

空調用熱源システムにおける  
設計と運転計画の最適化に関する研究

表 見 録



空調用熱源システムにおける  
設計と運転計画の最適化に関する研究

目次

第1章 研究の背景と意義 ..... 1

1.1 研究の背景 ..... 1

1.2 研究の意義 ..... 2

1.3 研究の目的 ..... 3

1.4 研究の範囲 ..... 4

1.5 研究の方法 ..... 5

1.6 研究の成果 ..... 6

1.7 研究の結論 ..... 7

1.8 研究の展望 ..... 8

第2章 空調用熱源システムの最適化 ..... 9

2.1 空調用熱源システムの構成 ..... 9

2.2 最適化の手法 ..... 10

2.3 最適化の結果 ..... 11

2.4 最適化の効果 ..... 12

2.5 最適化の課題 ..... 13

2.6 最適化の展望 ..... 14

第3章 空調用熱源システムの運転計画 ..... 15

3.1 運転計画の重要性 ..... 15

3.2 運転計画の手法 ..... 16

3.3 運転計画の結果 ..... 17

3.4 運転計画の効果 ..... 18

3.5 運転計画の課題 ..... 19

3.6 運転計画の展望 ..... 20

第4章 結論 ..... 21

4.1 研究の結論 ..... 21

4.2 研究の展望 ..... 22

赤司 泰義

## 目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景と目的	1
1.2 既往の研究	6
1.3 研究の内容	10
第2章 建物熱負荷と熱源機器エネルギー消費量の実測と計算	13
2.1 はじめに	13
2.2 対象建物の概要	15
2.3 熱負荷の実測と動的熱負荷計算	21
2.3.1 実測の内容と項目	21
2.3.2 計算方法	25
2.3.3 実測値と計算値の比較	31
2.4 熱源機器エネルギー消費量の実測と計算	34
2.4.1 実測の内容と項目	34
2.4.2 計算方法	39
2.4.3 実測値と計算値の比較	41
2.5 まとめ	44
第3章 建物熱負荷特性と熱源機器エネルギー消費特性の同定	45
3.1 はじめに	45
3.2 システム同定手法	47

3.3 熱負荷モデルと熱源機器モデル	50
3.3.1 熱負荷モデル	50
3.3.2 熱源機器モデル	53
3.4 同定手法の適用と特性解析	56
3.4.1 熱負荷特性解析	56
3.4.2 エネルギー消費特性解析	62
3.5 まとめ	67

#### 第4章 熱源システム運転計画における最適化手法 69

4.1 はじめに	69
4.2 多段決定過程の離散的最適化手法	70
4.2.1 動的計画法	70
4.2.2 逐次パラメータ変化法	74
4.3 最適化手法の適用例	77
4.3.1 計算方法	77
4.3.2 動的計画法と逐次パラメータ変化法による最適化の比較	81
4.4 まとめ	87

#### 第5章 熱源システムの最適運転計画 89

5.1 はじめに	89
5.2 熱源システムモデルの構築とエネルギー消費量の計算方法	92
5.2.1 熱源機器（空気熱源ヒートポンプチラーとガス焚き冷温水発生機）	93
5.2.2 温度成層型蓄熱槽	94
5.2.3 冷却塔	100
5.2.4 向流型プレート式水-水熱交換器	102
5.2.5 熱源システムモデルとエネルギー消費量の計算方法	104

5.3 最適化に関する計算方法	106
5.3.1 目的関数と操作変数	106
5.3.2 最適運転計画シミュレーションフローと入力実測データ	108
5.4 熱源システムの最適運転計画シミュレーション	110
5.4.1 運転方式と操作量の経時変化	110
5.4.2 運転方式と目的関数の期間評価	114
5.4.3 最適運転計画における操作変数の感度解析	118
5.5 まとめ	121

#### 第6章 熱源システムの最適設計 123

6.1 はじめに	123
6.2 建物と空調機器の計算モデル	125
6.2.1 対象建物と熱負荷モデル	125
6.2.2 空調機器モデル	128
6.2.3 建物と空調システムの統合	133
6.3 計算方法	136
6.4 熱源システムの最適設計	140
6.4.1 熱源機器の装置容量比と除去熱量および室温変動	141
6.4.2 熱源機器の装置容量比と目的関数の評価	149
6.5 まとめ	155

#### 第7章 総括 157

参考文献	163
本論文に関連する既発表文献	169
謝辞	171

## 第1章 序論

### 1.1 研究の背景と目的

建築における熱負荷と空調システムのシミュレーションに関するこれまでの研究は、建築部材の熱物性や機器性能などの設計データに基づいた竣工前の熱環境設計と空調設備設計に主眼を置いてなされてきた。1940年代から1950年代にかけて、前田、長谷川らによる非常熱伝導理論と室温変動理論に関する基礎的な研究が行われ、1967年のD.G.StephensonとG.P.MitalasによるResponse Factor Method（応答係数法）という数値的合成積演算アルゴリズムの提案を契機に、1970年代から齋藤、木村、松尾、石野らによって種々の熱負荷計算方法が精力的に開発された。これらの研究成果として1972年に空気調和・衛生工学会より空調設備の動的熱負荷計算プログラムHASP/ACLD/7101が発表され、現在では熱負荷と空調システムの標準的なシミュレーションプログラムとしてHASP/ACLD/8501<sup>1)</sup>とHASP/ACSS/8502<sup>2)</sup>（以下、HASP）が提供されている。また、その他の民間企業や研究教育機関でもシミュレーションプログラムを独自に開発し、熱環境設計や空調設備設計に利用している<sup>3)</sup>。

ところが、この熱負荷と空調システムのシミュレーションは機械や電気といった他の工学分野のシミュレーションと比較すると不確定要素が非常に多く、それらの要素が熱負荷やエネルギー消費量の算定に与える影響も大きいという特徴がある。また、従来より計測や監視に関する設備が他の空調設備や衛生設備と比べて二次的なものと捉えられがちで、空調システムの長期にわたる詳細な運転実績データが採取されている例は非常に希であった。そのため、一般に利用されているHASPなどのシミュレーションプログラムによる計算においても、その精度が十分に確認されているとは言い難い状況にある。特に、機器の性能については、実験室で人工的に環境を制御した場合と実際の空調システムに組み込まれて稼働している場合とでは必ずしも一致しないのが一般的であり、その結果、日常的な空調システムの運転に関する明確な指針がほとんど示されないまま、管理者の経験と勘に頼って行われているのが現状である。そのため、空調システムの設計および運転において過大な安全係数を見込む結果となっている可能性が非常に大きい。

近年におけるわが国の部門別エネルギー消費量は、産業部門を除いた民生部門、運輸部門で増加の傾向を示しており、特に、民生部門は今後の居住水準の向上やOA機器などの室内

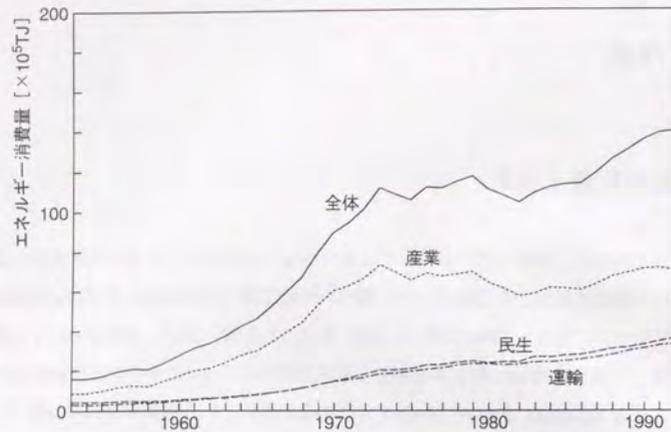


図 1.1 部門別エネルギー消費量の経年変化

発熱量の増大にともなって将来的にも継続して伸びることが予想される<sup>4)</sup>(図 1.1)。最近では、地球環境問題に関連して建築においても省エネルギーを推進していくことが国際的に求められており、行政サイドでも 1979 年に策定した「エネルギーの使用の合理化に関する法律(省エネ法)」を 1992 年に改正し、従来の省エネルギー基準の見直しと強化を図っている<sup>5)</sup><sup>6)</sup>。改正されたこの省エネ法では、これまでの省エネ施策が建築物の設計施工段階にとどまっていたのを、さらに、その運用管理段階の省エネ施策へと拡大した点が大きな特徴となっている。一方、ここ数年のエネルギー消費量に関する社会的な問題の 1 つに電力ピーク負荷の増大が挙げられる。図 1.2 は採用された熱源方式の割合における経年変化を、図 1.3 は延べ床面積と熱源方式の関係を示したものの<sup>7)</sup>であるが、中央方式に対して個別方式の割合が年々増加しており、個別方式の採用は延べ床面積 10,000m<sup>2</sup>以下の建物で顕著である。個別方式は業務時間の多様化、快適性における個人差、内部負荷の偏在化に容易に対応でき、レントラブル比の向上といった長所を持つものの、電力負荷の平準化にシステム上全く寄与できないという短所がある。昼夜間、季節間の電力使用量格差が年々拡大している現在では、発電設備における稼働率の低下が危惧されている。

このような背景のもと、省エネルギーやランニングコストの低減、電力負荷平準化などを実現する上で非常に有効な手段の一つとして、安価な夜間電力を利用する蓄熱システムと複数のエネルギーを使用する複合熱源システムが建物に導入されつつある。しかしながら、経験と勘による現状の運転管理だけではせっかくのシステムを使いこなせず、当初の目的を十

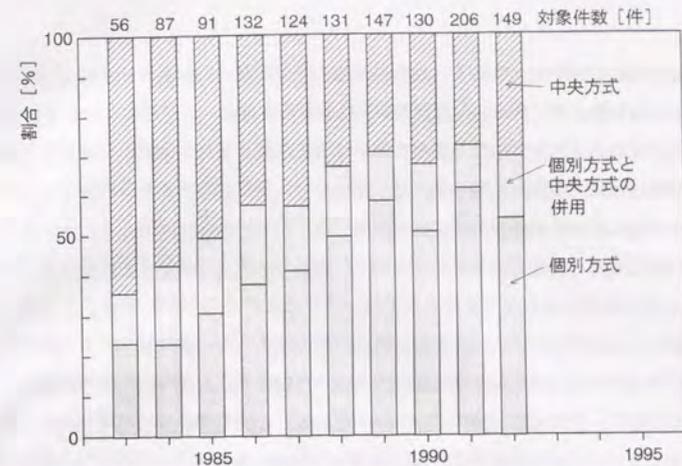


図 1.2 熱源方式割合の経年変化

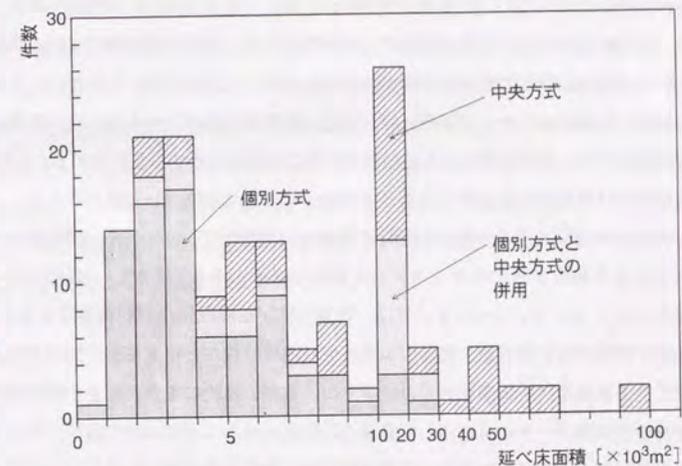


図 1.3 延べ床面積と熱源方式 (1992 年竣工事務所ビル 149 件)

分に達成できない危険性がある。省エネルギーや電力負荷平準化をより強力に推進するためには、建物固有の熱負荷特性と導入されている熱源システムのエネルギー消費特性を把握し、それらの特性に応じた竣工後の適切な熱源システム運転計画指針を提示しなければならない。熱源システムの最適運転計画問題を明らかにするための手法として、制御工学分野におけ

る最適制御理論の応用が考えられる。この最適運転計画問題は、実験計画法などにより熱負荷が最小となる建物仕様（例えば、窓面積率や断熱材厚さなど）を求めるといような問題、すなわち、いくつかの変数からなる関数に最小値（最大値）を与える数値を求める問題ではなく、汎関数（関数の関数）に最小値（最大値）を与える関数を決定する問題として捉えられる。この問題における最も直接的な解法の例を挙げると、例えば「省エネルギー」という目的があったとして、その目的を達成するような熱源システムの運転計画を考える場合、機器の冷温水出口温度や流量などを時系列的にいろいろと変えて HASP のような空調システムシミュレーションプログラムを実行し、算出されたエネルギー消費量を相互に比較することで「省エネルギー」的な運転計画を提示することができる。しかし、その組み合わせ数は膨大なものとなり、そのために莫大なシミュレーションを繰り返さなければならず、適当なところでシミュレーションを打ち切らなければならない。その結果、選定された運転計画は当然のことながら最適なものという論理的な保証は得られない。特に本論のように蓄熱システムや複合熱源システムといった高度で複雑なシステムを考える場合には操作し得る変数が多くなり、必然的にこのような手法の適用には限界がある。最適制御理論における最適化手法はこういった問題に対して効率良く解を与えるもので、上述の「省エネルギー」という目的を目的関数（評価関数）として前面に押し出し、拘束条件を満足する実行可能な操作変数の組み合わせの中から目的を達成する最適解を一気に求めようとするものである。すなわち、この最適化手法は無数のシミュレーションを内包するような手法として捉えられる。

最適化手法を熱源システムの運転計画問題に適用する際には、エネルギー消費量やランニングコストなどを算出するためのシステムモデルが必要となる。一般に、HASP などの熱負荷計算やシステムシミュレーションでは、計算自体が設計段階に行われることもあって、部材の熱的な特性や室の熱容量、機器のエネルギー消費特性などに仮定値が使用される。しかし、竣工後の熱源システム運転計画の段階では、実際の建物の熱負荷特性や機器のエネルギー消費特性を実測データから抽出して最適化に反映させることが必要であり、そうすることでより実状にあった熱源システムの最適運転計画に対する解が得られる<sup>8)</sup>。そこで、本論文では、熱負荷やエネルギー消費量を出力値とし、外気温度や室温湿度、二次側還水温度などを入力値とするシステムモデルを構築し、そのシステムパラメータを実測データから同定して熱負荷特性やエネルギー消費特性を推定する。そして、その特性値は熱源システムの最適運転計画問題に使用される。

一方、熱源システム運転計画を最適化した際の定量的な効果、例えば、どれだけ省エネルギーになるか、あるいは、どれだけピーク電力を小さくできるかといったことは、その熱源システムがどのように構成されているかに大きく影響される。蓄熱システムを導入するに

ても、蓄熱の種類（水蓄熱や氷蓄熱など）、蓄熱槽の大きさなどが問題になるであろうし、複合熱源システムにしても、異なったエネルギー（電気とガスなど）を使用するそれぞれの熱源機器の装置容量をどう設定するかがポイントとなる。さらに、このような熱源システムの設計は、最適化する目的関数によっても異なり、建物の熱負荷特性、エネルギー消費特性にも左右される。熱源システムのみならず、建物を包括した空調システム全体の設計と運転計画の最適化を相互に論じることは、建築の空調分野において、今後、非常に重要な課題となると思われる。

本論文は、空調システムの中で重要な位置を占める熱源システムに注目し、現場実測データによる建物の熱負荷特性および熱源システムのエネルギー消費特性に関する同定手法と、それらの特性に基づいた熱源システム運転計画の最適化手法を提案すると同時に、これらの手法を実測データに適用してその最適化効果を定量的に明らかにするものであり、さらに、建物と熱源システムにおける最適運転および最適設計に対する明確かつ具体的な指針を提示することを目的としたものである。図 1.4 は本論文における「建物熱負荷特性と熱源機器エネルギー消費特性の同定」および「熱源システムの最適設計と最適運転計画」の位置付けを示したものである。ある熱源システムの運転により得られた実測データに基づいて、建物の熱負荷特性や熱源機器のエネルギー消費特性が同定される。そして、同定したそれらの特性をシステムシミュレーションに組み込み、最適化手法によって熱源システムの最適運転計画が算定され、その最適運転計画は実際の熱源システムの運転管理にフィードバックされる。さらに、その最適運転計画問題を種々の熱源システムに適用することで、より目的にかなったシステム構築に対する設計指針が得られる。

