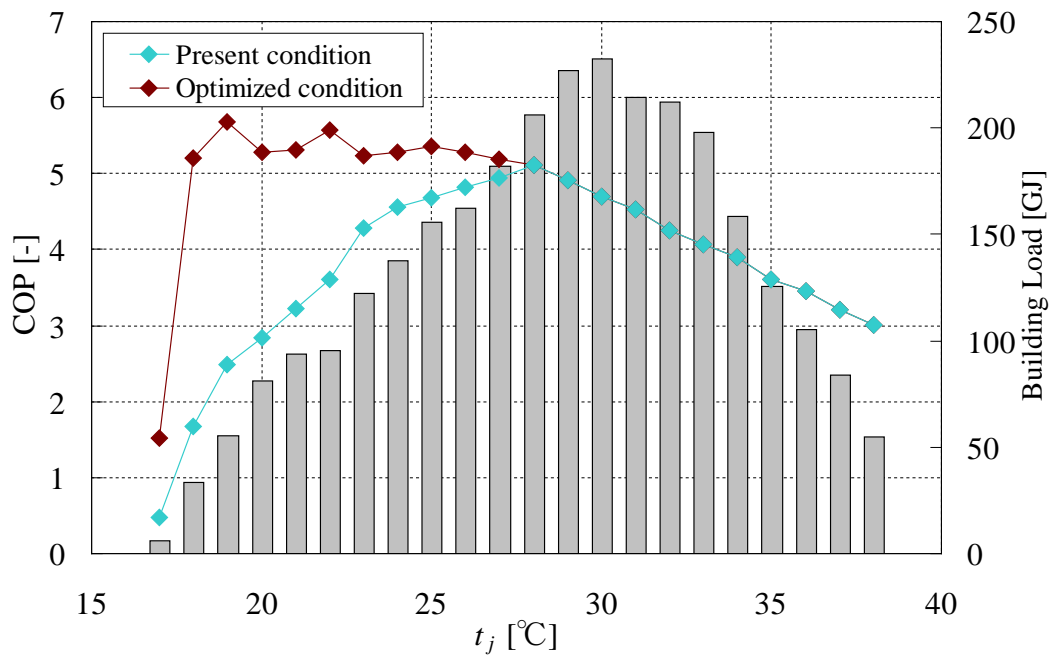


Fig. 9.14 COPの比較 (EHP, 冷房期間)

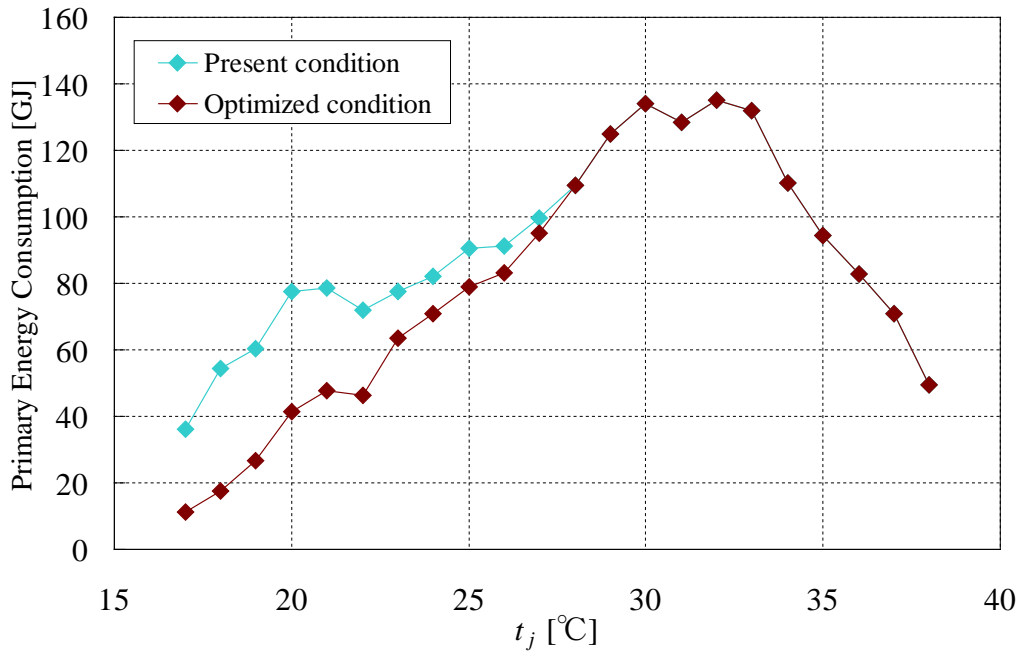


Fig. 9.15 エネルギー消費量の比較 (EHP, 冷房期間)

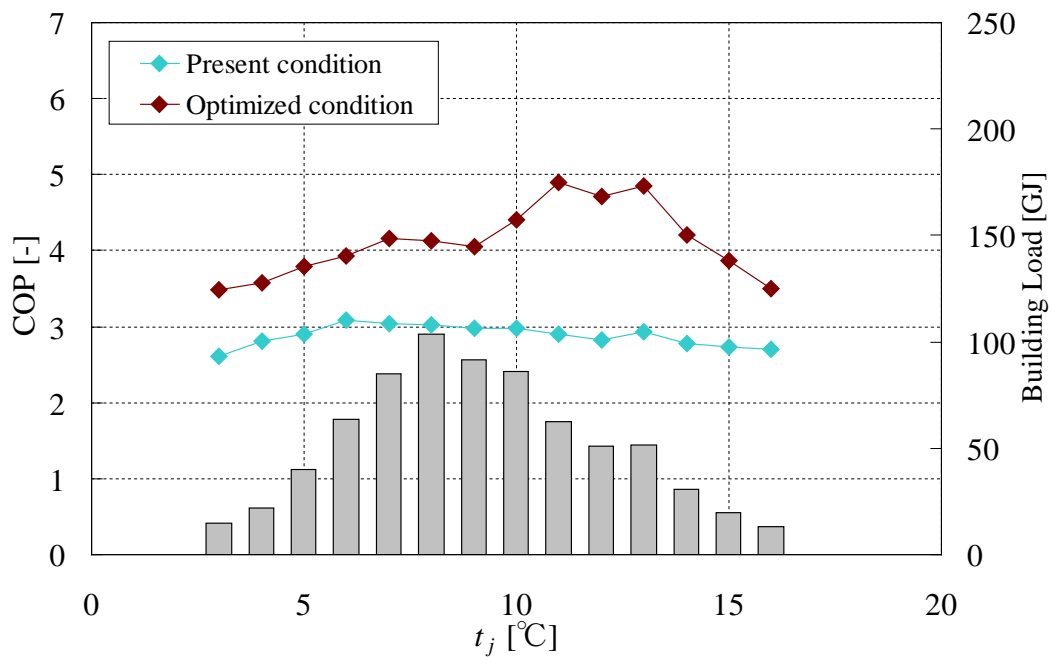


Fig. 9.16 COPの比較 (EHP, 暖房期間)

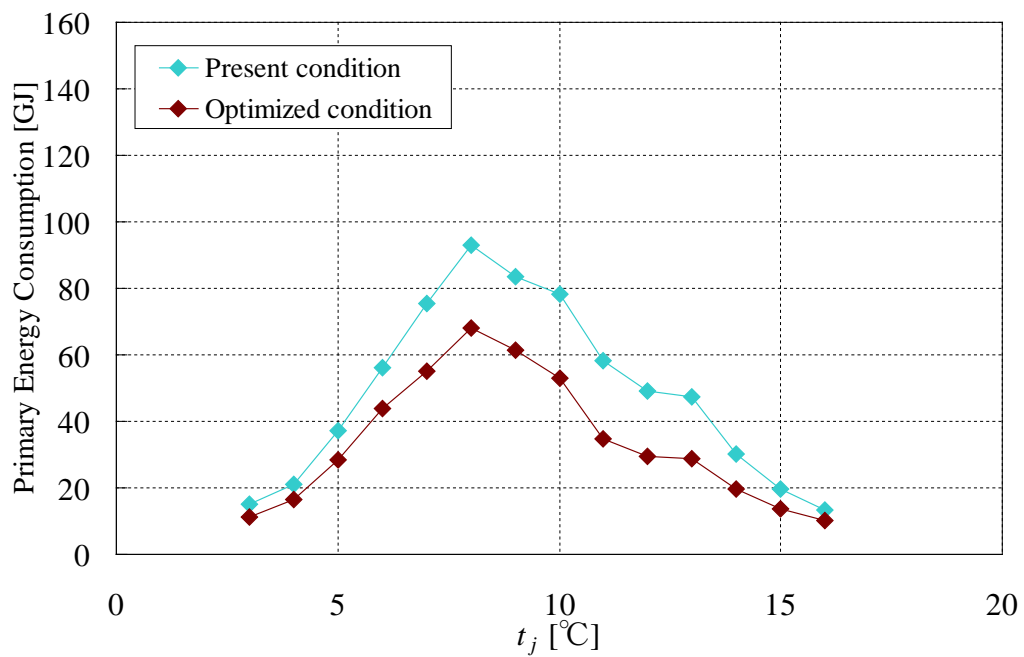


Fig. 9.17 エネルギー消費量の比較 (EHP, 暖房期間)

## 第9章 大型店舗における空調運転の最適化

Fig. 9.18 は各運転方法における期間エネルギー消費量の比較である。外気温度とそれに伴う空調負荷に合わせてエアコンの稼働台数を最適化することにより、常に全台数を稼働させる場合に比べて、冷房期間のエネルギー消費量は約12%、暖房期間では約30%削減される。また本大型店舗における冷房負荷と暖房負荷の比が約1:0.3であるため、本手法により通年エネルギー消費量は約17%削減することが可能となる。

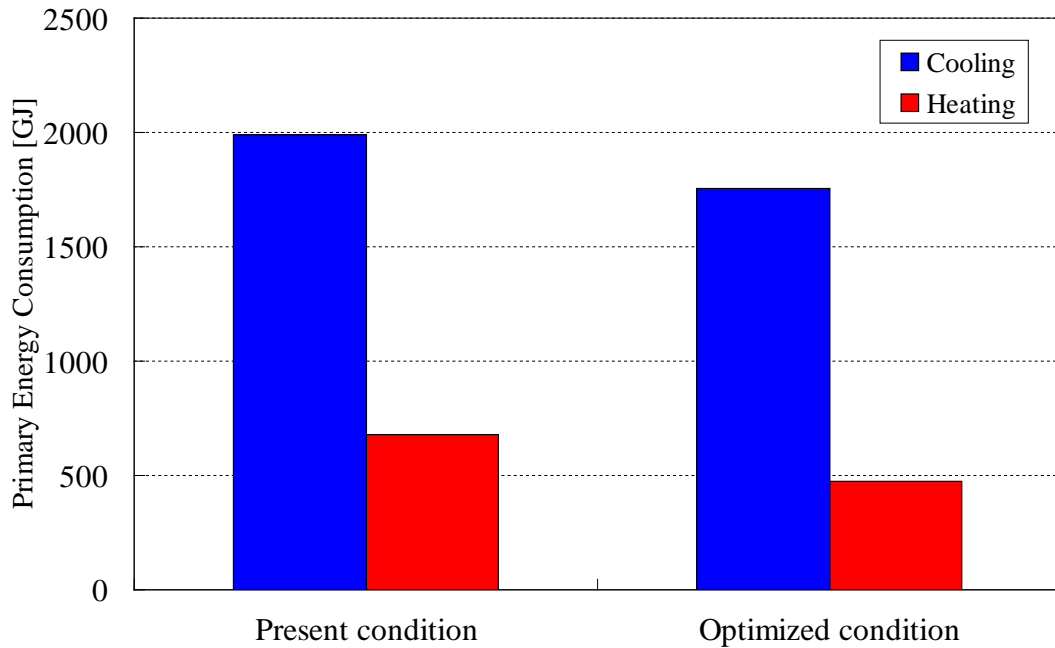


Fig. 9.18 期間エネルギー消費量の比較 (EHP, 通年期間)

### 9.3.3 GHP における結果

GHPについても同様の検討を行なった。Fig. 9. 19はGHPの冷房期間において、全てのエアコンを稼働させた場合と、Table 9. 3に従い稼働台数を最適化した場合のCOPの比較である。Fig. 9. 19中には冷房期間における $t_j$ の空調負荷量を併記した。 $t_j > 31.5^\circ\text{C}$ の高外気温度領域では、どちらの運転方法も12台のエアコンは全稼働であり、COPは $t_j$ の低下に伴って単調に増加していく。さらに $t_j$ が低下していくと、エアコンを全台数運転させた場合のCOPは減少するのに対し、Table 9. 3に従って最適稼働台数で運転した場合のCOPは $t_j = 20^\circ\text{C}$ 付近まで単調増加のままである。Fig. 9. 20にGHPの冷房期間におけるエネルギー消費量の比較を示す。EHPの場合と同様、低温度領域における稼働台数の最適化によりエネルギー消費量が減少していることから、GHPでも稼働台数最適化による高COP化が期間エネルギー消費量の削減に貢献することがわかる。

Fig. 9. 21, Fig. 9. 22はGHPの暖房期間における、両運転方法のCOPおよびエネルギー消費量の比較である。なお、稼働台数の最適化はTable 9. 4に従っている。こちらもEHP同様、稼働台数を最適化した場合のCOPが全台数稼働の場合に比べて外気温度の全領域で高い値を示し、それに伴ってエネルギー消費量は各 $t_j$ の空調負荷量に応じながら減少していることがわかる。