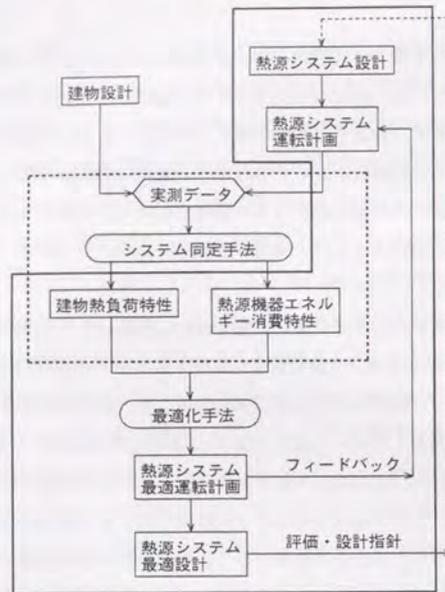


図14 本論文における「建物熱負荷特性と熱源機器エネルギー消費特性の同定」および「熱源システムの最適設計と最適運転計画」の位置付け

## 1.2 既往の研究

空調システムの運転制御に関連するこれまでの研究は、3つの内容に大きく分類することができる。1つは、建物の熱負荷予測に関するもので、空調システム、特に、熱源システムの運転計画に应用すること（熱負荷の予測値がシステムの運転計画における入力値となる）を主な目的として、30分から1時間先もしくは24時間先の短期的な熱負荷予測を行うものである。井上<sup>9)</sup>は、時刻や季節を適切に分割すれば、空調用エネルギー（熱負荷）の時間変動を気象要因や内部発熱要因からかなりの精度で予測できることを実測データの重回帰分析により明らかにし、さらにその回帰式に1時間前のエネルギー消費量実測値を取り入れることでその予測精度の向上が図れることを示した。J.M.MacArthur<sup>10)</sup>は、熱負荷と外気温度の時系列データにARMAXモデルを適用し、逐次型最小二乗法を用いてそのパラメータを同定することで熱負荷の予測を行っているが、ARMAXモデルの入出力データに同日の連続的な数時間のデータのみを使用するのではなく、ある時刻の熱負荷はそれより数日前の同時

刻に発生した熱負荷にも強い相関関係があるとみなして、それらのデータを入出力データに加えている。相楽<sup>11)</sup>は、空調終了時の積算熱負荷と相関の高い日最高外気温などの物理量を抽出し、それらの変数と時刻別積算熱負荷における線形回帰モデルを提案して、カルマンフィルタによる熱負荷予測を試みている。また、長井<sup>12)</sup>、<sup>13)</sup>は、熱負荷の発生機構を系統的に整理し、熱負荷に関係する気象、内部発熱、建物それぞれについてモデル化を行い、それらのパラメータを指数重み付き逐次型最小二乗法によって推定するといった、最大24時間先の熱負荷予測手法を提案している。その他の熱負荷予測手法として、ニューラルネットワーク<sup>14)</sup>やファジィ理論<sup>15)</sup>を応用した手法がこれまで報告されている。

次に、実際の空調システムのフィードバック制御にみられるような、分または秒の時間オーダーの制御を取り扱う研究があげられる。橋本<sup>16)</sup>は、空調の温湿度制御に1入力1出力系のPID制御（比例積分微分制御）が一般的に使われているものの、空調システムの試運転調整時におけるコントローラのパラメータ調整作業に多大な労力が必要であり、センサ特性や制御弁の特性が経年変化を起こすと初期の調整が当てはまらなくなることを指摘し、このような調整作業が要らない自己学習型コントローラの開発を目的に、ニューラルネットワークによる空調設備制御モデルを提案している。また、笠原<sup>17)</sup>は、橋本と同じ目的ではあるが、空調システムを多変数のARモデルで表して、そのモデルに誤差システムと状態システムを含んだ制御方式（LQG制御）を適用することを提示し、その手法の妥当性を実証実験により確認している。一方、これまで静的なモデルで表されていた空調システムの熱的挙動を動的なシミュレーションによって詳細に把握するとともに、そのシミュレーションプログラムHVACSIM\*を利用した空調システム性能のフォルト自動検知システムの開発が中原<sup>18)</sup>、<sup>19)</sup>により積極的に行われている。また、崔<sup>20)</sup>は、冷却除湿コイルの動特性を物理的な数式モデルにより明らかにし<sup>20)</sup>、建物系と空調機系および制御系の統合的な動的シミュレーションを可能にした<sup>21)</sup>。

最後に、空調システムの最適運転計画に関する研究があげられる。これは、試行錯誤的な機器の運転を行わずに、将来における熱負荷の発生状況という先験的な情報を基にした合理的な運転を主に目指すもので、この研究と前述した熱負荷予測に関する研究および室温湿度制御に関する研究はお互いに密接な関係にある。建物の空調システムをトータルに最適化しようと考えれば、これらの予測、計画、制御のそれぞれの段階において、目的に対する手法の開発と十分な計算精度の確保が達成されなければならない。さらに、システムの最適な設計へとフィードバックされる必要がある。このような総合的な研究は、建築の空調分野における最終的な目標の1つともいえるもので、現在のところまだまだ未成熟な段階にあるといわざるを得ない。

空調システムの最適運転計画に関連するこれまでの研究には、まず、中原<sup>22)</sup>による一連の実践的研究があげられる。中原は、延床面積 50,000m<sup>2</sup>の事務所ビルを対象に、当時、実用的な範囲内で考えられる空調システムの設計と制御における最適化について実践的に試みており、その最適化の意義と手法を明確にした。これは、わが国におけるこの分野の先駆的な研究となったが、その内容は、空調システム全体を1つのシステムと考えて最適化を図るのではなく、システムを構成する各サブシステム（熱源系、搬送系、空調系など）の最適化をそれぞれ考えて、その結果を統合することを考えている。

さらに、空調システムの最適運転計画という研究内容の枠を少し広げて考察すると、システムシミュレーションによるケーススタディから省エネルギー的なシステム構成や運転方法を比較検討する、といった研究も含まれる。石福ら<sup>23)</sup>は、定風量方式、変風量方式、ターミナルリヒート方式、二重ダクト方式などの各種空調方式についてコイル配列や給気温度設定、外気導入方式などの因子を変化させ、空調機における年間除去熱量をシミュレーションにより定量的に求めて、それらの省エネルギー性能評価を行った。また、猪岡ら<sup>24)</sup>は、空調システムの1次換算エネルギー消費量とCO<sub>2</sub>の発生量に対する評価のために、蓄熱槽の有無やヒートポンプまたはガス吸収式冷温水発生機の採用などを考慮した数種類の熱源システムを設定し、それらについてシステムシミュレーションを実施して相互比較を行っている。参考文献 25)でも熱源機器の送水温度設定による省エネルギーおよび環境負荷削減効果についての試算結果が示されている。こういった研究はこれまでも数多く検討されており、ある期間の平均的な省エネルギー評価などには有効であると考えられる。しかし、時々刻々変化する熱負荷に対して最も省エネルギー的なシステム操作量を決定するといったことについては研究の手法上対応できない。

この点については、制御工学分野で確立している最適化手法を空調システムの最適運転計画問題に応用する研究がこれまで進められていて、本論文の主な研究内容もこの範疇に分類される。伊東ら<sup>26) 27) 28)</sup>は、蓄熱槽を含むコージェネレーションシステムの合理的な運用方を決定する手法を提案している。これは、動的計画法と混合整数線形計画問題における分枝限定法を組み合わせた手法であり、機器の稼働（ON）と停止（OFF）の適切な切り替えによる効果を従来方策と比較して検討している。また、単一の目的に対する最適化ではなく、多目的の最適化についても、 $\epsilon$ -制約法と一般縮小勾配法を適用し、パレート最適集合解を導出することでシステム全体の最適運転計画を決定する手法も提示している<sup>29)</sup>。また、長井ら<sup>30)</sup>は、建物躯体の熱容量を利用して、ランニングコスト、エネルギー消費量などを最小化する空調運転計画について動的計画法による手法を示している。J.E.Braun<sup>31)</sup>

も、氷蓄熱システムにおいて、チラーと蓄熱槽の運転スケジュールをあらかじめ設定した場合と運転計画の最適化を行った場合のエネルギー消費量やピーク電力量の違いをシミュレーションにより比較している。これらの手法はいずれも動的計画法を基礎としており、この場合、大域的な最適解が効率良く求められるものの、状態変数や操作変数の次元数が多くなると計算量が爆発的に増加するという欠点がある。そのため、前述の研究でも、例えば、状態変数には完全混合型蓄熱槽の水温を、操作変数には機器のON-OFFあるいは部分負荷率を取り上げるなど、適用可能な空調システムが大きく限られてしまうと同時に、冷温水温度や流量といった操作量の具体的な目標値までは言及できない状況となっている。最近では、最適化手法に基づく熱源設備の運転支援ツールの開発が実用化されている<sup>32) 33)</sup>が、その適用範囲は、熱源設備に温度成層型や多槽式の蓄熱槽が含まれていない、すなわち、状態量の動的な計算が不必要なシステムに限られているようである。本論文は、状態変数や操作変数の次元数の制限を比較的受けにくい最適化手法を取り上げており、より現実の状況に近い熱源システムへの適用を試みている点が大きな特徴の1つとなっている。

システムの最適運転計画に関する研究に比べ、最適設計に関する研究はシステムシミュレーションによるケーススタディを除けばほとんど行われていないのが現状である。最適運転計画が外界気象や室温湿度条件といった入力項目および拘束条件などを比較的容易に設定できるのに対し、最適設計は考えられるシステムの種類も膨大であり、さらに空調設備のインシャルコストといった不確定な要素が大きく関係していることに原因があると思われる。厳密に言えば、いろいろなシステムで最適運転を行ったときに得られるそれぞれの目的関数のなかで最も最適になるシステムを「最適設計システム」と位置付けることができるが、現在のところ、この問題を統一的に解決するのは非常に困難であると思われる。最適運転計画問題を切り放して最適設計を論じた研究には、早川ら<sup>34)</sup>の地域冷暖房システムにおける配管計画に関するものがあげられる。これは、従来、過大設計に陥りがちな地域冷暖房システムの配管計画について、一般的に用いられている Hasen-Williams の流速公式の使用に関する問題点や、配管決定方法としての等圧法、等速法の問題点を整理し、明確な目的関数を設定した管径決定理論の構成を図ったものである。また、宮川<sup>35)</sup>は、輻射暖房設計における輻射パネルの配置と発熱量分布について数理的な解法と計算例を示し、パネル仕様とエネルギー消費量との関係について考察している。本論文では、非常に限定された範囲ではあるが、熱源システムの熱源機器装置容量比に注目し、最適運転計画による効果を最も発揮し得る最適な設計比についてシミュレーションにより明らかにしている。

### 1.3 研究の内容

本論文では、建物の熱負荷や熱源機器のエネルギー消費量における特性解析および熱源システムの最適運転計画問題に対して、制御工学分野で確立しているシステム同定理論と最適制御理論に基づいた工学的に汎用性のある手法を提案した。そして、その手法を実測データに適用することにより、省エネルギー、ランニングコストの低減、電力負荷平準化といった、建物竣工後の熱源システム運転計画に対する指針を提示し、さらに、その最適運転を最も有効に発揮し得る熱源システムの設計について検討を行った。図 1.5 に本論文の研究フローを示し、以下に各章の内容について説明する。

第 2 章は本論文の問題提起にあたる部分で、建物の熱負荷とエネルギー消費量に関する実測と計算について述べる。実測は中規模事務所ビル 2 件について行い、それぞれの計算には HASP のアルゴリズムを用いた。この章では、実測と計算によって建物の熱負荷と熱源機器のエネルギー消費量を定量的に明らかにし、これまでの熱的な設計データに基づく動的熱負荷計算と空調システムシミュレーションの再現性について言及するとともに、熱負荷とエネルギー消費量の現場測定による特性把握の必要性について述べる。

第 3 章では、熱負荷特性とエネルギー消費特性を現場測定により明らかにするため、熱負荷および熱源機器に関するシステムモデルを構築し、それらの特性値を同定する手法を提案する。特に、熱負荷に関連するこれまでの研究では、モデルを統計的な手法により決定するものが多く、この場合には空調スケジュールの変更や休日明けなどの熱負荷変動に対応できないため、ここでは物理的な入出力関係を保持したモデルを組み立てる。提案した同定手法を実測データに適用して、熱負荷モデルおよび熱源機器モデルとその同定手法の妥当性を検討するとともに、それらの特性値の算定を試みる。さらに、実測データから同定される特性値と設計データから導出される特性値の比較を行い、第 2 章で示した実測値と計算値の不整合性について考察を加える。

第 4 章では、本論文の目的となる熱源システム最適運転計画問題の最適化手法について述べる。最適制御理論の最適化手法についてはこれまで多種多様な手法が提案されており、適用範囲や計算の難易度などそれぞれ長所、短所を持っている。空調システムはもちろんのこと、熱源システムにおいてもその構成内容や機器がそれぞれのシステムで異なっていて、熱源システム全体を一般的な数学的モデルに表現することがほとんど不可能である。このように解析する系が複雑になり、種々の拘束条件も加わる場合は、変分法による解法はもちろんのこと、Pontryagin の最大原理によるものも結果的に連立の微分方程式に帰着されるので、

その解法には困難さが伴う<sup>36)</sup>。一方、直接法の一つと考えられる Bellman の動的計画法<sup>37)</sup>や山登り法<sup>37)</sup>は、非常に原始的ではあるが、ある操作変数の組み合わせに対して目的関数や状態変数の値がなんらかの形で求められさえすればよいので、本論文の目的に対して容易に適用できると考えられる。ここでは、Bellman の動的計画法と山登り法の一つである逐次パラメータ変化法について概説するとともに、両手法を実測データに適用し、簡単な最適化シミュレーションを行うことで、両手法固有の特徴を明らかにする。結果的には本論文で使用する最適化手法に逐次パラメータ変化法を用いることとした。

第 5 章では、第 4 章の最適化手法と第 2 章で示した熱源システムのエネルギー消費量に関する実測データを用いて、省エネルギーやランニングコストの低減、電力負荷平準化といった目的に対する複合熱源システムの最適運転計画の効果をシミュレーションにより定量的に把握する。その際には、第 3 章で明らかにしたエネルギー消費特性もそのシミュレーションに組み込む。解析対象の熱源システムが複雑になるにつれて、考えられる熱源機器や搬送系の操作変数の種類は多くなる。実際の熱源システムで最適運転計画を考える場合、その効果が大きい順に操作変数を取り上げていくのが妥当であるし、最適化シミュレーションにおいてもその計算負担を無意味に大きくすることは避けるべきであろう。そこで、最適運転計画の効果に対して有効に寄与する操作変数を感度解析により抽出し、次章の解析に有用な情報を得ると同時に、熱源システムの最適運転計画に関する実用的な操作対象を整理する。

第 6 章では、建物と空調システムを包括したトータルシステムの構築を行い、そのシステムシミュレーションによる熱源システムの最適設計について検討する。1.1 節で述べたように、第 5 章で明らかにした熱源システムの最適運転効果は、熱源システムを構成している熱源機器の装置容量や各機器のエネルギー消費特性、建物の熱負荷特性に大きく左右される。特に、複合熱源システムにおける電気とガスの熱源機器装置容量比は、熱源システム全体の特性を決定付ける重要な要因である。省エネルギーやランニングコストの低減、電力負荷平準化に対して装置容量比が不適切なものであれば、たとえ熱源システムの最適運転計画を行ったとしても、その効果は十分に得られないであろう。そこで、複合熱源システムの熱源機器装置容量に関する適切な設計について、建物と空調システムのトータルシステムシミュレーションにより明らかにする。

第 7 章は各章で得られた結論をまとめて総括とした。

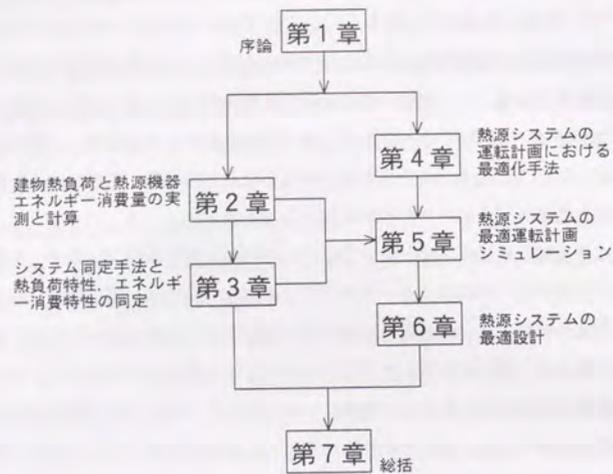


図 1.5 本論文の研究フロー

## 第2章 建物熱負荷と熱源機器エネルギー消費量の 実測と計算

### 2.1 はじめに

本章では、建物の熱負荷と熱源機器のエネルギー消費量について、実測値とHASPによる計算値の比較を行い、建築部材の熱物性や室の熱容量、機器の定格能力といった設計データに基づく熱負荷計算値およびエネルギー消費量計算値の再現性について検討する。

HASPの熱負荷計算は単室モデルを基本としており、室の温湿度は瞬時一様拡散を仮定している。このことは、ペリメータゾーンとインテリアゾーンに室を分割してそれぞれの熱負荷を計算しても、両者の間に熱移動を考慮しないということである。しかしながら、現実の室の温湿度には分布があり、特に冷暖房が共存する中間季や冬季では、吹き出し気流の影響もあって室間の混合損失が顕著となる<sup>38) 39)</sup>。この場合、実測値と計算値の比較においてはもちろんのこと、第3章で述べる熱負荷特性の同定においても、室全体を一括して計算するのではなく、ゾーン間の熱移動を考慮するようなモデルにより計算することが必要になる。この室間混合損失の問題は、建築における熱環境やエネルギー消費量を議論する上で非常に重要な課題であり、本論文において二次的に取り扱うことはのできるものではないと考えられる。そこで、本論文では、混合損失が発生しにくい夏季を解析の対象とし、空調機や熱源機器においても冷房や冷凍のみを考えるものとする。

当然のことながら、空調用エネルギー消費量には、熱源機器だけでなく搬送用のポンプやファンのエネルギー消費量などが含まれる。その消費量も全体の中でかなりの割合を占めるので、熱源機器に関する計算だけでなく空調システム全体のシステムシミュレーション結果を実測値と比較することが考えられる。しかし、実測項目に制限があり、また、対象とした熱源システムがHASPの計算にそのまま適用できない構成となっているので、ここでは、本論文で中心的な解析対象となる熱源機器のエネルギー消費量のみを取り上げ、計算はHASPのアルゴリズムを用いて別途行うこととした。

建物の熱負荷やエネルギー消費量に関する実測と計算を取り扱っているこれまでの研究に、まず、斎藤ら<sup>40)</sup>の研究があげられる。これは、応答係数法による熱負荷の動的な理論計算が体系付けられてきた当初、その理論の裏付けとして時間単位の実測値と理論計算値を比較したものである。その結果、熱負荷計算値の変動パターンは実測値とほぼ一致しているが、

空調の立ち上がり時に計算値が実測値よりも20～30%大きく算定され、原因としては、家具などの熱容量による熱的な遅れを無視するなど、室のウェイトングファクタの設定に問題があると結論付けている。この点については、石野ら<sup>41)</sup>が代表的な事務所建築における家具類の熱容量を再調査して、熱的な遅れの実験解析を行っている。また、坂本<sup>42)</sup>は、単室モデルを基本とするHASP/ACLD/8001と多数室モデルに従った熱負荷計算プログラムBRIMAPによるそれぞれの計算値を実測値と比較しており、HASP/ACLD/8001による日積算熱負荷には地盤や非空調室への熱損失が十分に評価されず、実測値よりも小さく計算されたことを明らかにしている。南里ら<sup>43)</sup>は、HASP/ACLD/8001による熱負荷計算結果と、アンケート調査から得られた事務所ビル18件の熱源用エネルギー消費量を比較しており、その結果、冷房、暖房ともに、実際のエネルギー消費量よりも計算値のほうが大きく算定されたことを報告している。

いずれにしても、熱負荷やエネルギー消費量について、計算値と十分に比較できる精度を持った実測値を得るには非常に大きな労力を必要とするために、このような比較検討を行った研究はそれほど多くはない。また、HASPの計算アルゴリズムもこれまで何度か改良されているので、本章であらためてHASPによる計算値と実測値の比較を行い、本章を本論文の導入部として位置付けることとする。以下、2.2節で対象とした事務所ビル2件の概要を説明し、2.3節で熱負荷の実測と計算について、2.4節で熱源機器エネルギー消費量の実測と計算について検討した。

本章で、熱負荷と熱源機器エネルギー消費量の実測値と計算値をそれぞれ比較したところ、熱負荷については空調の立ち上がり時を除いて非常に良く一致し、また、エネルギー消費量については、全般的に計算値が実測値よりも小さく算定される、という結果が得られた。これらの実測値と計算値の差は、計算の理論上に根本的な誤りがあるわけではなく、室の顕熱・潜熱容量や熱源機器の入力・能力特性という計算時に確定することの困難な入力データがあって、それらの値が計算に与える影響が大きい、という特質に大きな原因があると推察された。特に、エネルギー消費量については、カタログなどの機器特性をそのまま用いると危険側に陥る可能性があることを示唆しており、実際の熱源機器稼働状況における入力・能力・部分負荷特性を把握する必要があることが明らかになった。

## 2.2 対象建物の概要

建物熱負荷の実測はKビルで、熱源機器エネルギー消費量の実測はTビルで行った。以下にKビルとTビルの建物概要と空調システムについて述べる。

### Kビル（熱負荷の実測）

表2.1に建物概要、図2.1に建物断面、図2.2に基準階平面を示す。この建物はインテリジェントビルで、L字型のA棟、B棟、別棟のC棟（断面図と平面図には省略）に大きく分かれる。A棟とB棟はアトリウムによって接続されており、さらにアトリウムと両棟のワークスペースは空間的につながっている。建物の南東面と北西面は外気に面していて、南西面と北東面はエレベータホールや空調機械室のコア部分となっている。空調は各階の空調機とペリメータに設置されているファンコイルユニットそれぞれ2系統によって行われる。図2.3に熱源システム系統を示す。冷熱源は、ブラインチラーによる氷蓄熱槽と地域熱源からの蒸気による吸収式冷凍機からなっており、温熱源は地域熱源からの蒸気を減圧して、加熱と加湿に直接用いる。

### Tビル（熱源機器エネルギー消費量の実測）

表2.2に建物概要、図2.4に建物断面、図2.5に基準階平面を示す。建物の外壁面はほぼ東西南北のそれぞれの方位に面し、サービスコアは北に偏心した位置に、空調機械室は東西面に配置されている。基本的な空調はKビルと同様に各階の空調機とペリメータに設置されているファンコイルユニットによって行われるが、7階と9階には床吹出し空調が採用されている。図2.6に熱源システム系統を示す。この建物には、電気とガスによる複合熱源システムと温度成層型の蓄熱システムが導入されていて、熱源機器は空気熱源ヒートポンプチラーとガス焼き冷温水発生機が採用されている。

表 2.1 建物概要 (Kビル)

名称	Kビル
所在地	東京都港区赤坂
構造	鉄骨鉄筋コンクリート造
建築面積	5080 m <sup>2</sup>
延床面積	29553 m <sup>2</sup>
基準階面積	3962 m <sup>2</sup> (B棟: 1365 m <sup>2</sup> )
規模	地下1階 地上 (A棟: 5階, B棟: 9階, C棟: 2階)
竣工	1989年3月

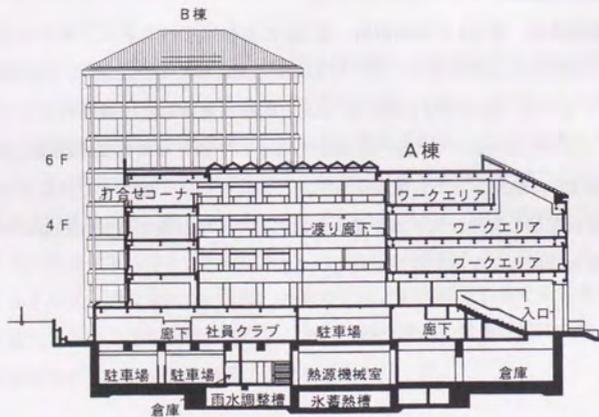
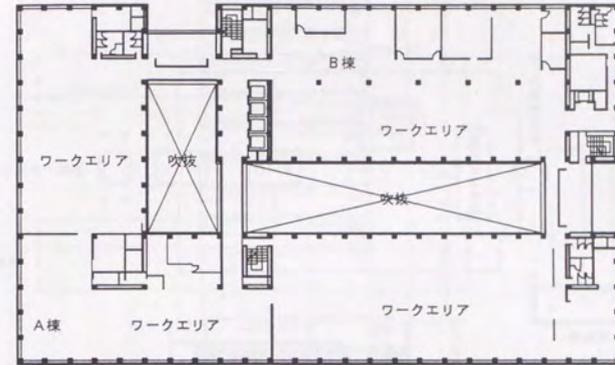
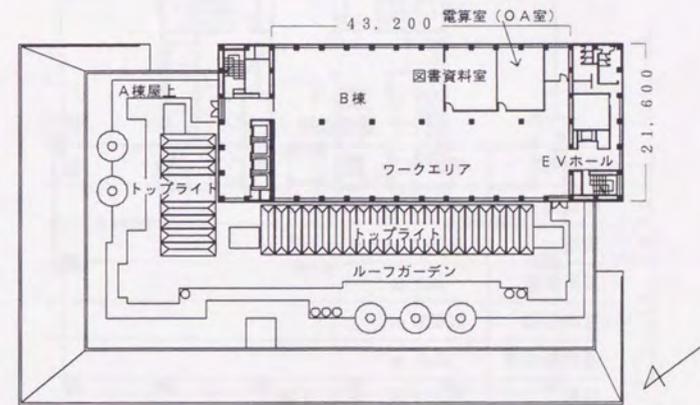


図 2.1 建物断面図 (Kビル)



(a) 4階平面図



(b) 6階平面図

図 2.2 基準階平面図 (Kビル)

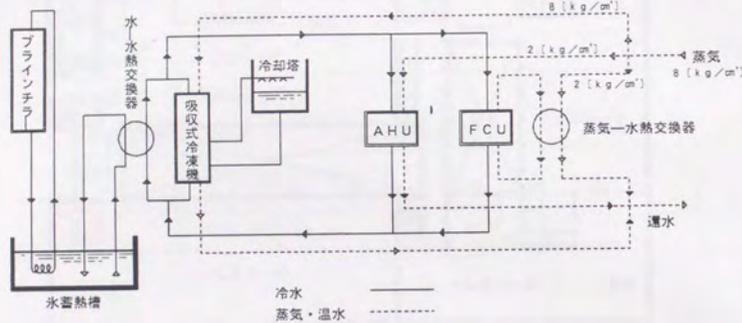


図 2.3 熱源システム系統図 (Kビル)

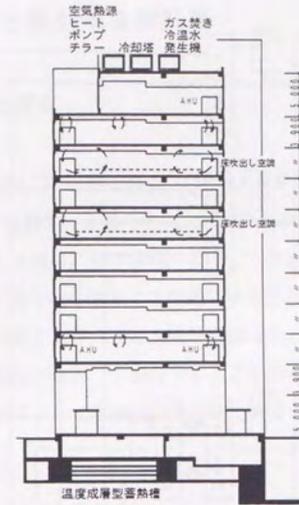


図 2.4 建物断面図 (Tビル)

表 2.2 建物概要 (Tビル)

名称	Tビル
所在地	福岡市中央区大手門
構造	鉄筋コンクリート造
建築面積	860 m <sup>2</sup>
延床面積	10632 m <sup>2</sup>
基準階面積	1043 m <sup>2</sup>
規模	地下1階、地上11階
竣工	1992年4月

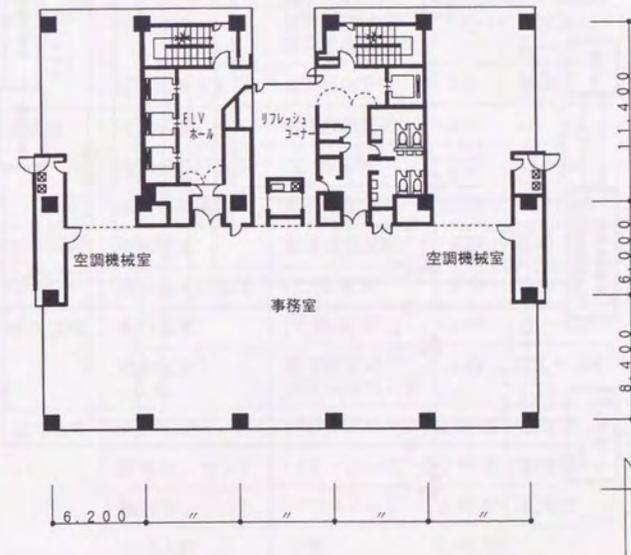


図 2.5 基準階平面図 (Tビル)

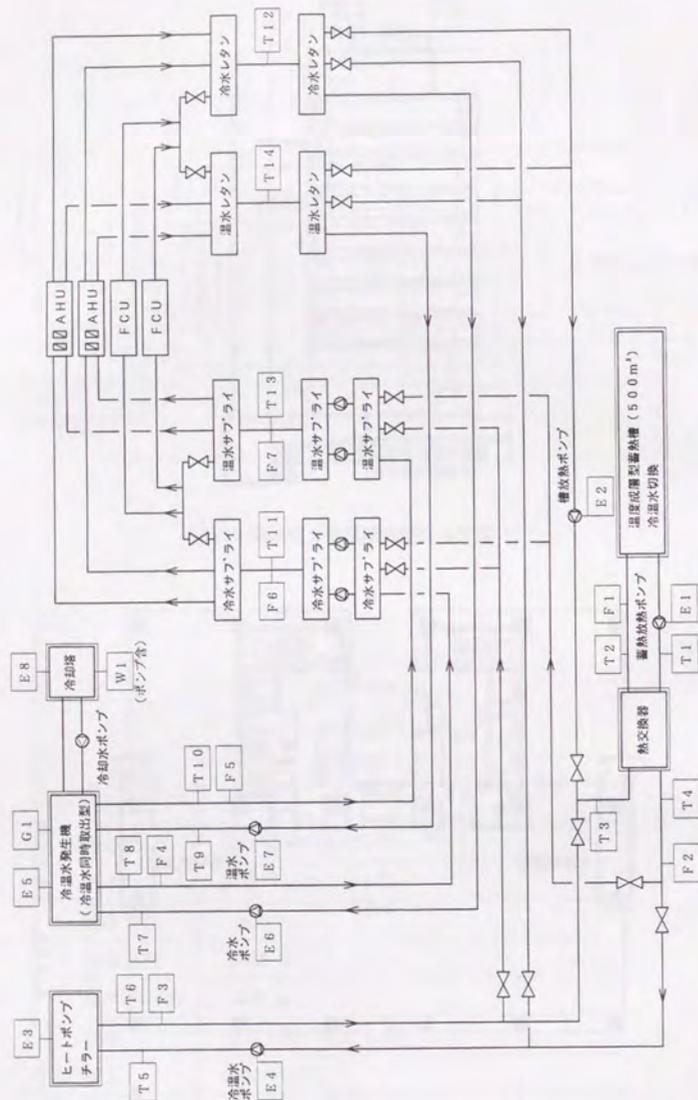


図 2.6 熱源システム系統図 (Tビル)

## 2.3 熱負荷の実測と動的熱負荷計算

### 2.3.1 実測の内容と項目

KビルB棟6階において、1991年7月11日から8月9日に実測を行った。測定項目と測定箇所を表2.3と図2.7に示す。実測内容は、外界気象状況、空調に関する諸量、室内温湿度、室内発熱量の大きく4項目に分けられ、このうちの室内発熱量については、8月3日から8月9日の午前8時から午後6時まで1時間間隔で室内を調査した。電力量は2ヶ所の配電盤からパワーメータで読みとり、在室人数は目視によってカウントしている。外界気象の日射量については、対象室が建物の中間階であることから南東面と北西面の鉛直面全日射量を屋上で測定した。空調によって実際に除去された熱量を算定するために、空調機とファ

表 2.3 測定項目一覧

測定項目	測定機器	間隔	測定箇所
外界気象	外気温度	CC熱電対	3分 隣棟屋上
	外気湿度	静電容量式 薄膜湿度センサ	3分 隣棟屋上
	鉛直面全日射量	全天日射計	3分 屋上
空調機	冷水流量	超音波流量計	4分 a1, a2
	冷水出入口温度	CC熱電対	3分 a3 ~ a6
	導入外気風速	熱式風速計	3分 a7 ~ a10
ファンコ イルユニ ット	冷水流量	超音波流量計	4分 f1, f2
	冷水出入口温度	CC熱電対	3分 f3 ~ f6
室内環境	室内温度	CC熱電対	3分 r1 ~ r21
	室内湿度	静電容量式 薄膜湿度センサ	3分 r22 ~ r24
室内発熱	天井照明	パワーメータ	1時間 配電盤
	照明コンセント	パワーメータ	1時間 配電盤
	機器コンセント	パワーメータ	1時間 配電盤
	在室人数	目視	1時間 -

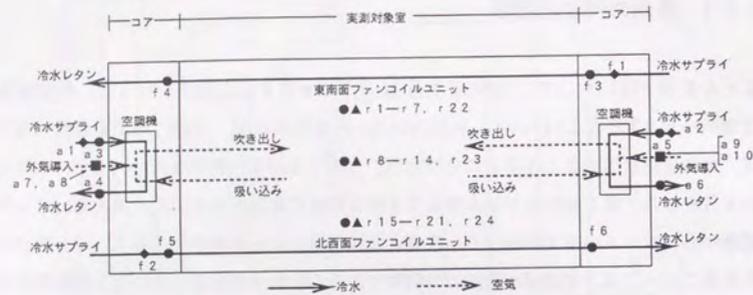


図 2.7 測定箇所概略図 (記号は表 2.3 に対応)

ンコイルユニットの冷水流量と冷水出入口温度を測定した。また、外気導入量の算出のために導入空気の風速をダクト断面の 2 点で測定している。室内温湿度は図 2.7 に示すように対象室の 3 ヶ所で計測し、さらに温度に関しては鉛直方向に複数の測定点 (7 点) を設けた。湿度は階高の中央 1 点のみを測定している。