Fig. 9. 23はGHPの各運転方法における期間エネルギー消費量の比較である。EHPの結果と非常に近く、エアコンの稼働台数を最適化することにより、常に全台数を稼働させる場合に比べて、エネルギー消費量は冷房期間で約12%、暖房期間では約25%、通年でも約15%削減される。このように、稼働台数最適化による省エネ手法はEHP、GHPのどちらに対しても同様な省エネ効果を期待できるだけでなく、既存の空調設備にも導入できる方法であることから、かなり現実に即した手法であると言える。

第9章 大型店舗における空調運転の最適化

Table 9.3 各外気温度におけるエアコンの最適稼働台数 (GHP, 冷房期間)

外気温度帯	エアコンの稼働台数
$31.5^{\circ}\text{C} < t_j$	12台
$30.5^{\circ}\text{C} < t_j < 31.4^{\circ}\text{C}$	11台
$29.5^{\circ}\text{C} < t_j < 30.4^{\circ}\text{C}$	10台
$26.5^{\circ}\text{C} < t_j < 29.4^{\circ}\text{C}$	9台
$22.5^{\circ}\text{C} < t_j < 26.4^{\circ}\text{C}$	6台
$t_j < 22.4^{\circ}\text{C}$	3台

Table 9.4 各外気温度におけるエアコンの最適稼働台数 (GHP, 暖房期間)

外気温度帯	エアコンの稼働台数
$t_j < 6.4^{\circ}\text{C}$	6台
$6.5^{\circ}\text{C} < t_j$	3台

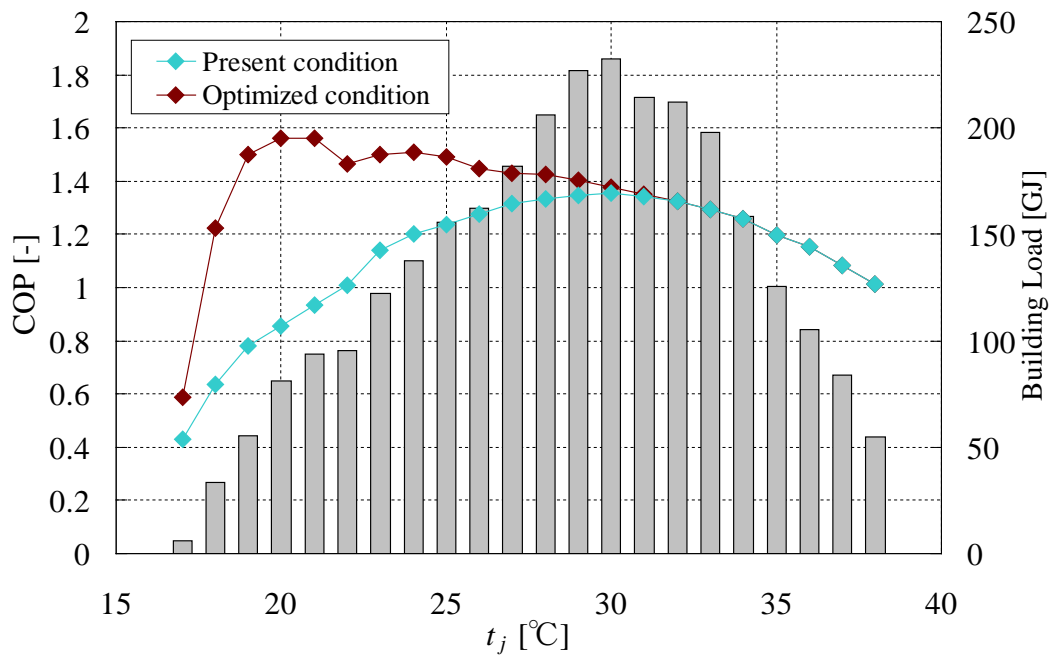


Fig. 9.19 COPの比較 (GHP, 冷房期間)

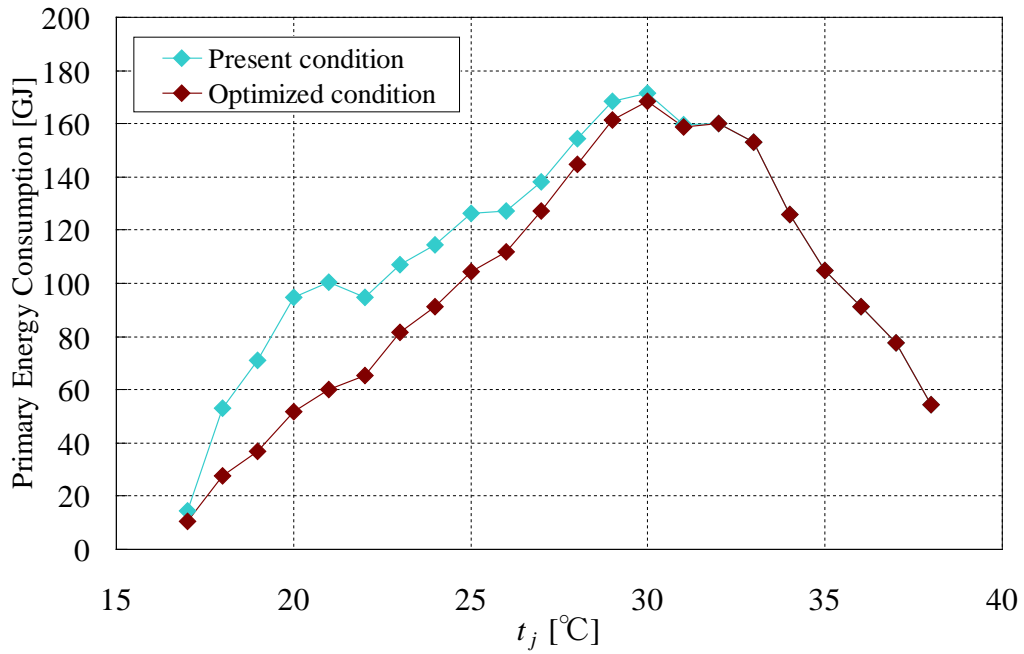


Fig. 9.20 エネルギー消費量の比較 (GHP, 冷房期間)

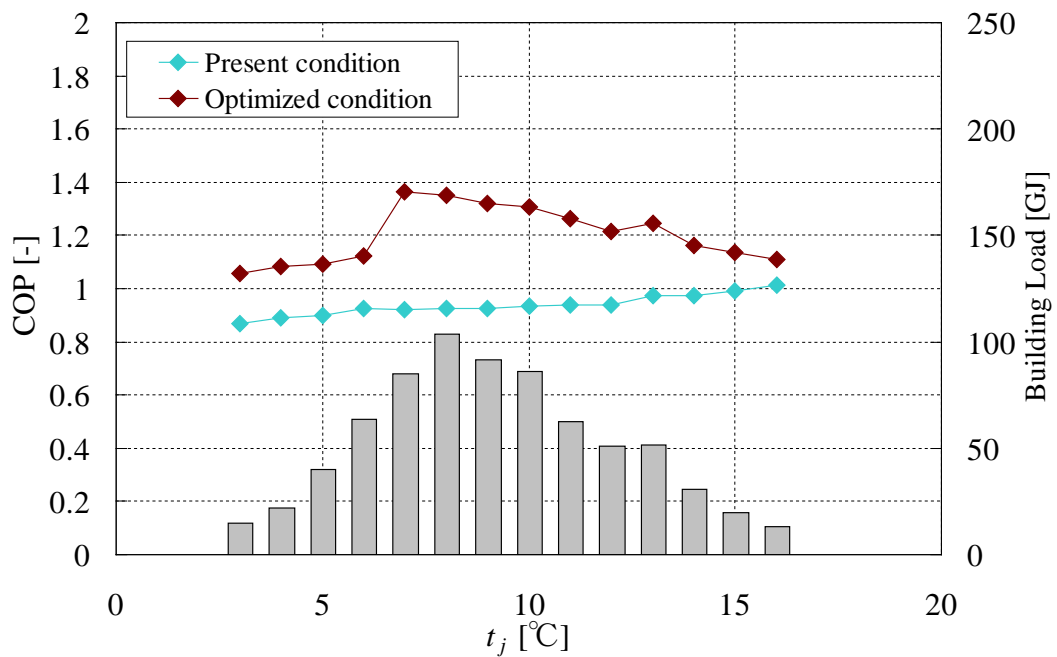


Fig. 9.21 COPの比較 (GHP, 暖房期間)

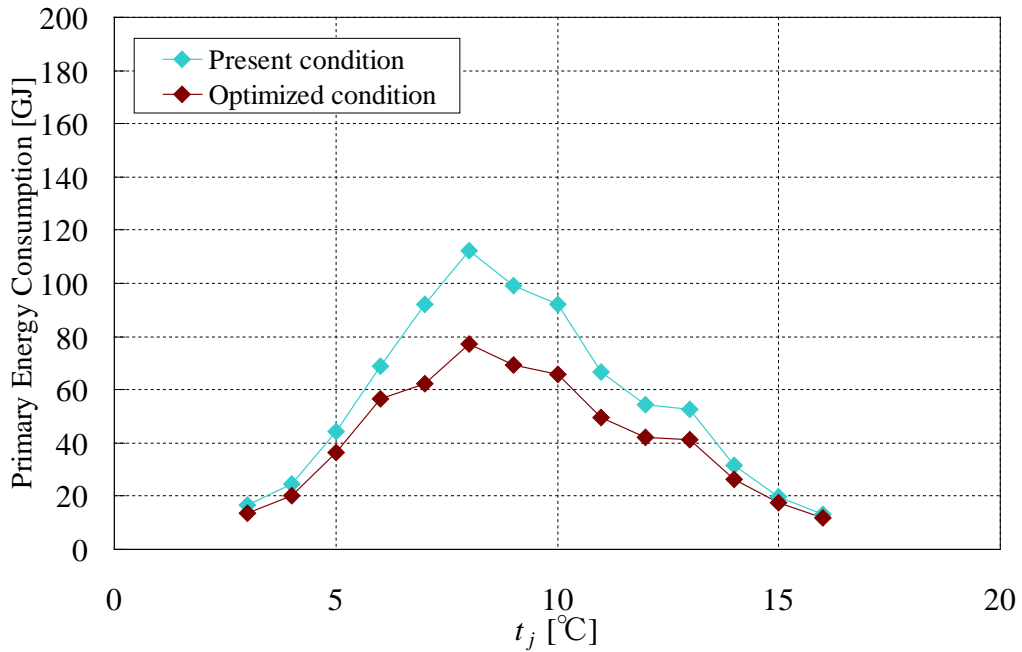


Fig. 9.22 エネルギー消費量の比較 (GHP, 暖房期間)

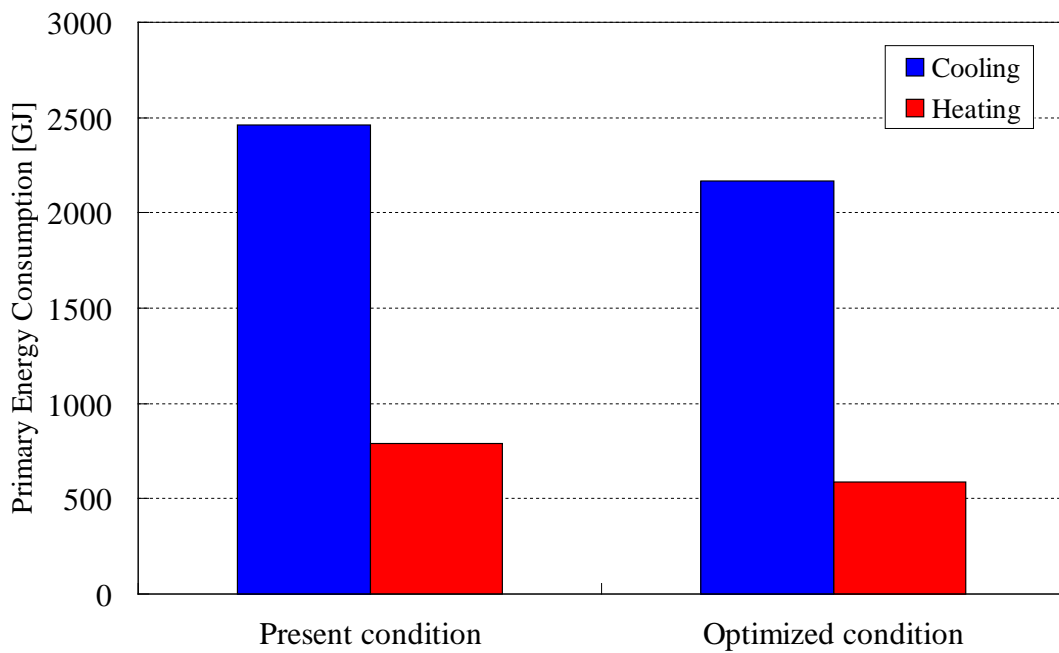


Fig. 9.23 期間エネルギー消費量の比較 (GHP, 通年期間)



### 9.4 結言

第9章では、第8章の結果と第3章、第4章に示したビル用マルチエアコンの部分負荷特性に基づき、導入空調設備容量の適正化および稼働エアコン台数の適正化による空調の省エネルギー化手法について検討した。主な結果を以下に示す。

- (9-1) 現在、一般に行われている空調設備設計では、経験的に過剰容量の空調設備を導入することが多い。そこで、空調負荷の実測結果に基づき、建物内に設置する空調設備容量が通年エネルギー消費量に与える影響を検討した結果、設備容量を適正化して建物の最大空調負荷に近づけるほど、エネルギー消費量は減少することが明らかになった。特に、今回用いた大型店舗の空調負荷モデルに対して、業務用エアコンの導入台数を24台から12台に適正化した場合、EHPでは冷房期間で約39%、暖房期間で約27%、GHPでも冷房期間で約29%、暖房期間で約10%のエネルギー消費量削減となり、大幅な省エネルギーとなることが判明した。
- (9-2) 業務用エアコンのCOPが空調負荷率によって変化する点に注目し、外気温度に合わせてエアコンの稼働台数を適正化するという省エネルギー化手法を検討した。その結果、常に全台数を稼働させる場合に比べて、エネルギー消費量はEHPにおいて冷房期間で約12%、暖房期間では約30%、通年でも約17%削減され、GHPにおいても冷房期間で約12%、暖房期間では約25%、通年でも約15%削減され、稼働台数適正化による省エネルギー化手法はEHP、GHPのどちらに対しても同様な省エネルギー効果を期待できることが明らかになった。