代表的な 1 週間における実測データの経時変化を図 2.8 に示す。室内温度は鉛直方向 7 点の平均値をプロットした。室内温湿度は対象室の 3 ヶ所で測定しているが、温度に関しては平面的な分布はほとんどなく、どの場所においても空調時に約 24 °C となっている。一方、湿度については測定箇所による違いが生じており、特に、室中央の湿度が他の箇所の湿度よりも高めになっている。空調機、ファンコイルユニットともに非常に安定した運転を行っているが、北西に面したファンコイルについては負荷が小さいために入出口温度の変動に多少の乱れがみられる。図 2.9 に実測から算定される時間平均除去熱量を示す。除去熱量は式 (2.1) によって表される。実測対象室の熱負荷は、この測定期間中約 80 ~ 120 W/m<sup>2</sup> となった。

また、図 2.10 は室内発熱量に関する調査結果を示したものであるが、外界気象データ、室内温湿度データと同様、2.3.3 節で実測値と計算値を比較する際の HASP 計算入力データとなる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{R,t} &= Q_{AHU,t} + Q_{FCU,t} \\ Q_{AHU,t} &= C_w G_{AHU,t} (\theta_{AHU,R,t} - \theta_{AHU,S,t}) \\ Q_{FCU,t} &= C_w G_{FCU,t} (\theta_{FCU,R,t} - \theta_{FCU,S,t}) \end{aligned} \right\} (2.1)$$

ここで、

- $Q_{R,t}$  : 室全体の除去熱量 [W/m<sup>2</sup>]
- $Q_{AHU,t}, Q_{FCU,t}$  : 空調機、ファンコイルユニット除去熱量 [W/m<sup>2</sup>]
- $G_{AHU,t}, G_{FCU,t}$  : 空調機、ファンコイルユニット冷水流量 [m<sup>3</sup>/h]
- $\theta_{AHU,R,t}, \theta_{AHU,S,t}$  : 空調機冷水出入口温度 [°C]
- $\theta_{FCU,R,t}, \theta_{FCU,S,t}$  : ファンコイルユニット冷水出入口温度 [°C]
- $C_w$  : 水の容積比熱 (4186 [kJ/m<sup>3</sup>°C])

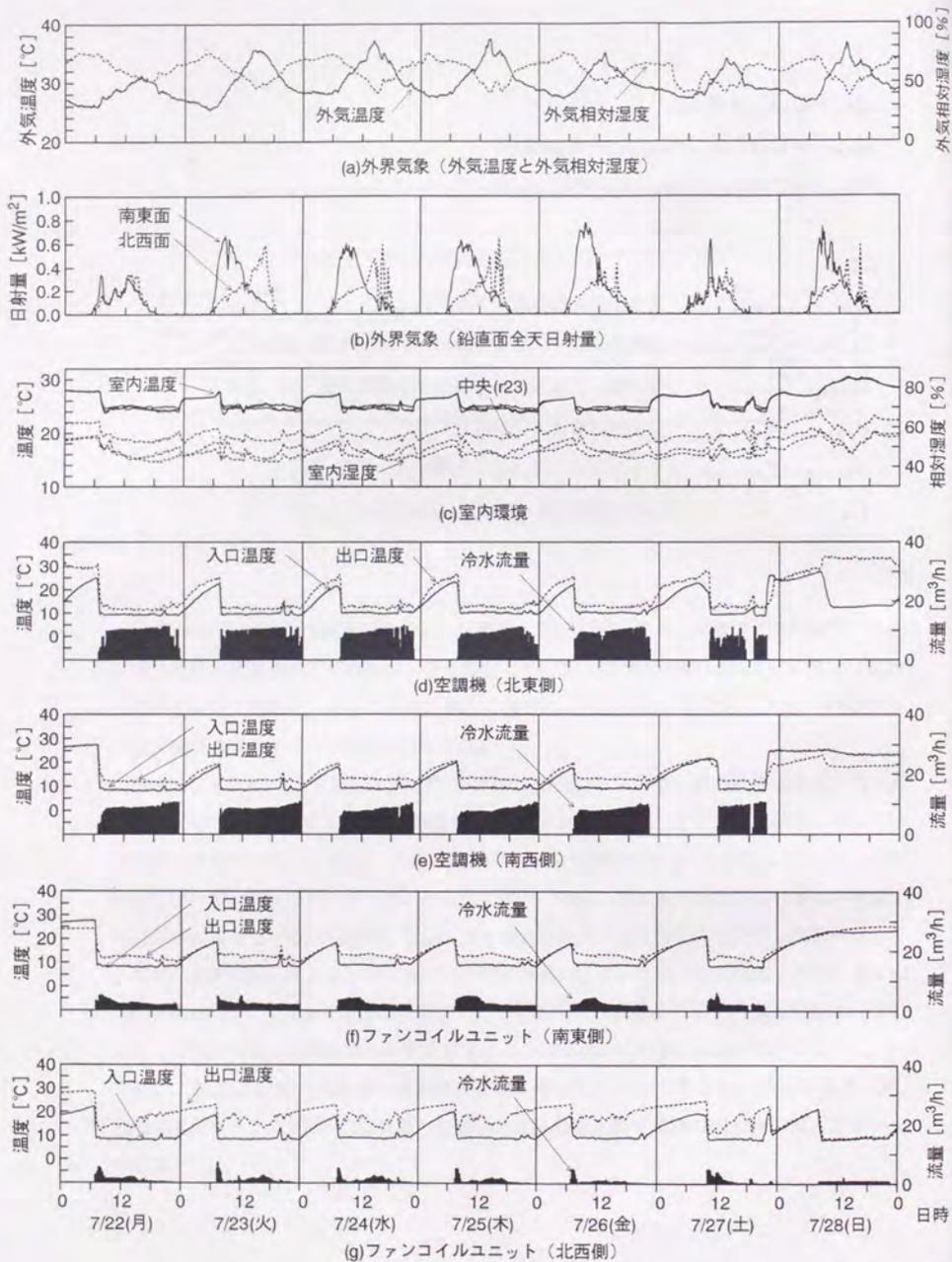


図 2.8 実測結果 (1991 年, K ビル)

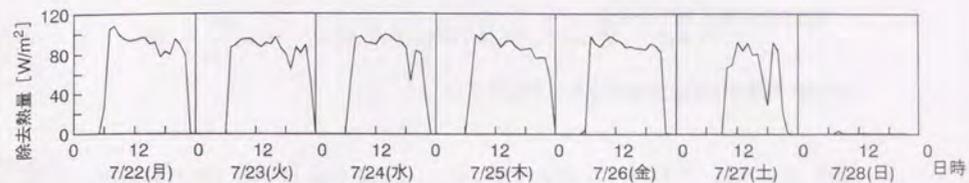


図 2.9 実測から算定される除去熱量

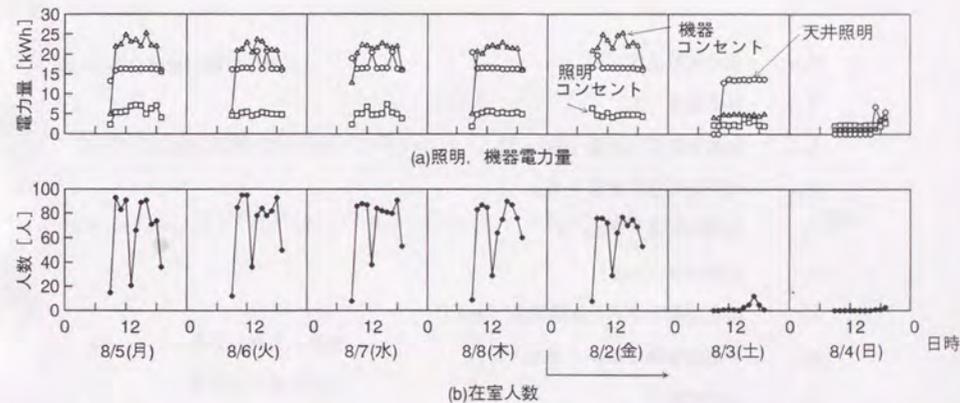


図 2.10 室内発熱量に関する調査結果

### 2.3.2 計算方法

熱負荷計算には HASP を使用する。対象室の部材仕様、部材の熱物性値、その他の設計データを図 2.12、表 2.4、表 2.5 に示す。この計算では、実測した外気温湿度、鉛直面全日射量、室内温湿度、外気導入量、室内発熱量を直接入力データとして与える。このとき、実

測した鉛直面全日射量を利用するにあたっては、相当外気温度と透過日射量に関する計算式を変更する必要がある。

(1)相当外気温度に関する部分

HASP の相当外気温度は式 (2.2) で計算する。

$$\theta_{sol,t} = \theta_{o,t} + I_{D,t} \left( \frac{\epsilon_s}{\alpha_o} f_w \sin(h_i^*) + \frac{\epsilon_s}{\alpha_o} \rho_c \psi_c \sin(h_t) \right) + I_{S,t} \left( \frac{\epsilon_s}{\alpha_o} \psi_s + \frac{\epsilon_s}{\alpha_o} \rho_c \psi_c \right) - I_{L,t} \frac{\epsilon_L}{\alpha_o} \psi_s \quad (2.2)$$

ここで、

- $\theta_{sol,t}$  : 相当外気温度 [°C]
- $\theta_{o,t}$  : 外気温度 [°C]
- $I_{D,t}$  : 法線面直達日射量 [W/m<sup>2</sup>]
- $I_{S,t}$  : 水平面天空日射量 [W/m<sup>2</sup>]
- $I_{L,t}$  : 夜間放射量 [W/m<sup>2</sup>]
- $h_t$  : 太陽高度 [rad]
- $h_i^*$  : 鉛直壁面からみた太陽高度 [rad]
- $\alpha_o$  : 外側総合熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>°C]
- $\epsilon_s$  : 短波吸収率
- $\epsilon_L$  : 長波放射率
- $\psi_s$  : 鉛直壁面から天空の形態係数
- $\psi_c$  : 鉛直壁面から地物の形態係数
- $\rho_c$  : 地物反射率
- $f_w$  : 鉛直壁面の日照面積率

今、対象建物の庇はほとんどないと考えられるので、 $f_w \approx 1$  とすれば、式 (2.2) は式 (2.3) に変形できる。

$$\theta_{sol,t} = \theta_{o,t} + \frac{\epsilon_s}{\alpha_o} \{ I_{D,t} (\sin(h_i^*) + \rho_c \psi_c \sin(h_t)) + I_{S,t} (\psi_s + \rho_c \psi_c) \} - I_{L,t} \frac{\epsilon_L}{\alpha_o} \psi_s \quad (2.3)$$

式 (2.3) の右辺第 2 項の {} は鉛直面全日射量を表すので、これを  $WD3_t$  とすれば、結局、式 (2.4) で相当外気温度を計算できる。

$$\theta_{sol,t} = \theta_{o,t} + \frac{\epsilon_s}{\alpha_o} WD3_t - I_{L,t} \frac{\epsilon_L}{\alpha_o} \psi_s \quad (2.4)$$

(2)透過日射量に関する部分

HASP の透過日射量は式 (2.5) で計算する。

$$Q_{w,t} = I_{D,t} \{ f_c GF(\sin^2(h_i^*)) + \rho_c \psi_c g \sin(h_t) \} + I_{S,t} (\psi_s g + \rho_c \psi_c g) \quad (2.5)$$

ここで、

- $Q_{w,t}$  : 透過日射量 [W/m<sup>2</sup>]
- $f_c$  : 窓面の日照面積率
- $g$  : 天空日射量に対する窓面の日射取得率 ( $g \approx 0.81$ )
- $GF(x)$  : 日射取得曲線 ( $x = \cos^2(h_t)$ )

$GF(x)$  は式 (2.6) に示した近似式<sup>1)</sup>であり、図示すると図 2.11 となる。

$$GF(x) = x [ 2.392 + x \{ -3.8636 + x (3.7568 - 1.3952x) \} ] \quad (2.6)$$

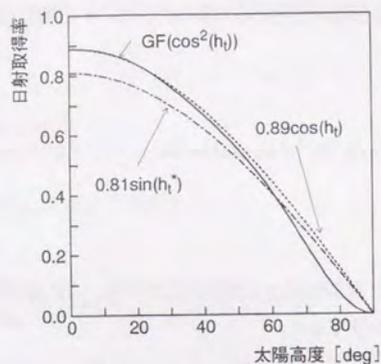


図 2.11 日射取得曲線  $GF(x)$

ここで、式 (2.7) が近似的に成り立つと仮定すれば、式 (2.8) のような式変形が可能となる。

$$GF(\cos^2(h_t)) \approx 0.89\cos(h_t) \quad (2.7)$$

$$GF(\sin^2(h_t^*)) = GF(\cos^2(h_t)) \approx 0.89\cos(h_t) = 0.89\sin(h_t^*) \approx 0.81\sin(h_t^*) \quad (2.8)$$

(1) と同様に  $f_c \approx 1$  と考えると、式 (2.5) は式 (2.9) と表せる。

$$Q_{w,t} \approx 0.81 \{ I_{D,t} (\sin(h_t^*) + \rho_c \psi_c \sin(h_t)) + I_{s,t} (\psi_s + \rho_c \psi_c) \} \quad (2.9)$$

式 (2.9) の右辺 {} は (1) の  $WD3_t$  となるので、透過日射量は式 (2.10) で計算できる。

$$Q_{w,t} = 0.81 WD3_t \quad (2.10)$$

上述の (1)(2) における計算式の変更は、非常に粗い仮定のもとで式の導出を行っており、これが適切か否かについては特に検討を行っていない。ただし、鉛直面全日射量の実測値を計算に直接利用するにはこのような式変形を行わざるを得ず、また、南東面と北西面の鉛直

面全日射量から水平面全日射量を推定することも、実測データの精度上、困難であったので、直散分離も有効な手段とはならなかった。この計算式の変更における利点は、実際の地物反射率や形態係数などが実測値そのものに含まれていて、それらの値も考慮した計算結果となる点であろう。本章の熱負荷計算には式 (2.4)、式 (2.10) を使用するものとする。

さらに、以下の仮定のもとで熱負荷計算を行う。

- ・隣室との熱のやり取りなし
- ・ブラインドは常開
- ・昼光利用なし
- ・隣棟の影響なし
- ・室の顕熱容量、潜熱容量はデフォルト値
- ・すきま風による換気量は 0.3 回/h で一定
- ・夜間放射量は  $30.9\text{W}/\text{m}^2$  で一定
- ・調査日以外および調査時間以外の室内発熱量の与え方 (表 2.6)

夜間放射量の仮定値は、月平均水蒸気圧と雲高雲量出現頻度から算出された東京 (8 月) における水平面夜間放射量の提案値<sup>44)</sup> を用いたもので、表 2.6 に示した調査日以外や調査時間以外の室内発熱量も、できるだけ実際の室使用状況に近いものを設定した。

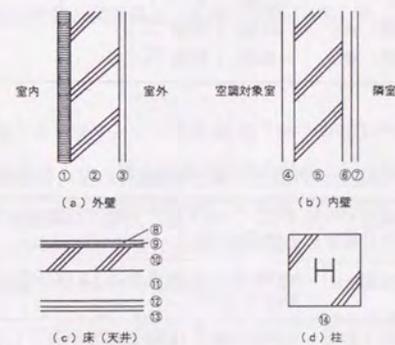


図 2.12 部材仕様

表 2.4 部材の熱物性値

部位	材番	部材	熱伝導率	熱容量	厚さ	熱抵抗
外壁	①	硬質ウレタン発泡板	0.028	47.3	18	0.645
	②	PC コンクリート	1.512	1908.8	140	0.093
	③	タイル	1.279	2009.3	6	0.004
内壁	④	プラスター	0.791	1632.5	25	0.032
	⑤	気泡コンクリート	0.174	653.0	100	0.574
	⑥	非密閉中空層	-	-	15	0.086
	⑦	プラスター	0.791	1632.5	12	0.015
床 天井	⑧	カーペット	0.080	318.1	5	0.062
	⑨	リノリウム	0.190	1465.1	2	0.010
	⑩	普通コンクリート	1.400	1933.9	160	0.114
	⑪	非密閉中空層	-	-	839	0.086
	⑫	岩綿吸音板	0.064	251.2	12	0.187
	⑬	プラスター	0.791	1632.5	9	0.011
柱	⑭	普通コンクリート	1.400	1933.9	760 × 760	-
ガラス	⑮	吸熱ガラス	-	-	8	0.161

熱伝導率 [W/m<sup>2</sup>°C], 熱容量 [kJ/m<sup>3</sup>°C], 厚さ [mm], 熱抵抗 [m<sup>2</sup>°C/W]

表 2.5 対象室の主な設計データ

空調面積 $A_f$	933.12 [m <sup>2</sup> ]	短波吸収率 $a_s$	0.80
室容積 $V$	2500.76 [m <sup>3</sup> ]	長波放射率 $\epsilon_L$	0.90
外壁面積 $\sum A_i$	162.48 [m <sup>2</sup> ]	放射遮蔽係数 $SC_R$	0.54
ガラス面積 $\sum A_g$	157.20 [m <sup>2</sup> ]	対流遮蔽係数 $SC_c$	0.13
総熱貫流 $\sum K_i A_i$	682.91 [W/°C]	日射取得率 $\eta$	0.80
外壁熱貫流 $\sum K_i A_i$	182.00 [W/°C]		
総合熱伝達率 (外側) $\alpha_o$	23.26 [W/m <sup>2</sup> °C]		
総合熱伝達率 (内側) $\alpha_i$	9.30 [W/m <sup>2</sup> °C]		

表 2.6 調査日以外および調査時間以外の室内発熱量の与え方

日	・ 曜日で代用する。(例えば、月曜日の調査結果を他の週の月曜日にも使用する。)
時間	・ 電力量 ・ 19時から23時までは18時の値とし、24時以降は0とする。
	・ 在室人数 ・ 23時の値を18時の値の半分として、19時から23時は直線で補間し、24時以降は0とする。

### 2.3.3 実測値と計算値の比較

除去熱量の実測値と計算値を比較した結果を図 2.13 に示す。計算値は、実測した外界気象データ、外気導入量、室内発熱量、室温湿度を用いてすべての時刻を算定している。すなわち、2.3.2 節で述べた仮定を除けば、この実測値と計算値の差は熱負荷計算理論の妥当性を示すと考えられる。実測値と計算値に大きな差が生じている時間帯は、平日の空調立ち上がり時と18時以降および土曜日全般であり、その他の空調時間帯と非空調時間帯における実測値と計算値は非常に良く一致している。平日の18時以降と土曜日の差は、調査日以外や調査時間以外における室内発熱量の設定が実際と多少異なっていたこと、また、空調立ち上がり時の大きな差は、室の顕熱・潜熱容量の与え方が間違っていたこと、もしくは、室の蓄熱応答係数の設定に問題があったこと、などが主な原因として考えられる。参考文献 40)でも空調立ち上がり時に大きな差が生じるという同様な結果が得られている。

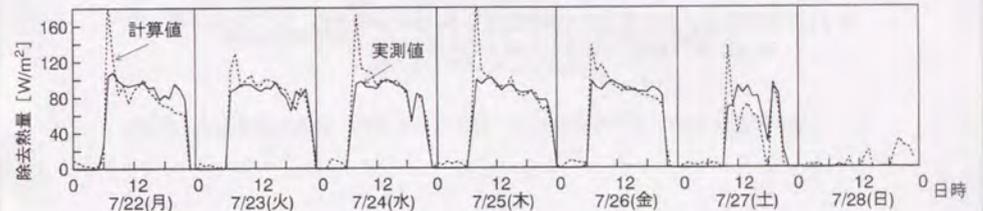


図 2.13 除去熱量の実測値と計算値の比較 (1991年, Kビル)

そこで、室の潜熱容量のみをデフォルト値の 84 kJ/m<sup>2</sup>(g/kg) から 8.4 kJ/m<sup>2</sup>(g/kg) に変更して再度計算してみたところ、図 2.14 に示される結果となった。また、室の潜熱容量の変更前と変更後について、除去熱量の実測値と計算値の相関を図 2.15 に示し、図 2.16 に残差(計算値-実測値)の時刻別平均値と時刻別標準偏差を示す。

当然のことながら、空調立ち上がり時の差は小さくなり、全般的に実測値と計算値は良く一致するようになる。このことから、建物によっては壁体の応答係数や室の重み係数における近似項数などに問題が生じる可能性があるものの、一般的には熱負荷計算の理論上に大き

な問題があるわけではなく、むしろ、その設計入力パラメータに不確定な要素があり、その要素が計算に与える影響が大きいということがいえるであろう。ここでは、室の潜熱容量について試算したが、これらの熱負荷特性に影響を及ぼす設計データについて実状に合う数値または特性値を把握することは、竣工前の設計時にはもちろんのこと、竣工後の空調システム運転時にも重要な課題となる。

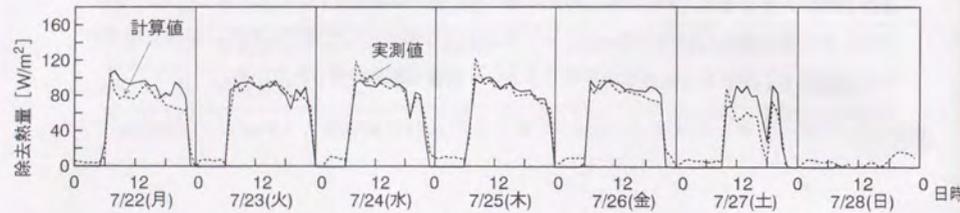


図 2.14 除去熱量の実測値と室の潜熱容量を  $84 \text{ kJ/m}^2 (\text{g/kg})$  (デフォルト値) から  $8.4 \text{ kJ/m}^2 (\text{g/kg})$  に変更した場合の計算値の比較

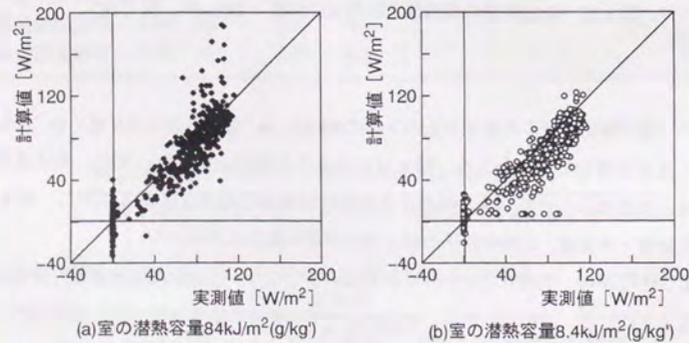
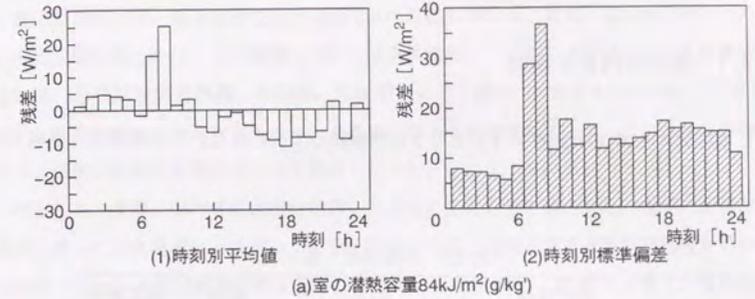
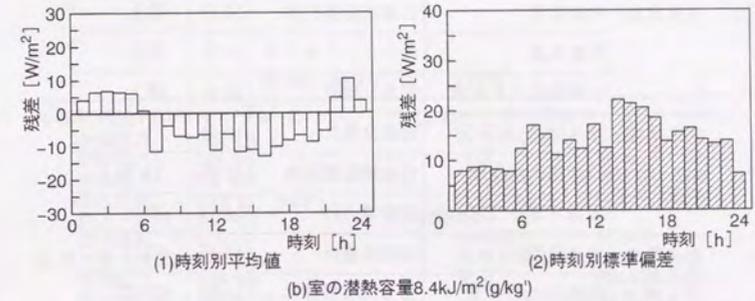


図 2.15 除去熱量の実測値と計算値の相関



(a)室の潜熱容量 $84\text{kJ/m}^2(\text{g/kg})$



(b)室の潜熱容量 $8.4\text{kJ/m}^2(\text{g/kg})$

図 2.16 除去熱量の残差(計算値-実測値)の時刻別平均値と時刻別標準偏差

## 2.4 熱源機器エネルギー消費量の実測と計算

### 2.4.1 実測の内容と項目

Tビルに関する実測は1992年4月より3年間継続して行われた。この実測は、熱源シス

表 2.7 測定項目一覧

	測定項目	測定センサ	間隔	測定箇所
外界気象	外気温度	白金測温抵抗体	10分	屋上
	外気湿度	セラミックセンサ	10分	屋上
	水平面全天日射量	簡易日射計	10分	屋上
空気熱源 ヒート ポンプ チラー	冷水流量	電磁流量計	10分	F3
	冷水出入口温度	白金測温抵抗体	10分	T5,T6
	本体・ポンプ電力量	積算電力計	10分	E3
ガス焼き 冷温水 発生機	冷水流量	電磁流量計	10分	F4
	冷水出入口温度	白金測温抵抗体	10分	T7,T8
	補機・ポンプ電力量	積算電力計	10分	E5
	本体ガス消費量	ガスメータ	10分	G1
温度成層 型蓄熱槽	槽内垂直 温度分布 10点	白金測温抵抗体	10分	槽内
向流型プ レート式 水-水 熱交換器	蓄熱槽側流量	電磁流量計	10分	F1
	2次側流量	電磁流量計	10分	F2
	蓄熱槽側 冷水出入口温度	白金測温抵抗体	10分	T1,T2
	2次側 冷水出入口温度	白金測温抵抗体	10分	T3,T4
	蓄熱槽側 ポンプ電力量	積算電力計	10分	E1
	2次側ポンプ電力量	積算電力計	10分	E2
その他	冷水ヘッド流量	電磁流量計	10分	F6
	冷水サプライ・レタ ン温度	白金測温抵抗体	10分	T11,T12

テムを主な対象とし、空調機などの2次システムについては実測に含まれない。表2.7に主な測定項目を示す。測定箇所の記号は図2.6と対応している。また、表2.8に熱源システムの設計仕様をまとめた。この熱源システムは空気熱源ヒートポンプチラー、ガス焼き冷温水発生機、温度成層型蓄熱槽、冷却塔、向流型プレート式水-水熱交換器に大きく分類でき、電気（空気熱源ヒートポンプチラー）とガス（ガス焼き冷温水発生機）による複合熱源システムと温度成層型の蓄熱システムを併用したシステムとなっている。

例として、夏季における基本的な熱源システムの運転方法を述べると、まず、安価な夜間電力を使って空気熱源ヒートポンプチラーでつくられた冷水と温度成層型蓄熱槽からの水に向流型プレート式熱交換器で熱交換し、蓄熱槽に冷蓄熱する（22時～8時）。蓄熱槽は槽

表 2.8 熱源システム設計値

1) 空気熱源ヒートポンプチラー 冷凍能力 : 383 kW 本体電力 : 104 kW 補機電力 : 8.4 kW 冷水流量 : 0.78 m <sup>3</sup> /min ポンプ電力 : 3.7 kW 出口温度 : 5℃	3) 温度成層型蓄熱槽 蓄熱槽容量 : 500m <sup>3</sup> 水深 : 1.7m ポンプ電力 : 蓄熱時 3.7kW 放熱時 7.4kW
2) ガス焼き冷温水発生機 冷凍能力 : 528 kW ガス消費量 : 105m <sup>3</sup> /h 補機電力 : 8.6 kW 冷水流量 : 1.08 m <sup>3</sup> /min ポンプ電力 : 3.7 kW 出口温度 : 7℃	4) 冷却塔 冷却能力 : 971kW 冷却水量 : 2.53m <sup>3</sup> /min 風量 : 85440m <sup>3</sup> /h ポンプ電力 : 15.0kW ファン電力 : 11.0kW
	5) 向流型プレート式水-水熱交換器 熱交換熱量 : 383kW 出入口温度差 : 7℃

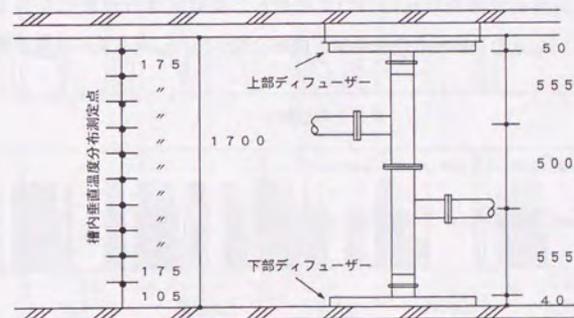


図 2.17 温度成層型蓄熱槽 (単位: mm)

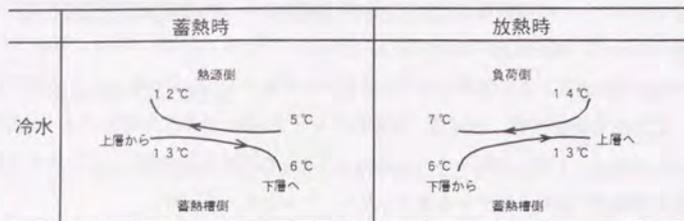


図 2.18 向流型プレート式水-水熱交換器の概念図

容量 500m<sup>3</sup>、水深 1.7m の単用水槽で、槽内に温度成層を促進させるディフューザーが設けられている (図 2.17)。また、熱交換器の出入口温度差は 7°C である (図 2.18)。昼間は、蓄熱槽からの冷水放熱で熱負荷のベースカットを行い、残りの熱負荷に対して、空気熱源ヒートポンプチャラーもしくはガス焼き冷水発生機で対応する。熱負荷が大きくなると 2 つの熱源機器が稼働する。このときの追いかけ運転に対して、空気熱源ヒートポンプチャラーを優先的に運転する空気熱源ヒートポンプチャラー先発運転とガス焼き冷水発生機を優先的に運転するガス焼き冷水発生機先発運転が考えられ、これまでの長期的な実測を基にシステムの有効性とその高効率な運転方法について検討を重ねてきた<sup>45) 46)</sup>。

本論文の解析には 1994 年の実測データを使用するが、この期間は主にガス焼き冷水発生機先発運転を行っている。1994 年夏季における空気熱源ヒートポンプチャラーとガス焼き冷水発生機の実測データについて代表的な 1 週間の経時変化を図 2.19、図 2.20 に示し、温度成層型蓄熱槽の蓄放熱状況について代表日の垂直温度分布変化を図 2.21 に示す。図 2.19(d)、図 2.20(d) の熱源機器除去熱量は機器の冷水出入口温度差に流量を乗じて算出した。(式 (2.11))。

$$\left. \begin{aligned} Q_{AHP,i} &= C_w G_{AHP,i} (\theta_{AHP,R,i} - \theta_{AHP,S,i}) \\ Q_{ARF,i} &= C_w G_{ARF,i} (\theta_{ARF,R,i} - \theta_{ARF,S,i}) \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

ここで、

$Q_{AHP,i}, Q_{ARF,i}$  : 空気熱源ヒートポンプチャラー、ガス焼き冷水発生機の除去熱量 [kW]

$G_{AHP,i}, G_{ARF,i}$  : 空気熱源ヒートポンプチャラー、ガス焼き冷水発生機の冷水流量 [m<sup>3</sup>/h]

$\theta_{AHP,R,i}, \theta_{AHP,S,i}$  : 空気熱源ヒートポンプチャラー冷水出入口温度 [°C]

$\theta_{ARF,R,i}, \theta_{ARF,S,i}$  : ガス焼き冷水発生機冷水出入口温度 [°C]

$C_w$  : 水の容積比熱 (4.186 [MJ/m<sup>3</sup>°C])

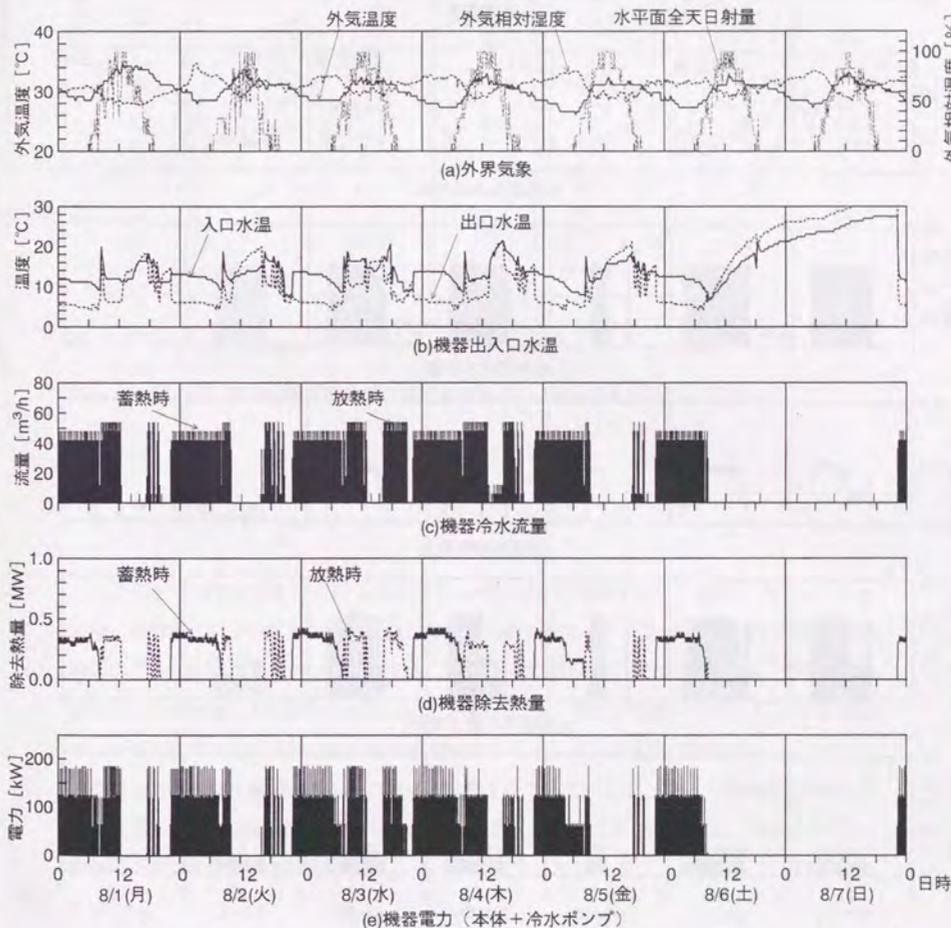


図 2.19 空気熱源ヒートポンプチャラーの実測データ (1994 年、T ビル)