## 第 10 章 業務形態の異なる大型店舗における 空調負荷特性<sup>63), 64), 65)</sup>

### 10.1 大型店舗における空調負荷実測

現行評価手法による業務用エアコンの期間エネルギー消費量の予測精度を高めるためには、部分負荷時における COP 予測の高精度化に加えて、建物内の空調負荷も正確に与える必要がある。第 8 章では、業務用エアコンが使用されている衣料品販売を中心とした大型店舗において外気温度と業務用エアコンの電力あるいはガス消費量を実測し、それらと部分負荷性能試験の結果とを組み合わせることで建物内の空調負荷を実測した。本章では、これとは異なった冷暖比を持つと考えられるスーパーマーケットなどの食料品販売を中心とした大型店舗の空調負荷を実測した結果について述べる。また、この実測結果に基づき、第 8 章で示した衣料品販売を中心とした大型店舗の負荷との比較の下に、従来の空調負荷モデルの妥当性や、業務形態の違いが空調負荷に及ぼす影響について検討を加える。

#### 10.1.1 店舗概要

新たに空調負荷実測を行った店舗は愛知県内にある食料品販売を中心とした大型店舗であり、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の分類では戸建て店舗に相当する。店内には多数の冷蔵・冷凍ショーケースが設置されているため、建物内にはある程度の冷熱が常時発生していると考えられる。以後、この店舗を店舗 C と定義し、第 8 章で示した建物構造（外壁、屋根構造）が類似している店舗 A（衣料品販売を中心とした大型店舗）と比較して解析する。

Table 10.1 に各店舗の仕様を示す。両店舗とも平屋建てで、店舗 A および店舗 C とともに波板鉄板製の屋根が採用されている。また、業務用エアコンの設定温度や換気時間等は各店舗に任されている。

各店舗に導入されている業務用エアコンの仕様を Table 10.2 に示す。店舗 A では EHP 式のパッケージエアコンとビル用マルチエアコンが、店舗 C では EHP 式のビル用マルチエアコンが使用されている。

第 10 章 業務形態の異なる大型店舗における空調負荷特性

Table 10.1 各店舗の仕様

店舗	店舗形態	営業時間	空調面積	計測期間	屋根構造
A	衣料品 量販店	週7日 10:00～ 21:00	6,068 m <sup>2</sup>	2007/1/1～ 2007/12/31	鋼板折板
C	食品 スーパー	週7日 9:30～ 23:00	1,660 m <sup>2</sup>	2007/4/1～ 2007/3/31	鋼板折板

Table 10.2 各店舗に導入されている業務用エアコンの仕様

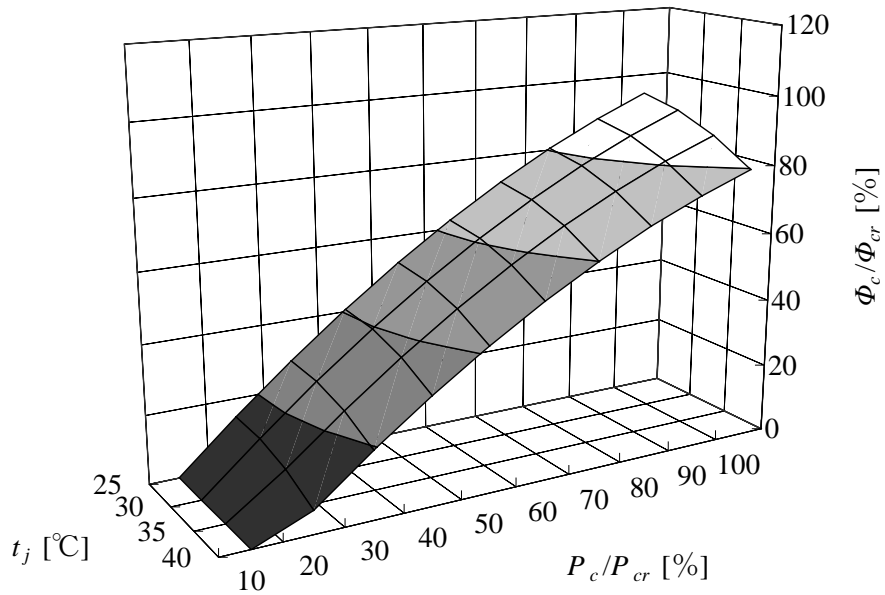
店舗	業務用エアコンの種類 (冷媒の種類)	業務用エアコンの形式	定格冷房能力 (kW)	定格暖房能力 (kW)	台数
A	EHP (R410A)	パッケージ エアコン	12.5	14	68
		ビル用マルチ エアコン	40	45	1
			90	100.5	1
店舗A 合計			980	1097.5	70
C	EHP (R10A)	ビル用マルチ エアコン	69	77.5	2
			45	50	1
店舗C 合計			183	205	3

### 10.1.2 空調負荷実測方法

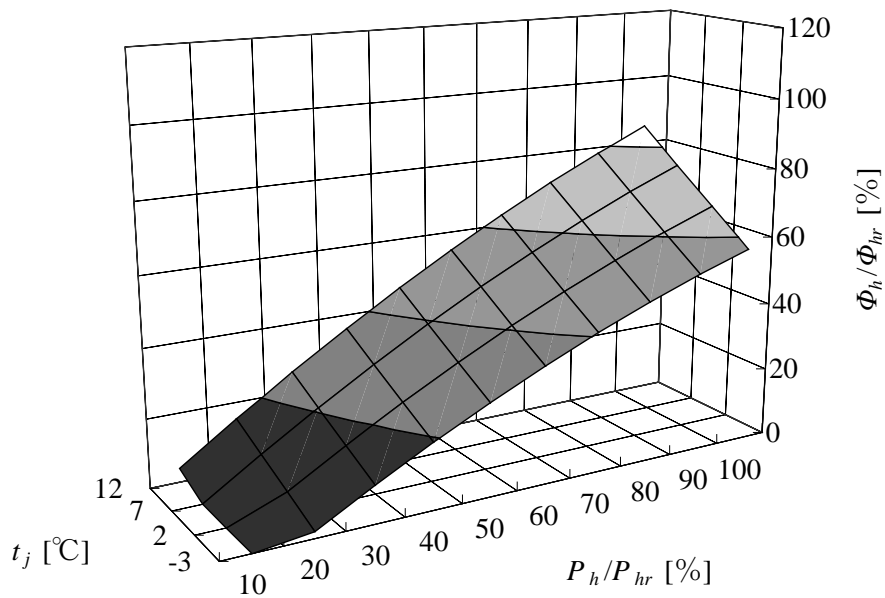
8.1.2 項で述べたように、ある時刻における建物の空調負荷と、その時の業務用エアコンの冷・暖房総合能力が平衡状態にあると考え、建物内で運転されている各業務用エアコンの能力の総和を連続的に測定することで店舗 C の空調負荷の時系列変化を求めた。まず、店舗で使用されている業務用エアコンについて第 2 章で述べた部分負荷性能試験を実施し、その結果に基づき業務用エアコンの能力を外気温度と消費電力率（定格消費量に対する実際の消費量の割合）の関数として整理した。店舗 A と店舗 C の業務用エアコンはメーカーが異なるため、COP 特性も異なるが、負荷率 50% で COP がピークに達する傾向は同じである。

Fig. 10.1 に示した能力関数は、店舗 C の EHP（ビル用マルチエアコン）の例であり、定格冷房能力  $\Phi_{cr}$  あるいは暖房能力  $\Phi_{hr}$  で規格化した空調能力  $\Phi_c / \Phi_{cr}$ 、 $\Phi_h / \Phi_{hr}$  が、外気温度  $t_j$  と消費電力率  $P_c / P_{rc}$  ( $P_h / P_{hc}$ ) により変化する様子を示している。業務用エアコンの能力は消費電力に対してほぼ線形に増加し、冷房では  $t_j$  の上昇に伴い、また暖房では  $t_j$  の下降に伴い能力が低下することが分かる。

本研究では店舗に設置された各業務用エアコンの消費電力と、室外機の設置位置における外気温度を 10 分間隔で 1 年間にわたり測定し、先の能力関数からそれらに対応した各業務用エアコンの冷暖房能力を算出した。店舗 C では建物内の全 EHP に電力量計を個別に接続し、消費電力量のデータを取得するとともに、室内外の気温データも同時に測定した。以上により求めた各業務用エアコンの能力の総計を、その時の建物空調負荷とした。この方法により、各店舗の 1 年間にわたる 10 分毎の建物空調負荷の変化を知ることができる。



(a) 冷房性能



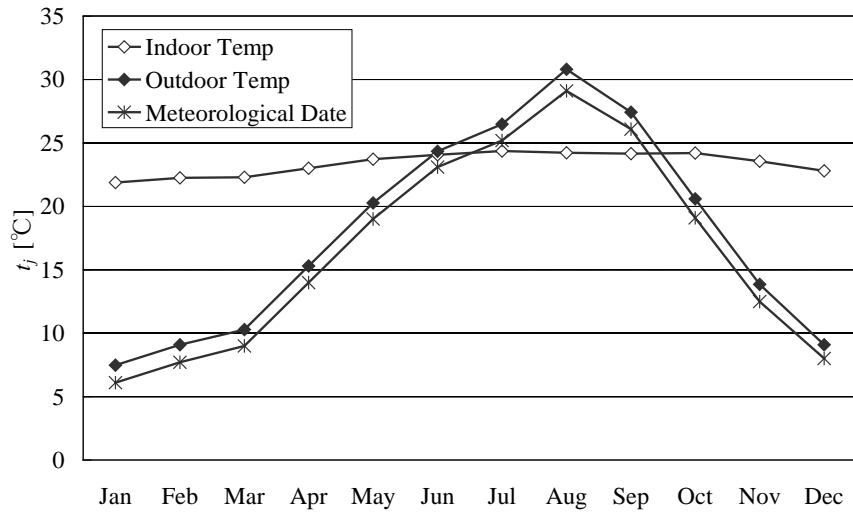
(b) 暖房性能

Fig. 10.1 EHP（ビル用マルチエアコン）の能力関数（店舗C）

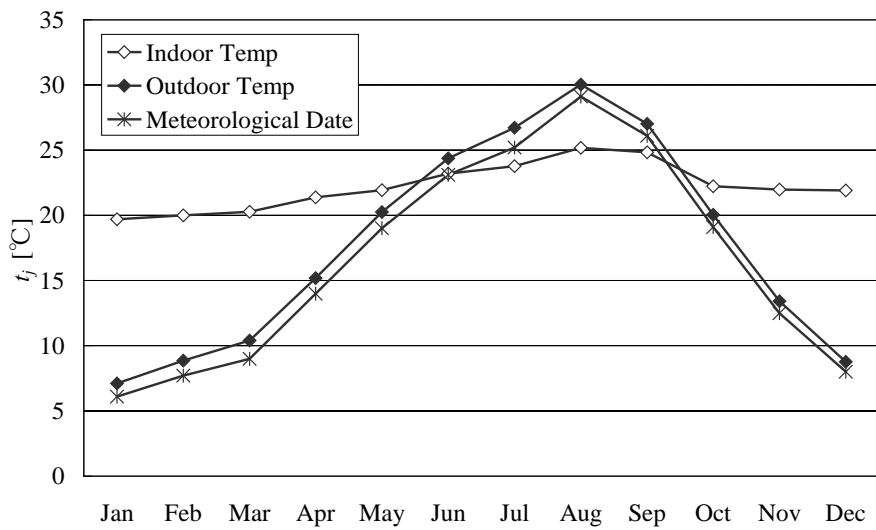
## 10.2 試験結果

### 10.2.1 外気温度

各店舗における月平均の室内および室外空気温度の変化を Fig. 10.2 に示す。図には拡張アメダスデータに基づく名古屋の月別外気温度も併記した。なお、室内温度は営業時間内（店舗 A：10:00～21:00，店舗 B：9:30～23:00）の平均値，外気温度は 24 時間の平均値である。Table 10.1 に示したように両店舗の計測期間は少し異なるが，外気温度はほぼ一致している。室内温度は店舗 A が夏季で約 25℃，冬季で約 22℃と比較的変化が小さいのに対して，店舗 C では年間を通じて 20℃から 25℃まで変化しており，店舗 A に比べて変化幅がやや大きいことが分かる。また，外気温度は拡張アメダスデータよりも 1℃程度高くなっている。