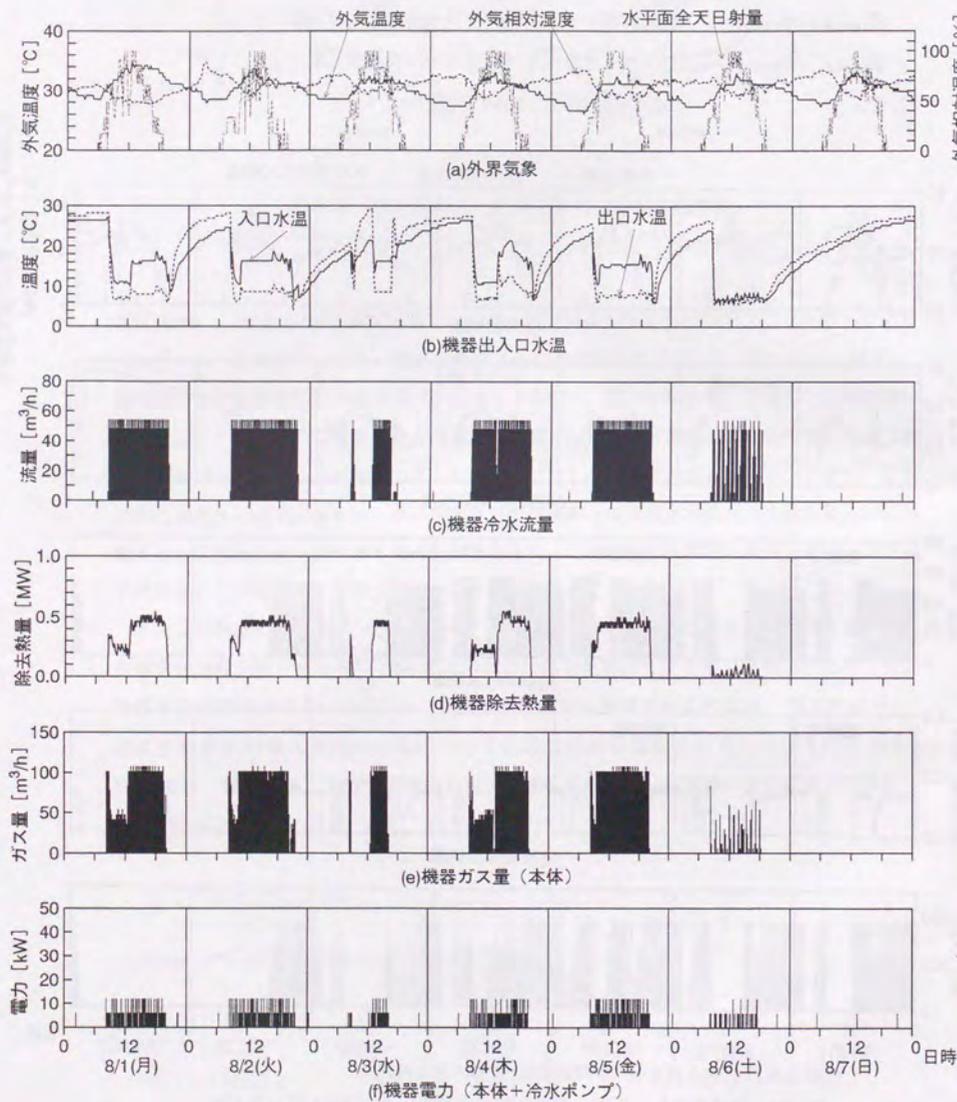


図 2.20 ガス焼き冷温水発生機の実測データ (1994年, Tビル)

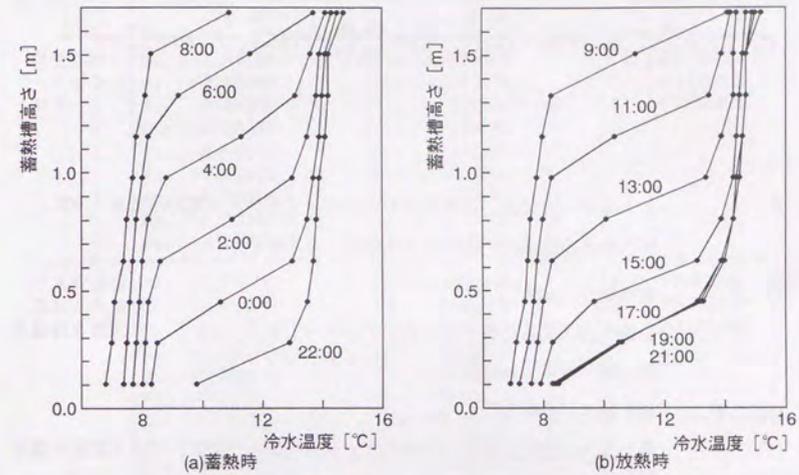


図 2.21 温度成層型蓄熱槽の垂直温度分布 (1994年8月2日, Tビル)

## 2.4.2 計算方法

エネルギー消費量の計算には HASP のアルゴリズムを使用する<sup>2)</sup>。熱源システムのエネルギー消費量に関する詳細な計算方法については第5章で述べ、ここでは個々の熱源機器本体のエネルギー消費量について説明する。HASP の計算式は式(2.12)で示され、その各特性パラメータは表2.9の通りである。式(2.12)と表2.8、表2.9を使って  $T_1, T_2, Q$  に実測データを入力すれば、それぞれの熱源機器本体のエネルギー消費量が計算される。ただし、ガス焼き冷温水発生機の冷却水入口温度は実測されていないので、別途、冷却塔の計算モデルを考慮し、ガス焼き冷温水発生機と冷却塔との取束計算により冷却水入口温度を求める。冷却塔モデルは第5章で述べる。

$$E = P_{max} f_x(x), Q_{max} = \bar{Q} f_q(T_1, T_2), P_{max} = \bar{P} f_p(T_1, T_2), x = Q/Q_{max} \quad (2.12)$$

$$f_q(T_1, T_2) = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 a_{ij} T_1^i T_2^j, f_p(T_1, T_2) = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 b_{ij} T_1^i T_2^j, f_x(x) = \sum_{i=0}^2 c_i x^i$$

ここで、

$E$  : エネルギー消費量 (空気熱源ヒートポンプチラー: 電力消費量 [kW],  
ガス焼き冷温水発生機: ガス消費量 [ $m^3/h$ ])

$\bar{Q}, \bar{P}$  : 定格能力 [kW],  
定格入力 (空気熱源ヒートポンプチラー: 電力 [kW], ガス焼き冷温水  
発生機: ガス [ $m^3/h$ ])

$Q_{max}, P_{max}$  : 最大能力 [kW]  
最大入力 (空気熱源ヒートポンプチラー: 電力 [kW], ガス焼き冷温水  
発生機: ガス [ $m^3/h$ ])

$f_q, f_p, f_x$  : 能力特性式, 入力特性式, 部分負荷特性式

$a_{ij}, b_{ij}, c_i$  : 各特性式パラメータ

$T_1, T_2$  : 能力特性式, 入力特性式の入力変数  
空気熱源ヒートポンプチラーの場合

$T_1$  : 冷水入口温度 [°C],  $T_2$  : 外気温度 [°C]

ガス焼き冷温水発生機の場合

$T_1$  : 冷水入口温度 [°C],  $T_2$  : 冷却水入口温度 [°C]

$Q$  : 機器の除去熱量 [kW]

$x$  : 部分負荷率

表 2.9 HASP に用意されている各特性式のパラメータ値<sup>2)</sup>

	能力特性式 $f_q$		入力特性式 $f_p$		部分負荷特性式 $f_x$	
	冷凍		冷凍			
空気熱源ヒートポンプチラー	$a_{00}$	$-1.245130 \times 10^{-1}$	$b_{00}$	$-6.339920$	$c_0$	$+0.292164$
	$a_{01}$	$+2.355360$	$b_{01}$	$+1.217710$	$c_1$	$+0.197013$
	$a_{02}$	$-0.964100 \times 10^{-1}$	$b_{02}$	$-0.504249 \times 10^{-1}$	$c_2$	$+0.510823$
	$a_{10}$	$+0.831846$	$b_{10}$	$+0.435348$		
	$a_{11}$	$-0.144941$	$b_{11}$	$-0.740182 \times 10^{-1}$		
	$a_{12}$	$+0.602679 \times 10^{-2}$	$b_{12}$	$+0.309668 \times 10^{-2}$		
	$a_{20}$	$-0.130208 \times 10^{-1}$	$b_{20}$	$-0.660877 \times 10^{-2}$		
	$a_{21}$	$-0.223214 \times 10^{-2}$	$b_{21}$	$+0.113293 \times 10^{-2}$		
	$a_{22}$	$-0.930060 \times 10^{-4}$	$b_{22}$	$-0.472055 \times 10^{-4}$		
	ガス焼き冷温水発生機	$a_{00}$	$+2.273000 \times 10^{-1}$	$b_{00}$	$+6.479140$	$c_0$
$a_{01}$		$-4.050270$	$b_{01}$	$-0.692921$	$c_1$	$+0.739177$
$a_{02}$		$+0.149382$	$b_{02}$	$+0.245869 \times 10^{-1}$	$c_2$	$+0.203463$
$a_{10}$		$-1.367680$	$b_{10}$	$-0.374666$		
$a_{11}$		$+0.263007$	$b_{11}$	$+0.454846 \times 10^{-1}$		
$a_{12}$		$-0.969518 \times 10^{-2}$	$b_{12}$	$-0.163014 \times 10^{-2}$		
$a_{20}$		$+0.201224 \times 10^{-1}$	$b_{20}$	$+0.677709 \times 10^{-2}$		
$a_{21}$		$-0.407869 \times 10^{-2}$	$b_{21}$	$-0.795267 \times 10^{-3}$		
$a_{22}$		$+0.151049 \times 10^{-3}$	$b_{22}$	$+0.282922 \times 10^{-4}$		

#### 2.4.3 実測値と計算値の比較

図 2.22 に熱源機器のエネルギー消費量に関する時間平均の実測値と計算値を示す。ただし、これより以降、熱源機器の運転に関連する場合は蓄熱開始時刻 (22 時) を 1 日の始まりとして表現するものとする。また、図 2.22 の時間平均データは図 2.19、図 2.20 に示した 10 分間隔のデータを平均して作成しているが、冷水流量、エネルギー消費量が非常に小さい場合、測定誤差と区別できなかったので一律零に置き換えた。

実測値と計算値の比較から、計算値が実測値よりも全般的に小さく算定されたが、時間変動に注目すると、計算値は実測値と類似した変動を示している結果となった。空気熱源ヒートポンプチラーについては、実際の機器除去熱量が約 300 ~ 400kW (図 2.19) で定格冷凍能力 383kW (表 2.8) とほぼ一致しているのに対して、実測したエネルギー消費量が約 150kW となっており、冷水ポンプを含んだ定格消費電力 116kW (表 2.8) を大きく上回っている。一方、計算したエネルギー消費量は約 100kW 前後の値を示している。これは、HASP に用意されている入力・能力特性が熱源機器の設計入力・特性と大きく異なっている

わけではなく、むしろ、何らかの原因で実際の機器に必要なエネルギー消費量が大きくなっていると解釈できるであろう。

ガス焼き冷温水発生機については、定格冷凍能力 528kW（表 2.8）で実際の機器除去熱量が約 500kW（図 2.20）のときに、実測したエネルギー消費量が約 100m<sup>3</sup>/h となっており、定格ガス消費量 104m<sup>3</sup>/h（表 2.8）とほぼ一致している。一方で、計算したエネルギー消費量は実測値よりも小さく算定されている。このことから、空気熱源ヒートポンプチラーの場合のように実測値に問題があるのではなく、計算に使用した HASP の入力・能力特性に問題があったと推察される。

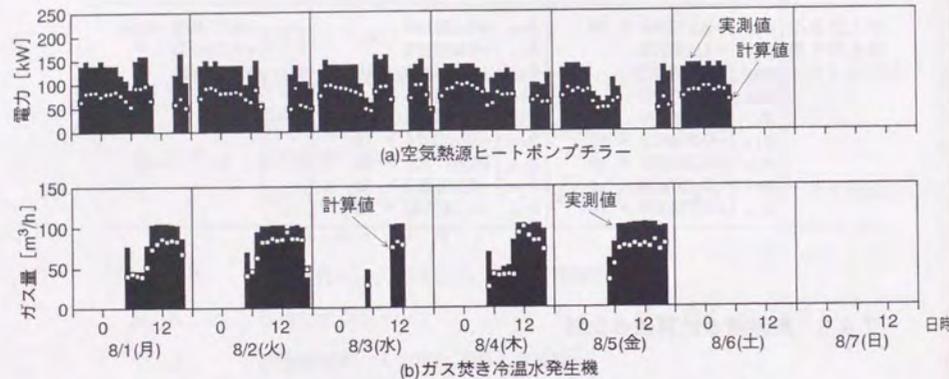


図 2.22 エネルギー消費量の実測値と計算値（1994 年，Tビル）

図 2.23 にエネルギー消費量の実測値と計算値の相関を示す。空気熱源ヒートポンプチラーの方がガス焼き冷温水発生機よりも実測値と計算値の差が大きく、また、両者ともエネルギー消費量の小さい場合には比較的一致するものの、エネルギー消費量が大きくなると一致しなくなる傾向がみられる。

このように、実際の機器稼働時のエネルギー消費量は、空調システムの設計段階で用いたカタログ値などとは一般的には一致しないことが多いが、計算値が実測値よりも小さく算定されたことはエネルギー消費量を評価する際にカタログなどの機器特性をそのまま用いると危険側に陥る可能性があることを示しており、2.3.3 節で述べたことと同様、現状に即した機器のエネルギー消費特性を明らかにすることが、空調システムの省エネルギー評価や熱源

機器の適切な運転には不可欠と考えられる。

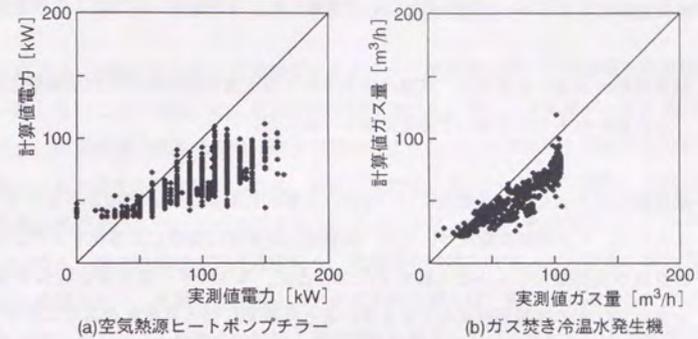


図 2.23 エネルギー消費量の実測値と計算値の相関

## 2.5 まとめ

本章では、空調システムシミュレーションの主要な位置を占める建物の熱負荷と熱源機器のエネルギー消費量について、実測と計算の比較をそれぞれ行った。計算の入力となる項目にはできるだけ実測値を直接使い、その計算結果と実測結果の差から測定した建物の熱負荷特性や熱源機器のエネルギー消費特性について考察した。その結果、以下のことが分かった。

1. 熱負荷の実測値と計算値は、空調の立ち上がり時と室内発熱量の入力が実際と多少異なると思われる土日を除いて非常に良く一致した。
2. 熱源機器のエネルギー消費量については、一般的に計算値が実測値よりも小さく算定されたが、その時間変動については、実測値と計算値は類似した傾向を示す。ただし、計算値が実測値よりも小さく算定されたことは、エネルギー消費量を評価する際に、カタログなどの機器特性をそのまま用いると危険側に陥る可能性があることを示唆している。
3. 1.と2.から、熱負荷計算値および熱源機器エネルギー消費量計算値とそれぞれの実測値との間に差を生じる原因として、計算の理論上に根本的な問題があるわけではなく、設計入力データに確定することの困難な項目があり、それらの入力データが計算に与える影響が大きいということが考えられる。
4. 空調システムの省エネルギー評価や適切な運転管理のためには、不確定な入力項目をそのまま用いる熱負荷や熱源機器エネルギー消費量の計算値に基づくのではなく、むしろ、実際の熱負荷の発生状況や空調システムの運転状況を反映した建物の熱負荷特性およびエネルギー消費特性を把握することが必要不可欠となる。

## 第3章 建物熱負荷特性と熱源機器エネルギー消費特性の同定

### 3.1 はじめに

第2章では、建物の熱負荷や熱源機器のエネルギー消費量に関する実測値と計算値が必ずしも一致しないことを確認した。それぞれの計算値の入力項目には実測データを使用しているため、この実測値と計算値の差は熱負荷特性やエネルギー消費特性に関連する設計データの適否に主な原因があると考えられる。特に、室内家具類といった室の顕熱・潜熱容量による熱負荷の熱的遅れについては無視できないと考えられ、また、熱源機器のエネルギー消費量についても、除去熱量の大小だけでなく、機器固有の能力特性、入力特性、部分負荷特性に大きく影響されて、実機の実測値とカタログの特性値とは一般には一致しない。

実状に即したこれらの特性を建物竣工前の設計に前もって反映させることは非常に困難であるが、建物や熱源システムを運用する段階においてその運転計画や省エネルギー評価を行う際には、実測値から同定した各特性値を熱負荷やエネルギー消費量の計算に考慮しなければならない。本章では、第2章に示した建物の空調に関する諸実測データにシステム同定の手法を適用し、熱負荷特性およびエネルギー消費特性を算定する方法について述べる。以下、「設計値」とは熱的な設計データによる熱負荷やエネルギー消費を、また、「同定値」とは実測データに同定手法を適用して得られる熱負荷、エネルギー消費を示すものとする。

本章3.2節で述べるように、システム同定手法はあるモデルの未知パラメータを推定する問題に対する手法として一般的には捉えられ、その手法のほとんどが最小二乗法に基礎をおいたものとなっている。その意味では、単純な重回帰式のパラメータを最小二乗法で決定することも「システム同定」の一種だと考えることもできる。ただし、「システム同定」といった場合、ある評価規範に基づいて雑音に乱された現象の時系列的な信号からそのシステムを最も良く表す数学モデルを抽出することを示すものであり、厳密には、最小二乗法といった同定法の選択から、入力信号の与え方、サンプリング周期の決定、入出力信号に対する信号処理法の選定など、検討すべき数多くの内容がそれに含まれる<sup>47)</sup>。本章の内容は、これらの事項すべてについて忠実に検討を行ったものではないが、雑音を含んだ実測データに同定手法を適用し、構築したモデルのパラメータを推定することによって熱負荷特性やエネルギー消費特性の把握を試みていることから、本章でも「システム同定」と称することとする。

実測データによる熱特性の同定（推定）に関するこれまでの研究に、まず、松尾らや永村らによる研究があげられる。松尾ら<sup>48)</sup>は、住宅の保温性能に関する研究の中で、室の静特性を表す総熱損失係数および室の動特性を表す指数関数パラメータを、現場測定により推定する手法を示した。これは、目的変数の室温と説明変数の外気温度や日射量、暖房量の間モデル式を導出し、熱特性を表すと考えられる未知のモデルパラメータを最小二乗法により決定するものである。このとき、両変数間の非因果的な従属関係を断ち切ることが熱特性の推定精度を向上させるのに必要であることを述べており、永村ら<sup>49)</sup>は、この問題に対して、線形独立性の低い方位間の外乱から無相関な合成外乱を作る方法が有効であることを明らかにし、建物方位ごとの熱特性を推定する解析的な方法を提案した。

また、中尾ら<sup>50)</sup>は、壁体の動特性を表す応答係数を壁体表面熱流と空気温度の実測データから推定する方法を示しており、S.A.Barakat<sup>51)</sup>やF.Haghighatら<sup>52)</sup>もASHRAEで提案されている軽、中、重構造の伝達係数の適用範囲を拡張するために、さらに、3種類の伝達係数を実測データから推定している。ただし、これらの研究には、部材のみを取り上げた実験室実験による実測値や、人為的な操作を加えた実大実験住宅における実測値を使用していることが多い。

本章では、システム同定手法を実際に稼働している空調システムの実測データに適用し、建物の熱負荷特性や熱源機器のエネルギー消費特性を推定したところ、システム同定による熱負荷やエネルギー消費量の計算値が実測データを良く補足し、本手法が熱負荷特性およびエネルギー消費特性の推定法として有効であることを明らかにした。

### 3.2 システム同定手法

システム同定とは、雑音に乱された入力や出力の実測データからシステムの数学モデルを決定することであり、①モデル構造の決定、②入出力データによる未知パラメータの推定、③モデルの妥当性の検証、の3段階から成り立っている。従来、システム制御分野における同定問題の多くは、モデル構造（差分方程式や伝達関数など）をはじめに定めておいて、そのモデルの未知パラメータを推定する問題として扱われており<sup>53)</sup>、本章でも熱負荷モデルや熱源機器モデルを3.3節で定義して、②の入出力データによる未知パラメータの推定を主な検討内容とする。

まず、図3.1に示した線形システムの入出力関係を表す数式モデルについて述べる。時刻  $t$  における出力  $x_t$  は入力  $u_t$  のすべての過去値の線形結合として次式のように表される。

$$x_t = \sum_{i=0}^{\infty} h_i u_{t-i} \quad (3.1)$$

ここで、 $h_i$  : インパルス応答系列

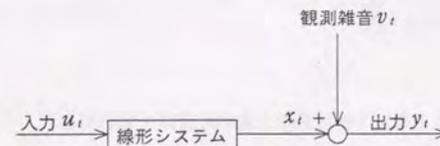


図3.1 線形システムモデルの概念図

パルス伝達関数  $X(z)$  は、連続時間領域におけるインパルス応答系列  $h_i$  の伝達関数  $H(s)$  とホールド関数の積で表されるパルス伝達係数  $H(z)$  とシステム入力  $u_t$  のパルス伝達関数  $U(z)$  との積で与えられ、入出力関係を離散時間領域で表すと式(3.2)となる。

$$\left. \begin{aligned} X(z) &= H(z)U(z) \\ H(z) &= \sum_{i=0}^{\infty} h_i z^{-i}, \quad X(z) = \sum_{i=0}^{\infty} x_i z^{-i}, \quad U(z) = \sum_{i=0}^{\infty} u_i z^{-i} \end{aligned} \right\} (3.2)$$

今、パルス伝達関数  $H(z)$  を有理多項式で表して、

$$H(z) = \frac{B(z)}{A(z)} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \cdots + b_n z^{-n}}{1 + a_1 z^{-1} + \cdots + a_n z^{-n}} \quad (3.3)$$

とし、式(3.2)における時刻  $t$  の入出力関係に注目して、観測値  $y_t$  を入力値  $u_t$  で表すと以下の式(3.4)が得られる。

$$y_t = \frac{B(z)}{A(z)} u_t + v_t \quad (3.4)$$

ここで、 $v_t$  : 時刻  $t$  の観測雑音

また、式(3.4)の分母をはらえば、式(3.4)は式(3.5)のような差分方程式でも表示できる。

$$y_t + \sum_{i=1}^n a_i y_{t-i} = \sum_{i=0}^n b_i u_{t-i} + r_t \quad (3.5)$$

$$\text{ただし、 } r_t = A(z)v_t = v_t + \sum_{i=1}^n a_i v_{t-i}$$

一般に、多くのシステム同定手法は最小二乗法に基礎をおいており、そのほとんどが最小二乗法を修正あるいは拡張して表現できるものとなっている。本論文で採用した手法は逐次型最小二乗法で、新しくデータが得られる度に直前の推定パラメータ値を更新していく手法である<sup>53)</sup>。以下にその計算アルゴリズムを説明する。

今、式(3.6)のような  $2n+1$  次元ベクトルを定義する。

$$\left. \begin{aligned} \theta^T &= (a_1, a_2, \cdots, a_n, b_0, b_1, b_2, \cdots, b_n) \\ z_t^T &= (-y_{t-1}, -y_{t-2}, \cdots, -y_{t-n}, u_t, u_{t-1}, u_{t-2}, \cdots, u_{t-n}) \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

式(3.5)は式(3.6)により式(3.7)と表せる。

$$y_t = z_t^T \theta + r_t \quad (3.7)$$

上式で  $t=1, 2, \cdots, N$  とおいて得られる  $N$  個の方程式を考えれば、最小二乗法によるパラメータの推定とは、

$$J = \sum_{t=1}^N r_t^2 = \sum_{t=1}^N (y_t - z_t^T \theta)^2 \quad (3.8)$$

を最小にする  $\theta$  を求めることなので、 $\theta$  で  $J$  を微分して零とおくことにより、最小二乗推定  $\hat{\theta}_N$  が以下の式(3.9)で与えられる。

$$\hat{\theta}_N = \left( \sum_{t=1}^N z_t z_t^T \right)^{-1} \sum_{t=1}^N z_t y_t \quad (3.9)$$

ここで、 $P_N = \left( \sum_{t=1}^N z_t z_t^T \right)^{-1}$  とおくと、 $P_N^{-1} = P_{N-1}^{-1} + z_N z_N^T$  であり、式(3.9)は式(3.10)のような漸化式を得ることができる。

$$\begin{aligned} \hat{\theta}_N &= P_N \left( \sum_{t=1}^{N-1} z_t y_t + z_N y_N \right) \\ &= P_N \left( P_{N-1}^{-1} \hat{\theta}_{N-1} + z_N y_N \right) \\ &= \hat{\theta}_{N-1} + P_N z_N (y_N - z_N^T \hat{\theta}_{N-1}) \end{aligned} \quad (3.10)$$

$P_N = (P_{N-1}^{-1} + z_N z_N^T)^{-1}$  に逆行列の補題を利用して、さらに式変形を施せば、最終的な逐次計算アルゴリズムが得られる(式(3.11))。

$$\left. \begin{aligned} \hat{\theta}_N &= \hat{\theta}_{N-1} + \frac{P_{N-1} z_N}{1 + z_N^T P_{N-1} z_N} (y_N - z_N^T \hat{\theta}_{N-1}) \\ P_N &= P_{N-1} - \frac{P_{N-1} z_N z_N^T P_{N-1}}{1 + z_N^T P_{N-1} z_N} \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

式(3.11)の初期値としては、最も単純に $\hat{\theta}_0 =$  任意(通常0)、 $P_0 = aI$  ( $I$ : 単位行列、 $a$ : 十分大きな正数)とすればよい。このアルゴリズムは簡単で、推定結果も安定しているために非常によく用いられる手法であるが、式(3.11)の第2式右辺が非負定値行列の差になっているので、ここでは $U-D$  分解アルゴリズム<sup>54)</sup>を併用する。

本論文の特性パラメータの推定には以上の同定手法を適用したが、3.4.1節の熱負荷特性解析にはデータ解析汎用プログラムSALS<sup>55)</sup>を使用している。

### 3.3 熱負荷モデルと熱源機器モデル

ここでは、熱負荷特性やエネルギー消費特性を同定するための熱負荷モデルと熱源機器モデルについて説明する。

#### 3.3.1 熱負荷モデル

本論文では、外気温度、外気湿度、日射量、室内温度、室内湿度の励振を入力とし、建物の熱負荷を出力として、その入出力関係をパルス伝達関数で表すような熱負荷モデルを考える。このとき、出力の熱負荷に与えられる実測データは空調機やファンコイルユニットの除去熱量となるが、その除去熱量にはモデルに考慮されない空調機の外気負荷、夜間放射による負荷、室内発熱による負荷が含まれているので、同定するにはこれらの負荷を機器の除去熱量からあらかじめ差し引いたものを考える。

3.3節で線形システムモデルが式(3.4)で表されることを示したが、一方、HASPでは外気温度などの励振を部材ごとの応答係数で畳み込んで熱取得を計算し、さらに室の重み係数で熱取得の放射成分を畳み込むことで冷房負荷を計算している。蓄熱負荷についても同じことで、この場合は室温が励振となり、それを室の吸熱応答係数(蓄熱応答係数)で畳み込んで算出され、冷房負荷と蓄熱負荷の和が除去熱量となる。畳み込み演算には項別公比が導入されており<sup>1)</sup>、外気温度による貫流熱取得の場合(2項近似)を例示すると、次式(3.12)となる。

$$\left. \begin{aligned} L_{s,t} &= P_0 \Delta \theta_{s,t} + Q_{1,t} + Q_{2,t} \\ Q_{1,t} &= P_1 \Delta \theta_{s,t-1} + R_1 Q_{1,t-1} \\ Q_{2,t} &= P_2 \Delta \theta_{s,t-1} + R_2 Q_{2,t-1} \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

ここで、

$L_{s,t}$  :  $\Delta \theta_{s,t}$ による貫流熱取得 [W/m<sup>2</sup>]

$\Delta \theta_{s,t}$  : 外気温度と基準温度の差 [°C]

$P_0, P_1, P_2, R_1, R_2$  : 部材の熱特性定数

式(3.12)をパルス伝達関数で表すと、

$$L_{s,t} = \left\{ P_0 + \frac{P_1 z^{-1}}{1 - R_1 z^{-1}} + \frac{P_2 z^{-1}}{1 - R_2 z^{-1}} \right\} \Delta \theta_{s,t} \quad (3.13)$$

式(3.13)のパルス伝達関数は部材や入力励振の種類ごとに異なり、HASPの最終的な熱負荷計算は部材種類や熱取得から冷房負荷へといった畳み込みの計算過程で式(3.13)が並列、直列結合された形式となる。式(3.13)は式(3.4)と同等なモデルであり、式(3.4)をそれぞれの入力項目で設定して、熱負荷モデルを構成すれば以下の式(3.14)にまとめられる。

$$\left. \begin{aligned} LC_{\Delta \theta 1,t} &= \frac{B_{\Delta \theta 1}(z)}{A_{\Delta \theta 1}(z)} \Delta \theta_{1,t} \\ LC_{\Delta x 1,t} &= \frac{B_{\Delta x 1}(z)}{A_{\Delta x 1}(z)} \Delta x_{1,t} \\ LC_{J,t} &= \frac{B_J(z)}{A_J(z)} J_t \\ LC_{\Delta \theta 2,t} &= \frac{B_{\Delta \theta 2}(z)}{A_{\Delta \theta 2}(z)} \Delta \theta_{2,t} \\ LC_{\Delta x 2,t} &= \frac{B_{\Delta x 2}(z)}{A_{\Delta x 2}(z)} \Delta x_{2,t} \end{aligned} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} \text{冷房負荷} \\ \text{蓄熱負荷} \end{array} \right\} \quad \text{熱負荷} \quad (3.14)$$

ここで、

- $\Delta\theta_{1,t}$  : 外気温度と基準温度の差 [°C]
- $\Delta x_{1,t}$  : 外気湿度と基準湿度の差 [g/kg]
- $J_i$  : 日射量 [W/m<sup>2</sup>]
- $\Delta\theta_{2,t}$  : 室内温度と基準温度の差 [°C]
- $\Delta x_{2,t}$  : 室内湿度と基準湿度の差 [g/kg]
- $LC_{\Delta\theta 1,t}$  : 外気温度による顕熱冷房負荷 [W/m<sup>2</sup>]
- $LC_{\Delta x 1,t}$  : 外気湿度による潜熱冷房負荷 [W/m<sup>2</sup>]
- $LC_{J,t}$  : 日射による顕熱冷房負荷 [W/m<sup>2</sup>]
- $LC_{\Delta\theta 2,t}$  : 室内温度による顕熱蓄熱負荷 [W/m<sup>2</sup>]
- $LC_{\Delta x 2,t}$  : 室内湿度による潜熱蓄熱負荷 [W/m<sup>2</sup>]

システム同定とは、式(3.4)のパルス伝達係数  $a_i, b_i$  ( $i=0, 1, \dots, n$ ) を実測値  $y_t, u_t$  から決定することであり、この手法を式(3.14)にも適用することができる。しかし、実際に冷房負荷や蓄熱負荷をそれぞれ実測することはできないので、以下の式(3.15)によって熱負荷特性の同定を行わなければならない。

$$Q_t = \frac{B_{\Delta\theta 1}(z)}{A_{\Delta\theta 1}(z)} \Delta\theta_{1,t} + \frac{B_{\Delta x 1}(z)}{A_{\Delta x 1}(z)} \Delta x_{1,t} + \frac{B_J(z)}{A_J(z)} J_t + \frac{B_{\Delta\theta 2}(z)}{A_{\Delta\theta 2}(z)} \Delta\theta_{2,t} + \frac{B_{\Delta x 2}(z)}{A_{\Delta x 2}(z)} \Delta x_{2,t} + v_t \quad (3.15)$$

また、本章では出力  $Q_t$  に空調機やファンコイルの冷水流量に出入口の冷水温度差を乗じた除去熱量を考えており、顕熱と潜熱の除去熱量が分離されていない。そこで、各パルス伝達関数の分母  $A_{\Delta\theta 1}(z), A_{\Delta x 1}(z), A_J(z), A_{\Delta\theta 2}(z), A_{\Delta x 2}(z)$  の次数  $n$  と係数  $a_i$  が等しいと仮定し、新たに  $A(z)$  として式(3.16)の熱負荷モデルを考える。ただし、吹き出し風量と吹き出し、吸い込みの空気温湿度の差から顕熱と潜熱の除去熱量を別々に測定されている場合は式(3.17)のように顕熱負荷モデルと潜熱負荷モデルを考えることもできる。

$$A(z)Q_t = B_{\Delta\theta 1}(z)\Delta\theta_{1,t} + B_{\Delta x 1}(z)\Delta x_{1,t} + B_J(z)J_t + B_{\Delta\theta 2}(z)\Delta\theta_{2,t} + B_{\Delta x 2}(z)\Delta x_{2,t} + r_t \quad (3.16)$$

ただし、 $r_t = A(z)v_t$

$$A_1(z)Q_{S,t} = B_{\Delta\theta 1}(z)\Delta\theta_{1,t} + B_{\Delta\theta 2}(z)\Delta\theta_{2,t} + B_J(z)J_t + r_{S,t} \quad (3.17)$$

$$A_2(z)Q_{L,t} = B_{\Delta x 1}(z)\Delta x_{1,t} + B_{\Delta x 2}(z)\Delta x_{2,t} + r_{L,t}$$