(a) 店舗 A



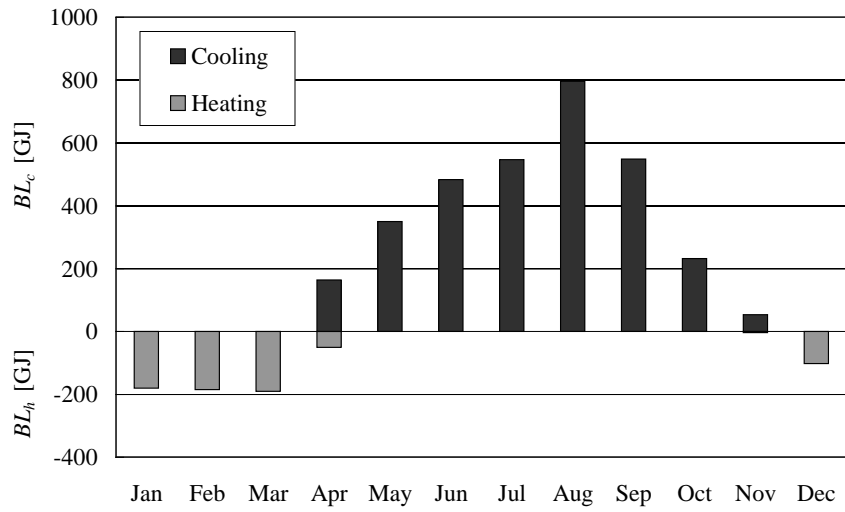
(b) 店舗 C

Fig. 10.2 月平均室内温度および月平均室外温度の年間変化

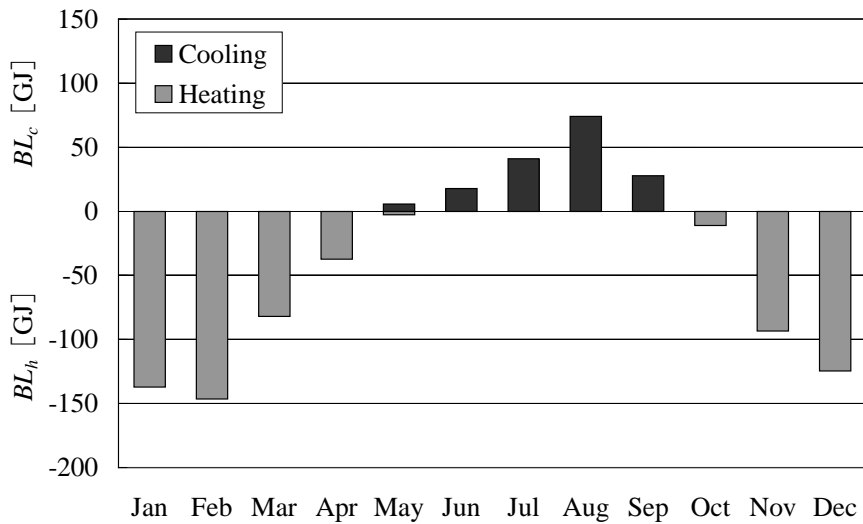


### 10.2.2 空調負荷量

各店舗で実測された月別空調負荷量の年間変化をFig.10.3に示す。便宜上、冷房負荷 $BL_c$ を正とし、暖房負荷 $BL_h$ を負としている。両店舗とも冷房負荷は8月、暖房負荷は店舗Aで1月、店舗Cで2月に最大値に達している。前述のように、店舗Aでは1年を通して冷房期間は暖房期間よりも長く、ゆえに冷房負荷が暖房負荷よりもかなり大きいことがわかる。一方、店舗Cでは、暖房期間が冷房期間より長く、暖房負荷が冷房負荷よりもかなり大きい。Fig.10.2に示したように外気温度に大きな差が見られないため、これは内部負荷の差が大きく影響していることを示唆している。詳細な空調負荷特性の解析結果については10.3節において示す。



(a) 店舗 A

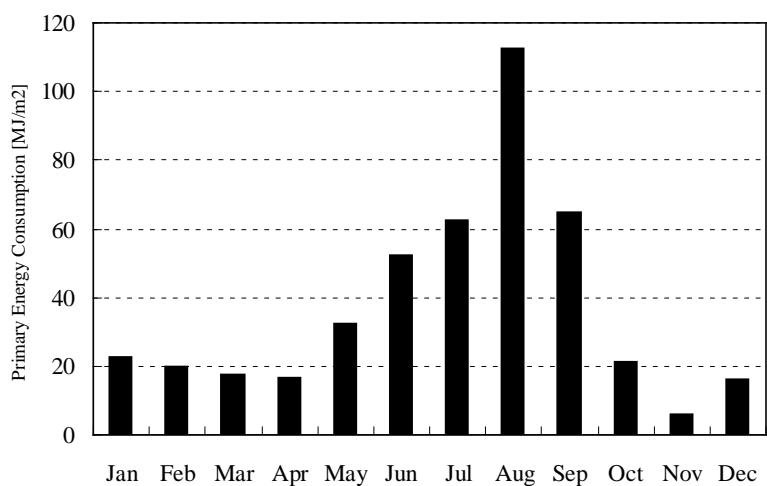


(b) 店舗 C

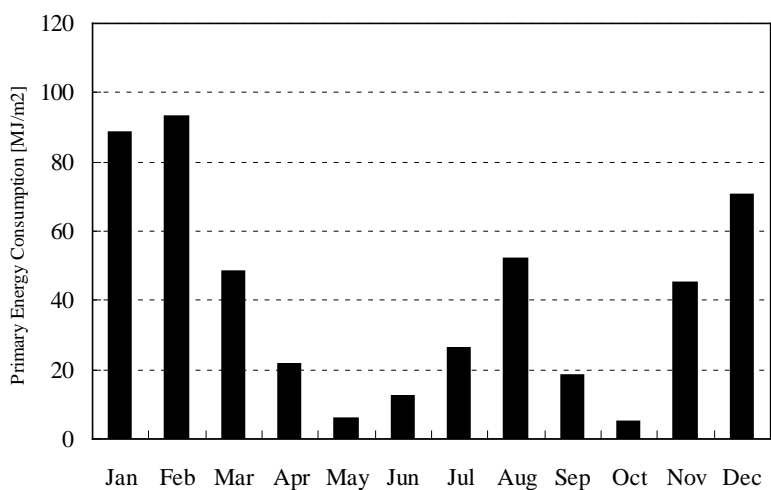
Fig. 10.3 月別空調負荷量の年間変化

10.2.3 エネルギー消費量

各店舗における月別一次エネルギー消費量の年間変化をFig.10.4 に示す。空調面積が大きく異なるため、縦軸の単位を単位面積あたり ( $\text{MJ}/\text{m}^2$ ) で整理した。Fig.10.3 の月別負荷と同様に、店舗Aでは冷房時の一次エネルギー消費量が多く、店舗Cでは暖房時の一次エネルギー消費量が多くなっていることがわかる。



(a) 店舗 A



(b) 店舗 C

Fig. 10.4 月別一次エネルギー消費量の年間変化

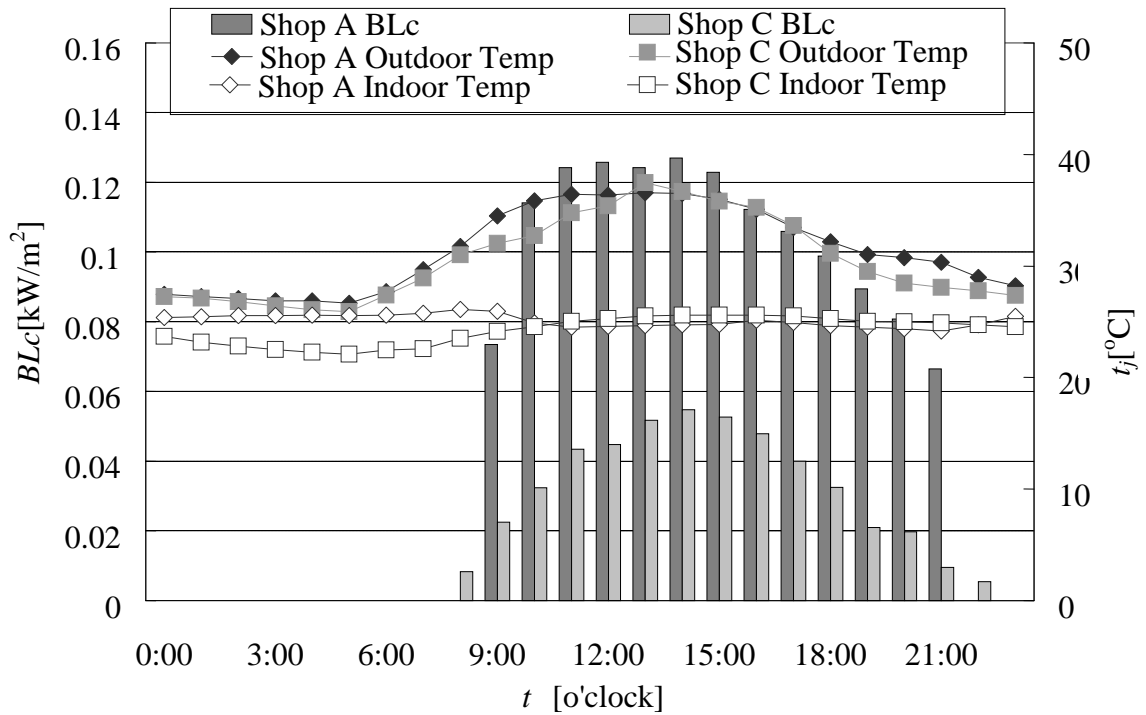
### 10.3 空調負荷特性解析

#### 10.3.1 1日における空調負荷の時系列変化

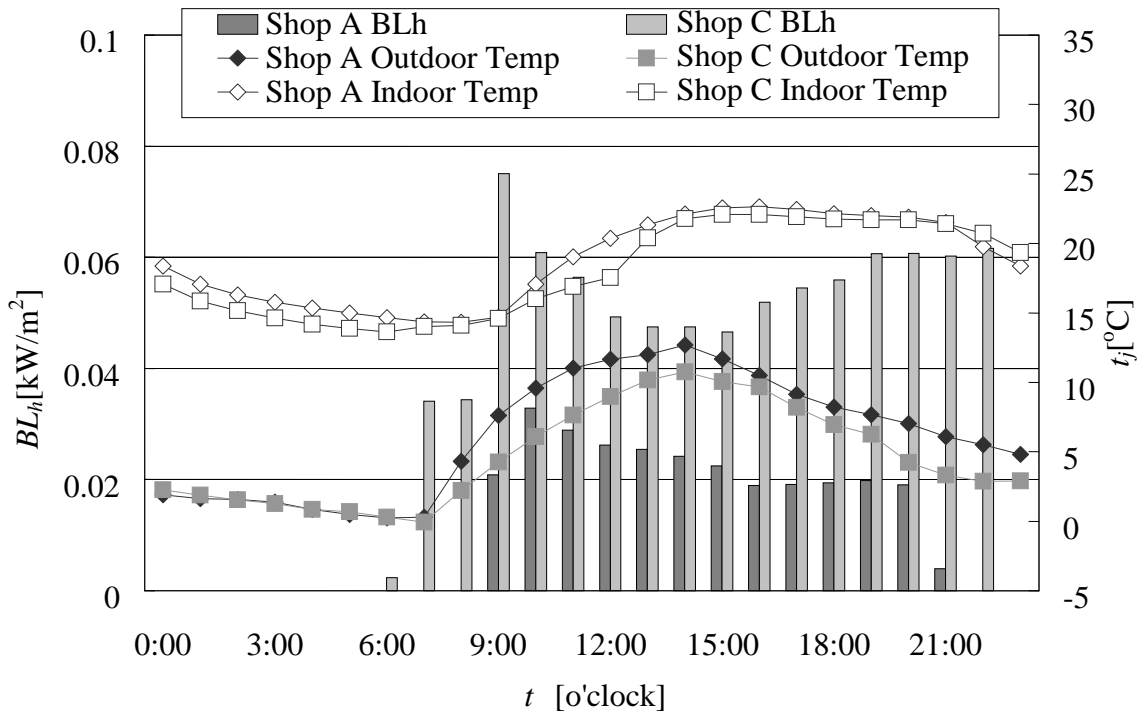
夏季および冬季の代表的な 1 日における単位面積当たりの空調負荷と室内外温度の時間変化を Fig. 10.5 に示す。Fig. 10.5(a) は両店舗における 8 月の冷房負荷と外気および室内温度の 1 時間毎の変化である。なお、温度、空調負荷ともに 1 時間毎の平均値であり、暖房負荷は便宜的に負の値で示している。営業時間内の冷房負荷は、両店舗とも外気温度の変化に応じて増減しており、14 時頃にピークを示す。店舗 C における冷房負荷は店舗 A の半分以下であるが、これは商品冷却用のショーケースから冷熱が店内に漏れることに起因すると考えられる。

両店舗ともに、冷房負荷は開店の 1 時間前の 9 時から大きくなり、外気温度の変化に合わせて増減している。また外気温度がピークとなる 13 時台よりも遅れて、冷房負荷のピークは 14 時台に現れている。両者は定性的に少しずれていることがわかる。この外気温度に対する冷房負荷の遅れは建物（屋根）の熱容量に起因するものと考えられる。店舗 A では、営業時間内における室内温度は時間外に比べて 1°C 前後低いが、1 日を通してほぼ一定値となっている。一方、店舗 C では、冷気漏れ防止のための簡易的なナイトカバーが設置されているが、冷却ショーケースからの冷気漏れの影響により、夜間の室内温度が 2~3°C 低くなっている。

Fig. 10.5(b) に 1 月の暖房負荷と室内および外気温度の変化を示す。両店舗とも開店時刻付近に暖房負荷のピークを持ち、14:00 までは冷房の場合と同様に、空調負荷の変化は外気温度の変化と概ね対応している。詳細に観察すると、店舗 A では 14 時以降に外気温度が徐々に低下するのに対し、空調負荷はほぼ一定値を示している。一方、店舗 B の室内温度および外気温度の変化は店舗 A と同等であるが、暖房負荷は店舗 A の 2 倍程度に達し、外気温度の低下とともに暖房負荷が増大していく傾向が認められる。こうした差にも、ショーケースから漏れる冷熱の影響が反映されているものと考えられる。



(a) 1 日における温度変化と空調負荷 (8 月平均値)



(b) 1 日における温度変化と空調負荷 (1 月平均値)

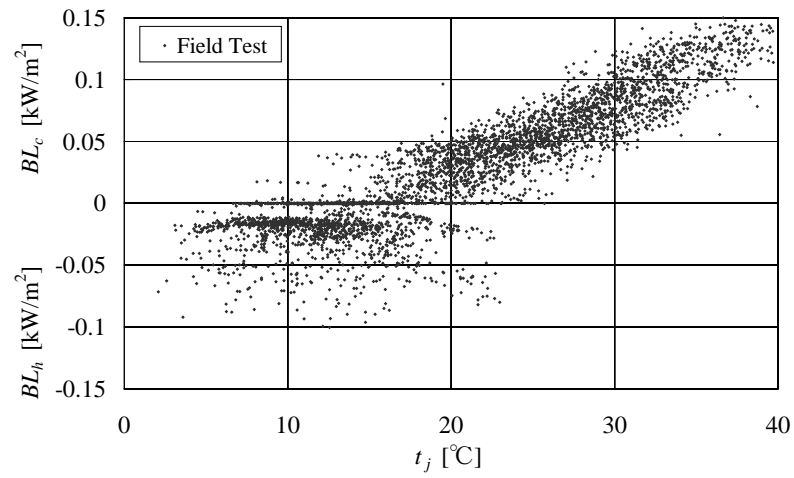
Fig. 10.5 夏季と冬季の室内外温度および空調負荷の時間変化

### 10.3.2 1年間における空調負荷の外気温度に対する変化

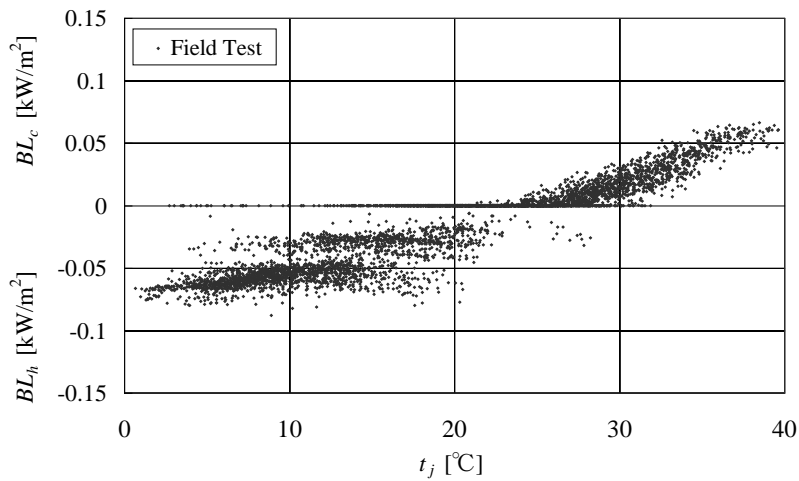
次に、建物内空調負荷の外気温度による変化を示す。Fig. 10.6 は、各店舗において1年間に測定された営業時間内の単位面積あたりの空調負荷 $BL_c$ 、 $BL_h$ を測定時の外気温度に対してプロットした結果であり、店舗の営業時間内で得られた1時間平均の全データを示した。またFig. 10.7は、Fig. 10.6の実測データを1°C間隔で平均化した値を両店舗で比較した結果であり、図にはJIS B 8616:2006 およびJIS B 8627-1:2006 で想定されている戸建て店舗の空調負荷（実線）と、空調・衛生工学会発行の都市ガスによるコージェネレーション評価プログラム CASCADEⅢにおける店舗の空調負荷を併記した。なお、JIS B 8616:2006 およびJIS B 8627-1:2006 の空調負荷は、 $t_j = 35^\circ\text{C}$ における冷房負荷をCASCADEⅢで想定されている最大冷房負荷と仮定した場合の結果である。

前述のように、店舗Aでは、外気温度の低下に伴いエアコンは冷房運転から暖房運転へ連続的に移行していることがわかる。一方、店舗Cでは、 $t_j = 23\sim 25^\circ\text{C}$ で空調負荷がほぼ零となっている。両店舗とも空調負荷は $t_j$ に対し直線的に変化し、その直線の傾きはほぼ同等であるが、冷・暖房の発生開始温度に大きな差がある。外気温度に対する負荷の変化割合が同等なのは、屋根や外壁など建物の断熱構造が類似しているためと考えられる。負荷の発生開始温度の違いは、先にも述べた店舗内の内部発熱の差に起因している。またCASCADEⅢで想定された負荷は店舗Aに関しては良い対応を示している。一方、JIS B 8616:2006 およびJIS B 8627-1:2006 の負荷モデルと比較すると、空調負荷を外気温度に対して線形的に与える点は妥当と言えるが、いずれの店舗に対しても傾きが大きく異なっている。しかし、負荷が発生しない温度帯が存在する点は、温度帯の違いがあるものの店舗Cでの実測結果と整合している。

店舗Aでは、測定期間内に観察された最高温度 $t_j = 40^\circ\text{C}$ で、単位床面積当たり0.09kW~0.12kW程度の冷房負荷が生じている。前述のように、この値は、空調・衛生工学会発行の都市ガスによるコージェネレーション評価プログラム CASCADEⅢで想定されている店舗の最大冷房負荷 0.1395kW/m<sup>2</sup>よりもやや低い。一方、店舗Cでは、 $t_j = 40^\circ\text{C}$ で、0.06kW/m<sup>2</sup>の最大冷房負荷しか生じておらず、CASCADEⅢの最大空調負荷と大きな差が見られる。



(a) 店舗 A



(b) 店舗 C

Fig. 10.6 空調負荷の外気温度  $t_j$  に対する変化 (通年期間)

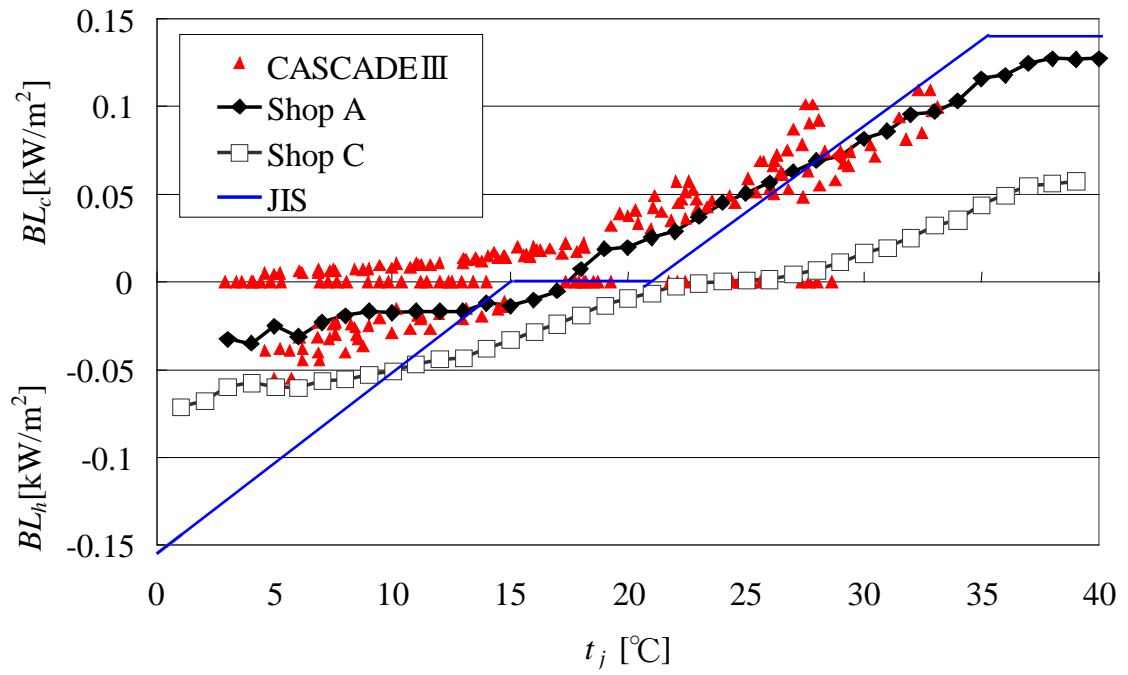


Fig. 10.7 単位床面積あたりの空調負荷



10.3.3 期間空調負荷の比較

Fig. 10.8 に店舗 A, 店舗 C および JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 規格で想定される戸建て店舗, テナント店舗, 事務所における期間空調負荷量の冷暖房割合をまとめて示す. なお, 図の縦軸は各々, 冷房期間の空調負荷を 1 として規格化した値である. 前述のように, 店舗 A の空調負荷の冷暖房割合は, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 で想定される戸建て店舗よりもむしろ事務所に近い. これは, 照明による発熱が建物内の内部発熱源として作用しているためと考えられる. 即ち, 照明が夏季には冷房負荷となり冬季にはヒーターとして暖房の補助的な役割を担うことで, 結果的に一年を通して冷房負荷の方が大きくなったのではないかと予想される.

一方, 店舗 C の暖房負荷は冷房負荷の約 4 倍と業務形態により大差のあることが分かる. また, 両店舗とも JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 では戸建て店舗に区別されるが, 店舗 A は事務所負荷モデルに近く, 店舗 C はいずれの負荷モデルとも対応しない. このように, 空調負荷には内部発熱の差が大きな影響を及ぼしており, JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の負荷モデルではこうした業務形態の違いによる空調負荷の差を想定していないため, APF の高精度化のためには建物用途の新たな分類と, それらに対する新たなモデル化の必要があると考えられる.

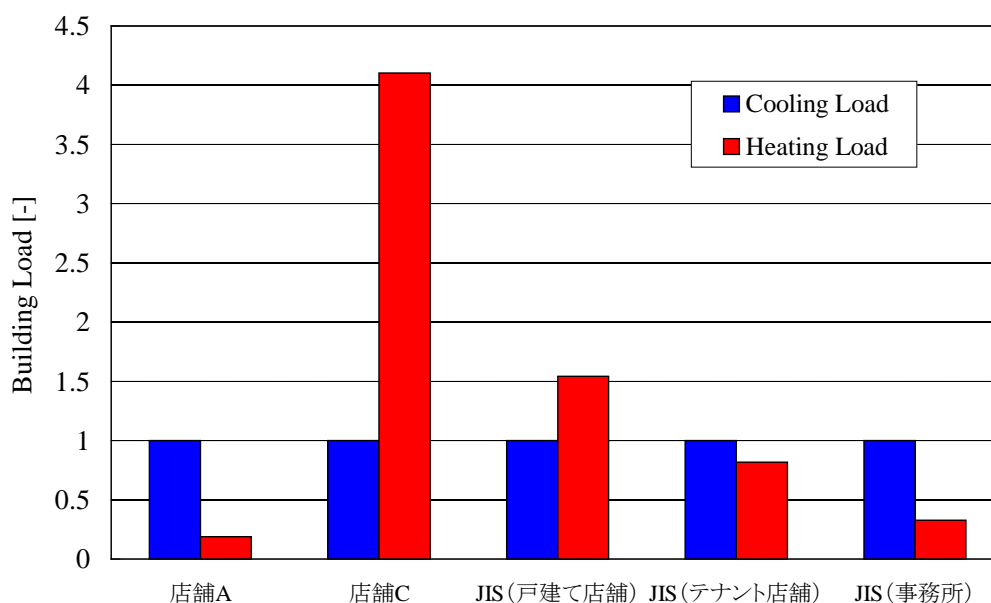


Fig. 10.8 期間空調負荷量の冷暖房割合

## 10.4 結言

第 10 章では、食料品販売を中心とした大型店舗において実測した空調負荷の結果を示し、第 8 章で示した衣料品販売を中心とした大型店舗での結果と比較・検討することにより、店舗の業務形態が空調負荷に及ぼす影響について明らかにした。主な結果を以下に示す。

- (10-1) 食料品販売を中心とした大型店舗の空調負荷は、冷房負荷よりも暖房負荷のほうが極端に大きく、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の戸建て店舗やテナント店舗の空調負荷モデルとは大きく異なることが分かった。このため、新たな空調負荷モデルの作成が必要であることが分かった。
  
- (10-2) 衣料品販売を中心とした大型店舗との比較から、室内空調負荷には内部発熱が大きな影響を及ぼすことが明らかとなった。以上の点から、APF の高精度化のためには建物用途の新たな分類とそれぞれに対する新たな空調負荷モデルの作成が必要と考えられる。

## 第 11 章 結論

本研究ではメーカーおよび圧縮機駆動方式の異なる複数の業務用エアコン（定格冷房能力 56kW, 定格暖房能力 63kW の電気式のビル用マルチエアコン (EHP) およびガス式のガスエンジンヒートポンプ (GHP)）の部分負荷性能試験を実施し、その結果に基づき様々な条件下で現行の通年エネルギー消費効率 (APF) の算定基準である JIS B 8616 : 2006 (EHP) 及び JIS B 8627-1 : 2006 (GHP) の妥当性について検討した。さらに、部分負荷性能試験の結果を取り入れたより精度の高い評価手法の提案と検証を行った。

また、部分負荷性能試験の結果を利用した建物内空調負荷の実測方法を確立し、衣料品販売を中心とした二つの大型店舗と食料品販売を中心とした一つの大型店舗において 1 年間にわたり空調負荷を実測した。その結果に基づき、JIS における空調負荷モデルの妥当性について検討するとともに、大型店舗における業務用エアコンの運転特性についても解析を行った。さらに、実測した空調負荷と業務用エアコンの部分負荷特性に基づき、既存空調設備の運用変更による空調の省エネルギー化手法を考案した。

第 1 章では本研究の背景と目的および意義を明らかにするとともに、業務用エアコンの期間エネルギー消費評価と空調の省エネルギー化に関する過去の研究と現状を示し、本研究の位置付けを明らかにした。

第 2 章では、業務用エアコンの部分負荷性能試験を実施するため、自ら開発した試験設備の詳細と、空調能力の計測方法について説明した。

## 第 11 章 結論

---

第 3 章では、電気式の業務用エアコン (EHP) の部分負荷性能試験結果を示し、外気温度と空調負荷に対する COP の変化を明らかにするとともに、JIS B 8616:2006 により予測される COP と期間電力消費量の精度について評価した。建物用途は事務所、地域は名古屋市を想定した。主な結果を以下に示す。

- (3-1) 電気式の業務用エアコン (EHP) の部分負荷時における COP は、外気温度と空調負荷率 (室内空調負荷 / 定格空調能力) によって大きく変化する。
- (3-2) 外気温度に対しては、冷房の場合は気温が低いほど、暖房の場合は逆に気温が高いほど COP は上昇する。これは、室外の気温と室内の気温の差が小さくなった結果、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである。
- (3-3) 空調負荷率に対しては、冷房と暖房ともに空調負荷率が約 50 %で COP は最大値に達する。これは、空調負荷率が小さくなると、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなり、圧縮機の消費エネルギーが低減できるためである。
- (3-4) さらに負荷率が減少した約 25%では、COP が低下することが判明した。これは、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との熱交換量が小さくなり、冷媒と室外の空気または冷媒と室内の空気との温度差も小さくなるため、冷媒の高低圧力差が小さくなるが、冷凍機油の循環のため、冷媒の高低圧力差を一定レベルに戻そうとする制御が働き、冷媒の高低圧力差が周期的に増減を繰り返すためである。
- (3-5) JIS B 8616 : 2006 を EHP に適用した場合、冷房・暖房ともに空調負荷の低い条件において COP が過大に予測される傾向にある。その結果、この規格に基づき算出される期間エネルギー消費量は、実際の期間エネルギー消費量を冷房期間で約 10 %、暖房期間には約 30 %も下回り、通年エネルギー消費量は約 17 %過小評価される。

## 第 11 章 結論

---

第 4 章では、ガス式業務用エアコン（GHP）の部分負荷性能試験結果を示し、第 3 章で示した EHP における部分負荷特性と比較するとともに、JIS B 8627-1:2006 により予測される COP と期間エネルギー消費量の精度について評価した。主な結果を以下に示す。

- (4-1) GHP の部分負荷時における COP は、室外空気温度と空調負荷率によって大きく変化する。
- (4-2) 外気温度に対しては、GHP の冷房運転時、同一空調負荷率の下では外気温度が低いほど COP が上昇する。GHP の暖房運転時、EHP と同様に、同一空調負荷率では、外気温度が高いほど COP が高くなる。
- (4-3) 空調負荷率に対しては、冷房と暖房ともに、EHP では空調負荷率 50%で COP は極大値を示すが、GHP の COP は負荷率 100%で最大値を示し、負荷率の減少に伴い低下する。空調負荷率 50%で運転される時には、エンジンはほぼ定常状態で運転されるが、その回転数は空調負荷に対し高めに設定されており、冷房能力は 2 台のクラッチの ON-OFF による圧縮機の断続運転により制御されている。一方のクラッチが切断されている時にもエンジンは動力の一部を圧縮機に伝えない状態で 2 台接続時と同じ回転数を維持するため、エンジンのガス消費量は空調負荷の低下に応じて減少せず、これが GHP における COP の低下をもたらすと考えられる。
- (4-4) JIS B 8627-1:2006 に規定された GHP のエネルギー消費量算出法は、冷房・暖房ともに低空調負荷の条件において COP を過大予測する。COP の予測誤差は EHP の場合よりも大きく、その結果、JIS B 8627-1:2006 に基づき算出される期間エネルギー消費量は、実際の消費量を冷房期間で約 30%、暖房期間では約 50%下回り、通年エネルギー消費量は約 38%過小評価される。

## 第 11 章 結論

---

第 5 章では、前章までの結果に基づき JIS B 8616 : 2006 における性能試験条件及び方法の問題点を明らかにするとともに、期間エネルギー消費量評価方法の改良案を提示し、その有効性について検討した。主な結果を以下に示す。

- (5-1) 現行の評価手法は予測誤差が大きく、その主原因は低空調負荷率での性能を計測していないことと、試験条件の外気温度と空調負荷との整合性が取れていないことにある。
- (5-2) 現行の JIS B 8616 : 2006 に規定されている 5 点の性能試験条件を 6 点に増やすことにより COP 予測値の大幅な高精度化が可能であり、通年消費電力量の予測誤差は JIS B 8616 : 2006 に基づいた場合の約 17% から約 4% まで減少することが明らかになった。

第 6 章では、第 3 章と第 4 章に示した EHP と GHP の部分負荷性能試験の結果に基づき、両者の省エネルギー性と環境性について評価した。建物用途は事務所とし、空調負荷として JIS (JIS B 8616:2006, JIS B 8627-1:2006) および CASCADE III といった出典の異なる 2 種類のモデルを用いた。主な結果を以下に示す。

- (6-1) 空調負荷のモデルを変化させてもエアコンの省エネルギー性と環境性に及ぼす影響は比較的小さく、いずれのエアコンにおいても冷房運転時の期間一次エネルギー消費量は暖房運転時の約 2 倍に達する。
- (6-2) 省エネルギー性の評価指標として期間一次エネルギー消費量を算出し、比較した。その結果、GHP における年間の一次エネルギー消費量は、EHP の値を 40%~60% 上回ることが明らかになった。
- (6-3) 環境性の評価指標として二酸化炭素排出量を算出し、比較した。その結果、GHP における年間の二酸化炭素排出量は、EHP の値を約 69%~93% 上回ることが明らかになった。

## 第 11 章 結論

---

第 7 章では、第 3 章と第 4 章で採用した建物用途（事務所）と地域（名古屋市）に加えて、建物用途を戸建て店舗あるいはテナント店舗とした場合、また地域を仙台市（寒冷地）あるいは福岡市（温暖地）とした場合についても JIS による COP と期間エネルギー消費量の予測精度を評価した。さらに、外気温度の年間出現時間数を近年の気象データに基づく値に変更した場合の影響についても検討を加えた。主な結果を以下に示す。

- (7-1) 業務用エアコンの設置される建物用途を戸建て店舗、テナント店舗、および事務所とし、それぞれにおいて、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 による EHP と GHP の通年エネルギー消費効率 (APF) 算定方法を評価したところ、冷房期間においては建物用途に関わらず、低空調負荷領域において、COP が過大予測となっていた。暖房期間における COP の予測誤差は GHP の場合、建物用途に関係なく全温度域で COP が過大予測されていたのに対し、EHP の場合、建物用途によって大きく異なり、戸建て店舗では事務所とは逆に高空調負荷領域で COP が過小予測される傾向が認められた。これらの影響を受けて、APF の予測誤差についても、EHP では戸建て店舗：6.0%、テナント店舗：15.9%、事務所：22.3%と大きな違いが現れ、GHP ではいずれの建物用途でも 40%前後の予測誤差となっていた。
- (7-2) 業務用エアコンの使用地域を名古屋市に加え、寒冷地である仙台市、温暖地である福岡市の事務所として、EHP と GHP の期間一次エネルギー消費量を比較した。その結果、仙台では暖房期間の一次エネルギー消費量が冷房期間の 1.3 倍に達するのに対し、福岡では 30%程度にとどまり、地域による外気温度発生頻度の差が顕著に現れた。
- (7-3) 気象データが期間エネルギー消費量に及ぼす影響を検討するため、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の標準気象データと拡張アメダス気象データ (EA2000) を用いて EHP の期間消費電力量を比較した。その結果、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 に比べてデータが新しい EA2000 を用いた場合のエネルギー消費量は、事務所において冷房期間で約 17%増加するのに対し、暖房期間では約 24%減少し、戸建て店舗においても冷房期間で約 12%増加、暖房期間で約 16%減少となっており、いずれにしても近年の気温上昇の影響がエネルギー消費量に大きく反映されることが明らかになった。

## 第 11 章 結論

---

第 8 章では、衣料品販売を中心とした大型店舗において 1 年間にわたり空調負荷を実測した結果を示し、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における空調負荷モデルの妥当性を検討するとともに、エアコンの運転特性を解析し省エネルギー化への指針を得た。主な結果を以下に示す。

(8-1) 衣料品販売を中心とした二店舗の実測結果において、建物内空調負荷を外気温度に対して整理したところ、店舗により若干の差はあるものの、冷房負荷は外気温度 $t_j$ が $16^{\circ}\text{C}\sim 17^{\circ}\text{C}$ で発生し始め、外気温度に対して直線的に増加していく。これに対して、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 における戸建て店舗の空調負荷モデルは冷房負荷の発生開始温度が $5^{\circ}\text{C}$ 程度高いが、負荷を外気温度の 1 次関数で表すことは妥当であると言える。また、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の負荷モデルでは $t_j=15^{\circ}\text{C}\sim 21^{\circ}\text{C}$ で空調負荷が零と仮定されているが、実測結果には負荷が零となる温度帯は存在せず、空調負荷は外気温度の低下に伴い冷房負荷から暖房負荷へと連続的に移行する。さらに、店舗で実測された通年暖房負荷は通年冷房負荷の 30%程度であり、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の負荷モデルでは暖房負荷を過大に設定している。

(8-2) 衣料品販売を中心とした二店舗の夏季（8 月）と冬季（1 月）における空調の運転特性について調査するため、まず、全業務用エアコンの稼働時間数を空調負荷率別に整理したところ、店舗 A における夏季では 10%から 100%前後の負荷率まで、業務用エアコンの稼働時間数は比較的分散していたのに対し、店舗 A の冬季、及び店舗 B の夏季、冬季では負荷率 50%までの領域における発生頻度が高くなっており、ほとんどの業務用エアコンが低負荷率領域で運転していることが明らかになった。また、業務用エアコンが稼働する際の COP は各業務用エアコンの部分負荷特性や季節によって大きく異なり、そのばらつきも様々であるが、いずれにしても業務用エアコンの持つ性能を最大限生かしてきれていないことが判明した。

第 9 章では、第 8 章の結果と第 3 章、第 4 章に示したビル用マルチエアコンの部分負荷特性に基づき、導入空調設備容量の適正化及び稼働エアコン台数の適正化による空調の省エネルギー化手法について検討した。主な結果を以下に示す。



## 第 11 章 結論

---

(9-1) 現在、一般に行われている空調設備設計では、経験的に過剰容量の空調設備を導入することが多い。そこで、空調負荷の実測結果に基づき、建物内に設置する空調設備容量が通年エネルギー消費量に与える影響を検討した結果、設備容量を適正化して建物の最大空調負荷に近づけるほど、エネルギー消費量は減少することが明らかになった。特に、今回用いた大型店舗の空調負荷モデルに対して、業務用エアコンの導入台数を 24 台から 12 台に適正化した場合、EHP では冷房期間で約 39%、暖房期間で約 27%、GHP でも冷房期間で約 29%、暖房期間で約 10%のエネルギー消費量削減となり、大幅な省エネルギーとなることが判明した。

(9-2) 業務用エアコンの COP が空調負荷率によって変化する点に注目し、外気温度に合わせてエアコンの稼働台数を適正化するという省エネルギー化手法を検討した。その結果、常に全台数を稼働させる場合に比べて、エネルギー消費量は EHP において冷房期間で約 12%、暖房期間では約 30%、通年でも約 17%削減され、GHP においても冷房期間で約 12%、暖房期間では約 25%、通年でも約 15%削減され、稼働台数適正化による省エネルギー化手法は EHP, GHP のどちらに対しても同様な省エネルギー効果を期待できることが明らかになった。

第 10 章では、食料品販売を中心とした大型店舗において実測した空調負荷の結果を示し、第 8 章で示した衣料品販売を中心とした大型店舗での結果と比較・検討することにより、店舗の業務形態が空調負荷に及ぼす影響について明らかにした。主な結果を以下に示す。

(10-1) 食料品販売を中心とした大型店舗の空調負荷は、冷房負荷よりも暖房負荷のほうが極端に大きく、JIS B 8616:2006 および JIS B 8627-1:2006 の戸建て店舗やテナント店舗の空調負荷モデルとは大きく異なることが分かった。このため、新たな空調負荷モデルの作成が必要であることが分かった。

(10-2) 衣料品販売を中心とした大型店舗との比較から、室内空調負荷には内部発熱が大きな影響を及ぼすことが明らかとなった。以上の点から、APF の高精度化のためには建物用途の新たな分類とそれぞれに対する新たな空調負荷モデルの作成が必要と考えられる。

### 今後の展望

今後検討すべき課題として、以下の項目がある。

- ①使用実態に即した性能試験方法（部分負荷性能試験）の認知度向上と規格化
- ②容易に計算できる、実質的な通年エネルギー消費効率の提案と規格化
- ③大型店舗を対象とした新たな空調負荷モデルの提案と規格化
- ④実質的な通年エネルギー消費効率を向上させた業務用エアコンの開発

以上の課題に対する詳細な説明と今後の展望を、以下に記す。

- ①使用実態に即した性能試験方法の認知度向上と規格化

第 1 章、第 3 章、第 4 章で述べたように、使用実態に即した性能試験を行うためには、Table 1.6 に示す、従来の圧縮機の回転数を固定した状態で行う定格能力試験や中間能力試験に代わり、エアコンの実際の運転と同様に、エアコン自体が圧縮機やファンの回転数制御、冷媒の流量制御を行うことによって、室内温度制御を行う部分負荷性能試験を行う必要がある。部分負荷性能試験の重要性を関係業界や関係学会に十分に訴求し、標準的な試験方法として、JIS 規格、ISO 規格への採用を働きかける必要がある。今後の活動により、実現していきたい。

- ②容易に計算できる、実質的な通年エネルギー消費効率の提案と規格化

通年エネルギー消費効率 (APF) が導入されるまで、業務用エアコンのエネルギー消費効率を表す指標としては、主に、冷房と暖房の二つの定格能力試験の COP が用いられていた。COP の定義は、定格試験で測定された空調能力を消費エネルギーで割って求められ、簡明であり、容易に計算できるため、複雑な計算で求められる、難解な通年エネルギー消費効率 (APF) とは対照的である。しかも、第 3 章、第 4 章および第 7 章で述べたように、通年エネルギー消費効率 (APF) は、年間を通じた発生頻度の高い低空調負荷率時に、エネルギー消費効率を過大に評価している。

このため、容易に計算でき、しかも、実質的に意味のある通年エネルギー消費効率の定義が必要である。例えば、Table 5.1, Table 5.2 に示す試験条件で得られた COP に重み係数をかけて平均化することが考えられる。この考え方は、米国 ARI (Air conditioning & Refrigeration Institute) が負荷の異なる 4 点の COP から期間成績係数を定義した簡易的指標であり、米国のチリングユニットのカタログに COP とともに併記されている IPLV (Integrated Part Load Value)<sup>66), 67), 68)</sup>を参考に行っている。

## 第 11 章 結論

---

### ③大型店舗を対象とした新たな空調負荷モデルの提案と規格化

第 8 章および第 10 章で述べたように、衣料品販売を中心とした大型店舗では、照明による内部発熱があるため、冷房負荷が暖房負荷より大きく、事務所の空調負荷モデルに似ている。一方、食料品販売を中心とした大型店舗では、ショーケースからの冷気漏れにより、暖房負荷が冷房負荷より大きい。今後の研究により、さらに、測定事例を積み重ねて、新たな空調負荷モデルを規格化していきたい。

### ④実質的な通年エネルギー消費効率を向上させた業務用エアコンの開発

業務部門の省エネルギー化を推進するためには、年間を通じた発生頻度の高い低空調負荷率時に、エネルギー消費効率を向上させなければならない。そのためには、業務用エアコンの冷凍機油の循環などに配慮した、冷媒回路の制御を抜本的に見直す必要があると考えられる。第 1 章で述べたように、エアコンの冷媒に関しては、HFC（ハイドロフルオロカーボン）などの地球温暖化影響係数の大きい冷媒から HFO（ハイドロフルオロオレフィン）などの地球温暖化影響係数の小さい冷媒へ転換することが極めて大きな課題となっており、直ぐに製品化することは難しいと考えられる。

現在、新エネルギー産業技術開発機構（NEDO; New Energy and Industrial Technology Development Organization）が主催している、次世代型ヒートポンプシステム研究委員会のワーキンググループに筆者が参加し、実質的な通年エネルギー消費効率を向上させた業務用エアコンの開発の重要性を訴求している。筆者の提案により、同委員会の中間報告書に、2020 年以降に実現する次世代型ヒートポンプシステムとして、五つの開発項目の一つとして、「実負荷に合わせた年間効率向上ヒートポンプ」が記載された。今後の研究開発課題として取り組んでいきたい。



## 参考文献

- 1) Climate Change 2007, Synthesis Report, An Assessment of the Intergovernmental Panel on Climate Change, This underlying report, adopted section by section at IPCC Plenary XXVII (Valencia, Spain, 12-17 November 2007), represents the formally agreed statement of the IPCC concerning key findings and uncertainties contained in the Working Group contributions to the Fourth Assessment Report.
- 2) 経済産業省資源エネルギー庁, 平成 19 年度エネルギーに関する年次報告書 (エネルギー白書 2008), 平成 20 年 5 月 27 日 閣議決定・国会報告.
- 3) (財) 省エネルギーセンター作成 (資源エネルギー庁より委託), 平成 18 年度版 業務用ビルにおける省エネ推進のてびき.
- 4) 中部電力株式会社・東芝キャリア株式会社, プレスリリース, 国内最高効率のビル用マルチエアコンを開発, 平成 15 年 6 月 4 日.  
[http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press2003/0604\\_1.html](http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press2003/0604_1.html)
- 5) 中部電力株式会社・三菱電機株式会社・関西電力株式会社, プレスリリース, 空冷式ヒートポンプチラー「コンパクトキューブ」の共同開発および発売のお知らせ, 平成 20 年 2 月 6 日.  
[http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press2008/0206\\_1.html](http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press2008/0206_1.html)
- 6) 中部電力株式会社・空研工業株式会社, プレスリリース, 大規模ビル・工場向け省エネ型電気式冷暖房システムの開発について, 平成 21 年 4 月 27 日  
[http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press/ac\\_press/1205953\\_1034.html](http://www.chuden.co.jp/corpo/publicity/press/ac_press/1205953_1034.html)
- 7) 社団法人日本ビルエネルギー総合管理技術協会, 「ビルのエネルギー管理事業者向け情報提供等事業」 事業報告概要, 平成 20 年 3 月 .
- 8) (社) 日本冷凍空調工業会調べ, 2005 年.
- 9) 財団法人日本規格協会, JIS B 8616:2006, パッケージエアコンディショナ (2006) .
- 10) 財団法人日本規格協会, JIS B 8627-1:2006, ガスヒートポンプ冷暖房機—第 1 部: 一般的要求事項 (2006) .

## 参考文献

---

- 11) (社) 日本冷凍空調工業会, 冷凍と空調, No. 579, 2009. 8.
- 12) (社) 日本冷凍空調工業会ホームページ, 試験センタートップ, パッケージエアコン試験設備.  
[http://www.jraia.or.jp/frameset\\_test.html](http://www.jraia.or.jp/frameset_test.html)
- 13) 永松・渡邊・尹, マルチエアコンの性能特性, 外気温, 負荷率のエネルギー消費効率に及ぼす影響, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2004), (A106-1)-(A106-4).
- 14) 渡辺・田中・飛原, パッケージエアコンディショナの期間エネルギー消費に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 21 (2004), 157-165.
- 15) 白井・中邨・小峰, ビル用マルチパッケージエアコンの期間性能の評価方法に関する研究, (第1報) カタログに基づくビルマルチ最新機種のエネルギー消費効率の傾向, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), 997-1000.
- 16) 白井・中邨・小峰, ビル用マルチパッケージエアコンの期間性能の評価方法に関する研究, (第2報) JRA 規格における期間総合熱負荷等に関する検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), 1001-1004.
- 17) 清水・湯本・亀谷・野部, カロリーボックスにおける個別分散空調機の性能評価手法の検討, その1: 定負荷時の場合, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), 1933-1936.
- 18) 湯本・清水・野部・亀谷, カロリーボックスにおける個別分散空調機の性能評価手法の検討, その2: 変動負荷時の場合, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2005), 1937-1940.
- 19) 元・吉田・佐土原・亀谷・野部・市川, 国立大学キャンパスに設置された電動マルチヒートポンプの実運転性能に関する調査研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2006), 127-130.
- 20) 根岸・山口・合田・三浦, 個別分散空調システム性能検証のための熱量測定に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2006), 1021-1024.

## 参考文献

---

- 21) 渡邊・柳井・加藤・大島・菊池・前山, 個別分散型パッケージ空調システムの性能評価, (その1) 事務所ビルにおける性能評価方法検討と COP 分析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1747-1750.
- 22) 加藤・田尻・高橋・亀谷, 実運用時における熱フラックス計測による個別分散空調機の性能評価法, 吹出し気流計測の精度向上に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1771-1774.
- 23) 芳賀・清水・野部, 室外機排熱フラックスサンプラーによる個別分散空調機の運用時性能評価法, その1: 室外機排熱サンプラー試作機の仕様, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2006), 115-118.
- 24) 清水・芳賀・湯本・亀谷・野部, 室外機排熱フラックスサンプラーによる個別分散空調機の運用時性能評価法, その2: カロリーボックスにおける精度検証, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2006), 119-122
- 25) 中村・川島・橘, マルチパッケージの現地性能計測に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2006), 1009-1012.
- 26) 芳賀・中村・野部, プローブ挿入法によるマルチユニット方式の運用時性能評価法, (第1報) プローブ挿入法の考え方, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2007), 927-930.
- 27) 中村・芳賀・野部, プローブ挿入法によるマルチユニット方式の運用時性能評価法, (第2報) 暖房運用時における実測例, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2007), 931-934.
- 28) 田中・中村・野部・市川, プローブ挿入法によるマルチユニット方式の運用時性能評価法, (第3報) マルチ型ガスヒートポンプパッケージ空調機の長期連続計測, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1735-1738.
- 29) 中村・田中・野部, プローブ挿入法によるマルチユニット方式の運用時性能評価法, (第4報) 発電機能付き GHP ユニットの長期連続計測, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1739-1742.
- 30) 中村・田中・野部, プローブ挿入法によるマルチユニット方式の運用時性能評価法, (第5報) マルチ型ガスヒートポンプパッケージ空調機の寒冷地における長期連続計測, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), 1007-1010.

## 参考文献

---

- 31) 浅井・川島・三浦・山羽, 大学施設におけるマルチ型空調システムの実測による性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1731-1734.
- 32) 湯本・柳原・市川・野部・亀谷, 個別分散空調機の性能評価手法の検討, 室外機廃熱量からの評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2006), 111-114.
- 33) 高橋・戸田・亀谷, コンプレッサーカーブ法を用いた GHP 空調機の性能評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2007), 963-966.
- 34) 西野・加井・橋本・平岡・弘本・菰田・田淵, 個別分散型 HP パッケージの高度利用に関する研究 (第十報) ビル用マルチの COP 評価法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1755-1758.
- 35) 菰田・平岡・弘本・菰田・田淵・田辺・富樫・加井・橋本・西野, 個別分散型 HP パッケージの高度利用に関する研究, (第十一報) 個別分散型 HP パッケージ方式を採用したオフィスの空調システム性能評価法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1759-1762.
- 36) 若原・岸・加藤・亀谷, 圧縮機流量特性に基づく個別分散空調機の性能評価法に関する研究, 寒冷地における GHP 空調機の運転特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), 1019-1022.
- 37) Suzuki, Y., Hiraoka, M., Tanabe, S., Research on the Advanced Use of Multi-Split Type Air-Conditioning System, Conference Proceedings, 9th International IEA Heat Pump Conference, 2008, Zurich, s6-p10.
- 38) 株式会社イーエス (E's Inc.) ホームページ, GHP・EHP 現地能力測定用簡易能力測定装置 E-measure (イーメジャー)
- 39) 社団法人日本冷凍空調工業会, 試験設備相互較正用依頼試験取扱規定, 2004年4月12日制定, 2004年11月1日改訂.
- 40) 社団法人日本冷凍空調工業会試験センター, パッケージエアコンディショナ標準性能試験方法細則 (文書番号:2-C-03), 2004年1月1日制定, 2008年9月1日改訂.
- 41) 社団法人日本冷凍空調工業会試験センター, パッケージエアコンディショナ標準性能試験パッケージエアコンディショナ暖房低温性能試験方法細則 (文書番号:2-C-04), 2004年1月1日制定, 2006年11月13日改訂.



## 参考文献

---

- 42) Goff, J. A., and S. Gratch, Low-pressure properties of water from -160 to 212 ° F, in Transactions of the American Society of Heating and Ventilating Engineers, pp 95-122, presented at the 52nd annual meeting of the American Society of Heating and Ventilating Engineers, New York, 1946.
- 43) 廣田・渡邊・古川・永松, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究, 第1報:EHPにおける期間エネルギー消費, 日本冷凍空調学会論文集, 24 (2007), 303-314.
- 44) Watanabe, C., Nagamatsu, K., Nakayama, H., Hirota, M., Ohashi, E., A new test and evaluation method of annual energy efficiency of multiple air-conditioners for buildings, Conference Proceedings, 9th International IEA Heat Pump Conference, 2008, Zurich, s3-p19.
- 45) 財団法人日本規格協会, JIS B 8615-1:1999, エアコンディショナー第1部:直吹き形エアコンディショナーとヒートポンプ—定格性能及び運転性能試験方法 (1999).
- 46) 渡邊・大橋・永松・中山・廣田, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究, 第2報:EHPとGHPの比較, 日本冷凍空調学会論文集, 26 (2009), 225-236.
- 47) Watanabe, C., Nagamatsu, K., Nakayama, H., Hirota, M., Ohashi, E., Performance Characteristics of Multi-type Air-Conditioners for Buildings under Partial Thermal Load, Proc. Int. Sym. Eco Topia Science 2007, (ISETS07), Nagoya, Paper ID 1288 (in CD-ROM).
- 48) Watanabe, C., Hirota, M., Ohashi, E., Nagamatsu, K., Nakayama, H., Evaluation of Annual Performance of Multi-type Air-conditioners for Buildings (Comparison of EHP and GHP), Proceedings of the International Conference on Power Engineering - 09, (ICOPE-09), Kobe, Vol. 3, pp. 3-139 - 3-144.
- 49) 財団法人日本規格協会, JIS B 8627-2:2000, ガスヒートポンプ冷暖房機—第2部:直吹き形ガスヒートポンプ冷暖房機 定格性能及び運転性能試験 (2000).
- 50) 古川・廣田・渡邊・永松・菅原, ビル用マルチエアコンの期間性能評価 (省エネ性・環境性の評価), 日本冷凍空調学会年次大会講論集 (2006), (B307-1)-(B307-4).

## 参考文献

---

- 51) 建築設備技術者協会, 設計容量算定用間欠空調熱負荷計算プログラム  
Micro-Peak / 2000 (2000)
- 52) 空気調和・衛生工学会, 都市ガスによるコージェネレーション評価プログラム CASCADE III (2003).
- 53) 中部電力株式会社, Annual Report 2009,  
<http://www.chuden.co.jp/english/investor/ir/pdf/annual09.pdf>.
- 54) 東邦ガス株式会社, 2009 環境・社会報告書,  
[http://www.tohogas.co.jp/co\\_index/pdf/eco2009.pdf](http://www.tohogas.co.jp/co_index/pdf/eco2009.pdf).
- 55) Watanabe, C., Ohashi, E., Hirota, M., Nagamatsu, K., Nakayama, H.,  
Evaluation of Annual Performance of Multi-type Air-conditioner for  
Building, The 2nd International Forum on Heat Transfer, 2008,  
(IFHT2008), Tokyo, Paper ID 174 (in CD-ROM).
- 56) Watanabe, C., Ohashi, E., Hirota, M., Nagamatsu, K., Nakayama, H.,  
Evaluation of Annual Performance of Multi-type Air-conditioner for  
Building, Special Issue on the Second International Forum on Heat  
Transfer, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.4, No.4, 2009,  
pp. 483-493.
- 57) 大橋・渡邊・廣田・永松・中山, ビル用マルチエアコンの期間性能評価に  
関する研究, 日本冷凍空調学会年次大会 (2007), (C111-1)-(C111-4).
- 58) 松尾・他, 空調設備の動的熱負荷計算入門, 日本建築設備士協会 (1980).
- 59) 拡張アメダス気象データ, 日本建築学会 (2005).
- 60) Watanabe, C., Nakayama, H., Sakuraba, I., Nagamatsu, K., Miyaoka, Y.,  
Ohashi, E., Hirota, M., Experimental Study on Energy Saving of Mass  
Merchandising Stores by Operational Changes of Air-Conditioning System,  
R'09 Twin World Congress and World Resources Forum, 2009, Nagoya and  
Davos, Paper ID 75 (in CD-ROM).

## 参考文献

---

- 61) 大橋・渡邊・廣田・永松・中山・宮岡, 量販店舗における建物内空調負荷の実測に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2008), 1779-1782.
- 62) 大橋・渡邊・永松・中山・宮岡・廣田, 量販店舗における個別分散空調の省エネ化に関する検討, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(2008), (D112-1)-(D112-4).
- 63) 渡邊・宮田・中山・宮岡・大橋・廣田, 戸建て量販店舗における建物内空調負荷の実測と省エネ化の検討, 第43回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集 (2009), 講演番号 25 (in CD-ROM).
- 64) 中山・渡邊・宮岡・宮田・廣田, 業務形態の異なる戸建て店舗におけるエネルギー消費と空調負荷の実測, (第1報) エネルギー消費量の比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), 2239-2242.
- 65) 宮田・渡邊・中山・宮岡・廣田, 業務形態の異なる戸建て店舗におけるエネルギー消費と空調負荷の実測, (第2報) 空調負荷の比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009), 2243-2246.
- 66) ARI:Standard 210/240: Unitary Air Conditioning and Air source Heat Pump Equipment(2003), pp. 39-41.
- 67) ARI:Standard 340/360: Industrial Unitary Air Conditioning and Heat Pump Equipment(2000), pp. 14-16.
- 68) ARI:Standard 550/590: Chilling Packages using the Vapor Compression(2003), pp. 24-27.

## 参考文献

---

## 発表論文

### 1. 学会論文

論文題目	発表学会および発表期日	著者
1-1 ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究 - 第1報：EHPにおける期間エネルギー消費 -	日本冷凍空調学会論文集, Trans. of the JSRAE, Vol.24, No.4 (2007), pp. 303-314	廣田真史 渡邊激雄 古川正英 永松克明
1-2 ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究 - 第2報：EHPとGHPの比較 -	日本冷凍空調学会論文集, Trans. of the JSRAE, Vol.26, No.3 (2009), pp. 225-236	渡邊激雄 大橋英一郎 永松克明 中山浩 廣田真史
1-3 Evaluation of Annual Performance of Multi-Type Air-Conditioners for Buildings	Special Issue on the Second International Forum on Heat Transfer, Journal of Thermal Science and Technology, Vol.4, No.4, (2009), pp.483-493	Choyu Watanabe, Ei-ichiro Ohashi, Masafumi Hirota, Katsuaki Nagamatu, Hiroshi Nakayama

## 発表論文

### 2. 国際学会

論文題目	発表学会および発表期日	著者
2-1 Performance Characteristics of Multi-Type Air-Conditioners for Buildings under Partial Thermal Load	International Symposium on EcoTopia Science 2007, Nagoya, Japan, November 24, 2007, in CD-ROM	Choyu Watanabe, Katsuaki Nagamatsu, Hiroshi Nakayama, Masafumi Hirota, Ei-ichiro Ohashi
2-2 Evaluation of Annual Performance of Multi-type Air-conditioner for Building	The 2nd International Forum on Heat Transfer, Tokyo, Japan, September 17, 2008, in CD-ROM	Choyu Watanabe, Ei-ichiro Ohashi, Masafumi Hirota, Katsuaki Nagamatsu, Hiroshi Nakayama
2-3 A New Test and Evaluation Method of Annual Energy Efficiency of Multiple Air-Conditioners for Buildings	9th International Energy Agency Heat Pump Conference, Zürich, Switzerland, May 20, 2008, in CD-ROM	Choyu Watanabe, Katsuaki Nagamatsu, Hiroshi Nakayama, Masafumi Hirota, Ei-ichiro Ohashi
2-4 Experimental Study on Energy Saving of Mass Merchandising Stores by Operational Changes of Air-Conditioning System	R'09 Twin World Congress and World Resources Forum, Nagoya, Japan, September 15, 2009, in CD-ROM	Choyu Watanabe, Katsuaki Nagamatsu, Hiroshi Nakayama, Masafumi Hirota, Ei-ichiro Ohashi
2-5 Evaluation of Annual Performance of Multi-Type Air-Conditioner for Buildings (Comparison of EHP and GHP)	International Conference on Power Engineering-09, Kobe, Japan, November 17, 2009, in CD-ROM	Choyu Watanabe, Masafumi Hirota, Ei-ichiro Ohashi, Katsuaki Nagamatsu, Hiroshi Nakayama

## 発表論文

### 3. 口頭発表

論文題目	発表学会および発表期日	著者
3-1 ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究	第 40 回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, 東京海洋大学, 2006 年 4 月 20 日	古川 正英・廣田 真史 渡邊 激雄・永松 克明 菅原 敏則
3-2 ビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費評価に関する研究	第 16 回環境工学総合シンポジウム 2006, 東京, (独) 産業技術総合研究所臨海副都心センター, 2006 年 7 月 12 日	古川 正英・廣田 真史 渡邊 激雄・永松 克明 菅原 敏則
3-3 ビル用マルチエアコンの期間エネルギー消費評価に関する研究	空気調和・衛生工学会大会, 長野市, 信州大学, 2006 年 9 月 27 日	古川 正英・廣田 真史 渡邊 激雄・永松 克明 菅原 敏則
3-4 ビル用マルチエアコンの期間性能評価(エネルギー消費量評価方法の検討)	2006 年度日本冷凍空調学会年次大会, 福岡市, 九州大学, 2006 年 10 月 22 日	古川 正英・廣田 真史 渡邊 激雄・永松 克明 菅原 敏則
3-5 ビル用マルチエアコンの期間性能評価(省エネ性・環境性の評価)	2006 年度日本冷凍空調学会年次大会, 2006 年 10 月 22 日, 福岡市, 九州大学	古川 正英・廣田 真史 渡邊 激雄・永松 克明 菅原 敏則
3-6 ビル用マルチエアコンの期間性能評価手法に関する研究	第 41 回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, 東京海洋大学, 2007 年 4 月 18 日	廣田 真史・古川 正英 渡邊 激雄・永松 克明 徳田 匡彦
3-7 ビル用マルチエアコンの期間性能評価に関する研究	2007 年度日本冷凍空調学会年次大会, 小金井市, 東京農工大学, 2007 年 10 月 22 日	大橋 英一郎・渡邊 激雄 廣田 真史・永松 克明 中山 浩
3-8 量販店舗における個別分散空調負荷の実測に関する研究	第 42 回空気調和・冷凍連合講演会, 東京, 東京海洋大学, 2008 年 4 月 23 日	廣田真史・大橋 英一郎 渡邊激雄・永松 克明 中山 浩・宮岡 洋一

## 発表論文

論文題目	発表学会および発表期日	著者
3-9 量販店舗における空調負荷実測に関する研究	第 45 回日本伝熱シンポジウム, つくば市, つくば国際会議場 及び (独) 科学技術振興機構, 2008 年 5 月 21 日	中山 浩・渡邊 激雄 永松 克明・宮岡 洋一 大橋 英一郎・廣田 真史
3-10 量販店舗における建物内空調負荷の実測に関する研究	平成 20 年度空気調和・衛生工学会大会, 草津市, 立命館大学, 2008 年 8 月 29 日	大橋 英一郎・渡邊激雄 廣田真史・永松 克明 中山 浩・宮岡 洋一
3-11 店舗空調設備の運用変更による省エネ化に関する研究	2008 年度日本冷凍空調学会年次大会, 大阪市, 大阪市立大学, 2008 年 10 月 20 日	中山 浩・渡邊 激雄 櫻場 一郎・永松 克明 宮岡 洋一・大橋 英一郎 廣田 真史
3-12 量販店舗における個別分散空調の省エネ化に関する検討	2008 年度日本冷凍空調学会年次大会, 大阪市, 大阪市立大学, 2008 年 10 月 20 日	大橋 英一郎・渡邊 激雄 永松 克明・中山 浩 宮岡 洋一・廣田 真史
3-13 戸建て量販店舗における建物内空調負荷の実測と省エネ化の検討	第 43 回空気調和・冷凍連合講演会, 2009 年 4 月 22 日, 東京, 東京海洋大学	渡邊 激雄・宮田 秀俊 中山 浩・宮岡 洋一 大橋 英一郎・廣田 真史
3-14 業務形態の異なる戸建て店舗におけるエネルギー消費量と空調負荷の実測 (第 1 報) エネルギー消費量の比較	平成 21 年度空気調和・衛生工学会大会, 熊本市, 崇城大学, 2009 年 9 月 17 日	中山 浩・渡邊 激雄 宮岡 洋一・宮田 秀俊 廣田 真史
3-15 業務形態の異なる戸建て店舗におけるエネルギー消費量と空調負荷の実測 (第 2 報) 空調負荷の比較	平成 21 年度空気調和・衛生工学会大会, 熊本市, 崇城大学, 2009 年 9 月 17 日	宮田 秀俊・渡邊 激雄 中山浩・宮岡 洋一 廣田 真史
3-16 戸建て量販店舗における個別分散空調の省エネに関する研究	日本冷凍空調学会年次大会, 東京, 中央大学, 2009 年 10 月 21 日	渡邊 激雄・宮田 秀俊 中山 浩・宮岡 洋一 廣田 真史



## 謝辞

本研究は、平成19年4月から平成22年3月まで、筆者が自己啓発を目的として、名古屋大学大学院工学研究科機械理工学専攻機械情報システム工学分野マイクロ・ナノ機械システム講座に在学し、日常的に職場（中部電力株式会社技術開発本部エネルギー応用研究所）で行ってきた研究をまとめたものです。

本研究のご指導を賜りました、指導教員の新美智秀教授と三重大学大学院の廣田真史教授に心より御礼申し上げます。

本論文をまとめるにあたり、貴重なご意見、ご助言を賜りました、名古屋大学大学院工学研究科の機械理工学専攻機械科学分野環境・エネルギー工学講座の山下博史教授、酒井康彦教授、名古屋大学大学院電子情報システム専攻エネルギーシステム講座の鈴置保雄教授に心より御礼申し上げます。

本研究の実施にあたり、空調負荷計測にご協力頂いた大型店舗の関係各位に厚く御礼申し上げます。

本論文の内容に深く関係し、日頃の研究活動にご支援を頂いております、(社)日本冷凍空調工業会、(社)日本冷凍空調学会、(社)日本機械学会、(社)空気調和衛生工学会、(財)ヒートポンプ・蓄熱センター等の関係各位に厚く御礼申し上げます。

本研究の実施にご支援を頂いた、中部電力株式会社技術開発本部関係各位、同本部エネルギー応用研究所関係各位、特にご助力頂いた、同研究所都市・産業技術グループの中山浩専門研究員、永松克明研究副主査、櫻場一郎研究主査に心より感謝申し上げます。また、同社法人営業部門各位、特に大型店舗の計測にご尽力頂いた同社名古屋支店法人営業部の宮岡洋一課長に心より感謝申し上げます。

名古屋大学大学院工学研究科博士課程前期課程修了者の古川正英氏（現ソニー株式会社）と大橋英一郎氏（現トヨタ自動車株式会社）、三重大学大学院工学研究科博士課程前期課程在学中の宮田秀俊氏のご協力に心より感謝申し上げます。

## 謝辞

---

名古屋大学大学院工学研究科で修士の学位を得たのは、昭和54年です。爾来、31年を経て、博士の学位論文を書き上げることができました。出身学科の同級生の新美教授に本論文を提出できることを、大変うれしく存じます。

前期課程時代の恩師の河合望名誉教授、学部時代の恩師の村上澄男名誉教授に、このことをご報告申し上げたいと存じます。

私は、明治時代の文芸評論家・思想家、高山樗牛（たかやま ちよぎゅう）の「己の立てるところを深く掘れ。そこには必ず泉あらん。」という言葉が好きです。本研究のテーマは身近にある業務用エアコンの省エネルギー化に関するものであり、地球環境にも大きな影響を与えるものです。まさに、己の立てるところを深く掘ることになりました。

最後に、私を支えてくれた家族に感謝します。

平成 22 年 3 月