ただし、 $r_{S,t} = A_1(z)v_{S,t}$

$r_{L,t} = A_2(z)v_{L,t}$

このモデルは、熱負荷特性を、建物を構成する各部材ごとの特性として捉えるのではなく、外気温度や外気湿度あるいは日射量などの熱的インパクトに対する建物全体の熱的な応答として捉えている点に特徴があり、各パルス伝達関数の次数  $n$  を  $n=0$  とすれば静的な熱負荷モデルとなる。一般に、式誤差  $r_t$  が白色雑音となる場合は特別な場合を除いてほとんどなく、 $r_t$  を自己回帰モデルなどで表して式誤差の白色化を図ることも考えられるが、この場合は自己回帰モデルの適切な次数選択やパラメータ推定における繰り返し計算が必要となる。本論文では式誤差を白色雑音と仮定して検討を進めた。

### 3.3.2 熱源機器モデル

本来のエネルギー消費特性は、蒸発器や凝縮器の伝熱面積、熱通過率、圧縮機の体積効率、圧縮効率などによるものと考えられるが、これらの特性項目を実測データから同定するには、冷凍サイクルのシミュレーションと機器内部の状態量に関連する実測データが不可欠となる。また、熱源機器のエネルギー消費特性の中で重要な項目の1つに動的な立ち上がり（立ち下がり）特性が挙げられるが、その挙動を表現するには冷凍サイクルの動的モデルが必要になり、システムシミュレーションを研究手段として用いる本論文で各熱源機器の動的な特性まで立ち入って議論することは非常に困難と考えられる。そこで、本論文の解析対象を熱源機器の静的な能力特性、入力特性、部分負荷特性に限定する。

HASP には、代表的な熱源機器の能力特性、入力特性が2変数2次式で、また、部分負荷特性が1変数2次式で用意されており、それらの特性パラメータもカタログデータから近似して求められている<sup>2)</sup> (式(2.2), 表2.9)。まず、これらの特性式に実測データを入力し、

特性パラメータを同定することによりエネルギー消費特性を推定することを考える。ただし、以降の解析は第2章で示したTビルの熱源システムを中心的に扱っているので、熱源機器として空気熱源ヒートポンプチラーとガス焼き冷水水発生機を取り上げるが、その他の熱源機器にもここで述べる手法の適用が可能である。また、熱源機器に関するエネルギー消費量には機器本体以外に補機類と冷水ポンプのエネルギー消費量があげられるが、これらの項目についてはこの章では除外し、第5章で改めて考慮するものとする。

HASPのアルゴリズムによると、空気熱源ヒートポンプチラーとガス焼き冷水水発生機の機器本体のエネルギー消費量は第2章の式(2.2)で表されるが、最大能力、最大入力、部分負荷率が実測で得られるわけではないので、式(2.2)をエネルギー消費量と除去熱量の関係に整理する。(式(3.18)(記号は式(2.2)を参照))。(以下、特に断らない限り、各特性式の入力変数を省略する。)

$$E = c_0 \bar{P} f_p + c_1 \left( \frac{\bar{P} f_p}{\bar{Q} f_q} \right) Q + c_2 \left( \frac{\bar{P} f_p}{\bar{Q} f_q^2} \right) Q^2 \quad (3.18)$$

まず、実機のエネルギー消費特性式を $\tilde{f}_q, \tilde{f}_p, \tilde{f}_x$ とし、そのパラメータを $\tilde{a}_{ij}, \tilde{b}_{ij}, \tilde{c}_i$ とする。式(3.18)にエネルギー消費量と除去熱量の実測データをあてはめ、各特性式のパラメータ $\tilde{a}_{ij}, \tilde{b}_{ij}, \tilde{c}_i$ を同定すれば実機のエネルギー消費特性式 $\tilde{f}_q, \tilde{f}_p, \tilde{f}_x$ を得ることができる。しかし、この場合、推定すべきパラメータの数が非常に多く、また、実測データの経時的な変化が小さいために、推定パラメータの振動や発散が見られた。

HASPで用意されている各特性パラメータ値は元々暫定的なもので、それとは別に、機器性能曲線などの離散的なデータを入力することで、近似特性式を自動的に発生するようなプログラミングがなされている。ただし、この近似特性式の発生はカタログに記載されているような広範囲にわたる温度条件下でのデータ利用を前提にしており、機器の運転によっては非常に局所的な温度範囲のデータしか得られない場合はこの手法の適用が難しいと考えられる。そこで、第2章図2.22に示したようにエネルギー消費量の実測値と計算値の変動傾向が類似していることから、実機的能力特性、入力特性、部分負荷特性が、暫定的に与えられているHASPの各特性式に比例すると仮定し、式(3.18)を式(3.19)に変形する。

$$E = (\beta\gamma) \bar{c}_0 \bar{P} \bar{f}_p + (\beta\gamma/\alpha) \bar{c}_1 \left( \frac{\bar{P} \bar{f}_p}{\bar{Q} \bar{f}_q} \right) Q + (\beta\gamma/\alpha^2) \bar{c}_2 \left( \frac{\bar{P} \bar{f}_p}{\bar{Q}^2 \bar{f}_q^2} \right) Q^2 \quad (3.19)$$

$$\tilde{f}_q = \bar{f}_q / \alpha, \quad \tilde{f}_p = \bar{f}_p / \beta, \quad \tilde{f}_x = \bar{f}_x / \gamma$$

ここで、

$\tilde{f}_q, \tilde{f}_p, \tilde{f}_x$  : HASPの各特性式

$\bar{a}_{ij}, \bar{b}_{ij}, \bar{c}_i$  : HASPの各特性式パラメータ

$\tilde{f}_q, \tilde{f}_p, \tilde{f}_x$  : 実機の各特性式

$\alpha, \beta, \gamma$  : HASP特性に対する実機特性の比例係数

式(3.19)の $\beta\gamma, \beta\gamma/\alpha, \beta\gamma/\alpha^2$ 以外はすべて既知となるので、これらのパラメータの推定が容易にでき、さらに、 $\beta\gamma/\alpha^2 = (\beta\gamma/\alpha) / (\beta\gamma)$ となっているので、実質的な推定パラメータは $\beta\gamma, \beta\gamma/\alpha$ の2つとなる。この方法は、実機のエネルギー消費特性を推定する際に、特性曲線そのものを求めるのではなく、実機の実機特性曲線とHASPの特性曲線のズレを求めるものとなっている(図3.2)。

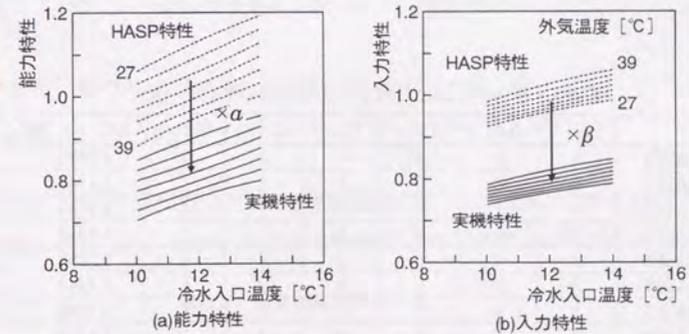


図3.2 HASPの特性曲線と同定した特性曲線の概念図

### 3.4 同定手法の適用と特性解析

#### 3.4.1 熱負荷特性解析

熱負荷特性を表す式(3.16)の伝達係数を3.2節で述べた手法(SALS使用)により同定する。このときモデル次数をどのように選定するかが問題となる。例えば、本来の外気温度にかかるパルス伝達関数  $B_{\Delta\theta_1}(z)/A(z)$  の次数は、すきま風による瞬時成分と外壁貫流熱負荷による時間遅れ成分が重なっているために少なくとも2以上の次数が必要となる。また、次数を大きく取れば取るほど複雑な曲線にもあてはめることが可能になり、逆に次数0の場合は瞬時定常モデルを、次数1の場合は応答が単調に減少するようなモデルを示すことになる。ここでは、モデル次数の決定についてAIC(赤池の情報量基準)を参考にした<sup>53)</sup>。

AICは同定した際のモデルのあてはまりの良さを示す客観的な基準であり、一般に値が小さいほど良いと言われているものである。この建物は窓面積率が大きく、冷房負荷はほとんど瞬時に発生すると予想され、事実、後述の設計値を使った冷房負荷の応答は時間遅れがほとんどないものとなっている。そこで、本章では冷房負荷に関する励振  $\Delta\theta_{1,t}$ 、 $J_t$  のパルス伝達関数については主に次数0で検討し、また、すきま風による潜熱負荷はもともと瞬時でしか効いてこないもので、 $\Delta x_{1,t}$  に関してはすべて次数0とした。表3.1、図3.3に検討した各励振のパルス伝達関数の次数とAICを示す。

表3.1 各励振におけるパルス伝達関数の次数とAIC

	$Q_t$	$\Delta\theta_{1,t}$	$\Delta x_{1,t}$	$J_t$	$\Delta\theta_{2,t}$	$\Delta x_{2,t}$	AIC ( $\times 10^4$ )
CASE1	0	0	0	0	0	0	1.1829
CASE2	1	0	0	0	1	1	1.1344
CASE3	1	1	0	0	1	1	1.1334
CASE4	1	0	0	1	1	1	1.1346
CASE5	2	0	0	0	2	1	1.1252
CASE6	2	0	0	0	2	2	1.1245
CASE7	2	0	0	0	2	2	1.1245
CASE8	3	0	0	0	3	1	1.1238
CASE9	3	0	0	0	1	3	1.1234
CASE10	3	0	0	0	3	2	1.1222
CASE11	3	0	0	0	2	3	1.1230
CASE12	3	0	0	0	3	3	1.1244

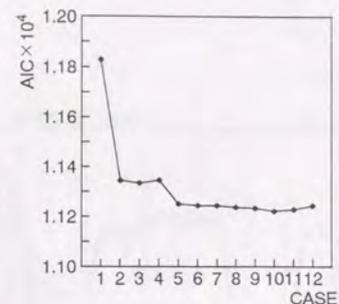


図3.3 各励振におけるパルス伝達関数の次数とAIC

表3.1、図3.3のAICからCASE10が最も良いモデル次数となる。しかし、この場合の次数で同定されたパルス伝達関数を時間領域の応答に展開したところ、応答が正值と負値に交互に現れるといった物理的に考えられない現象を示し、これと同様なことが他の高次のケース(CASE5~CASE12)にもみられた。また、CASE3の  $\Delta\theta_{1,t}$  が1次の場合には、外気温度の0次と1次の相関が非常に高いために不適当な計算結果(ランク落ち)となり、CASE4の  $J_t$  が1次の場合にはCASE2のときの応答とほとんど変わらない結果となった。以上の理由により、本章の解析にはCASE2の次数を使用した。これは、冷房負荷に関しては定常モデルを考え、動的な熱特性の同定は蓄熱負荷に関してのみ行うといった最も簡単なモデルを採用したことになる。式(3.16)を改めて書くと、式(3.20)となる。

$$(1+a_1z^{-1})Q_t = b_{\Delta\theta_{10}}(1+a_1z^{-1})\Delta\theta_{1,t} + b_{\Delta x_{10}}(1+a_1z^{-1})\Delta x_{1,t} + b_{J_0}(1+a_1z^{-1})J_t + (b_{\Delta\theta_{20}} + b_{\Delta\theta_{21}}z^{-1})\Delta\theta_{2,t} + (b_{\Delta x_{20}} + b_{\Delta x_{21}}z^{-1})\Delta x_{2,t} + v_t \quad (3.20)$$

表3.2にこのモデルで同定された伝達係数の値を示し、この結果から計算される除去熱量を図3.4に示す。また、実測値との誤差の時刻別平均値と時刻別標準偏差を図3.5に示す。

表3.2 伝達係数の同定結果

$a_1$	-0.492	$b_{\Delta\theta_{20}}$	-10.51
$b_{\Delta\theta_{10}}$	+0.948	$b_{\Delta\theta_{21}}$	+10.19
$b_{\Delta x_{10}}$	+0.462	$b_{\Delta x_{20}}$	-3.312
$b_{J_0}$	+0.024	$b_{\Delta x_{21}}$	+2.469

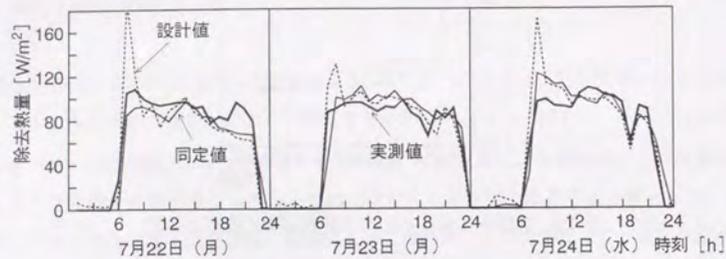


図 3.4 同定値による除去熱量計算値 (1991年, Kビル)

熱負荷特性の設計値および同定値を使った除去熱量の計算値は実測値と概ね一致しているが、設計値による除去熱量は、空調の立ち上がり時に2倍近く過大に計算される場合があり、一方、同定値によるものは実測値をほぼ再現している。図 3.5 は、設計値と同定値による除去熱量計算値の残差の度数分布を示したものである。もともと、設計値と同定値による除去熱量は空調の立ち上がり時以外においてはほぼ同程度の推定精度を持っているので、度数分布自体が大きく変わるものではないが、設計値によるものは約  $40 \sim 80 \text{ W/m}^2$  の大きな値まで残差が分布しており、同定値によるものはそれらの残差を小さく計算していることが分かる。図 3.6 に残差の時刻別平均値と時刻別標準偏差を示す。平均値と標準偏差のどちらについても、ほとんどの時刻で同定値によるものが設計値によるものより小さくなっている。ただし、空調の立ち上がり時や 20 時前後の残差については、同定値によるものも他の時刻に比べて大きく算定されており、空調設備自身の立ち上がり運転の特性および室内発熱量の不十分なデータ収集が関係していると考えられる。

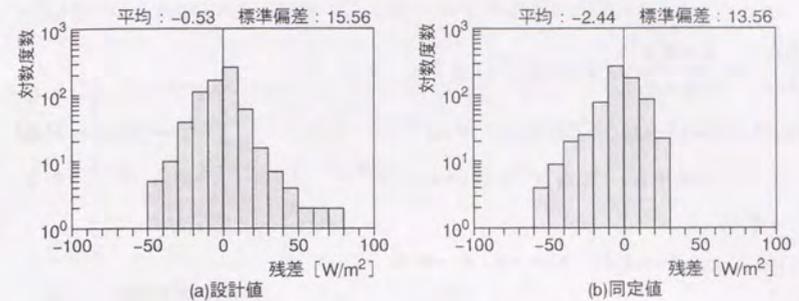


図 3.5 残差の度数分布

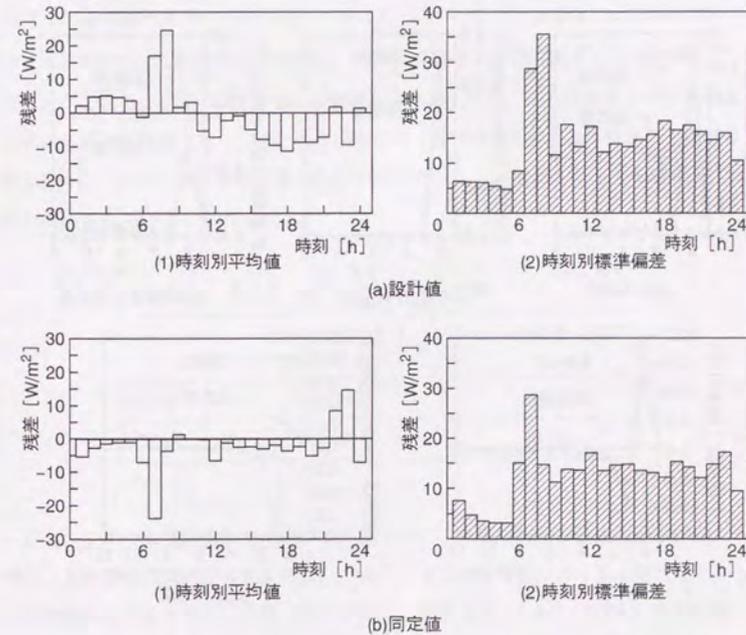


図 3.6 残差の時刻別平均値と時刻別標準偏差

さらに、パルス伝達関数を式(3.21)に従って応答係数に変換し、熱負荷特性の同定値と設計値を比較したのが図3.7である。

$$\frac{B(z)}{A(z)} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1}}{1 + a_1 z^{-1}} = c_0 + c_1 z^{-1} + c_2 z^{-2} + \dots$$

$$b_0 + b_1 z^{-1} = (1 + a_1 z^{-1})(c_0 + c_1 z^{-1} + c_2 z^{-2} + \dots)$$

$$= c_0 + (c_1 + a_1 c_0)z^{-1} + (c_2 + a_1 c_1)z^{-2} + \dots$$

よって、

$$c_0 = b_0, \quad c_1 = b_1 - a_1 b_0, \quad c_2 = -a_1(b_1 - a_1 b_0), \dots$$

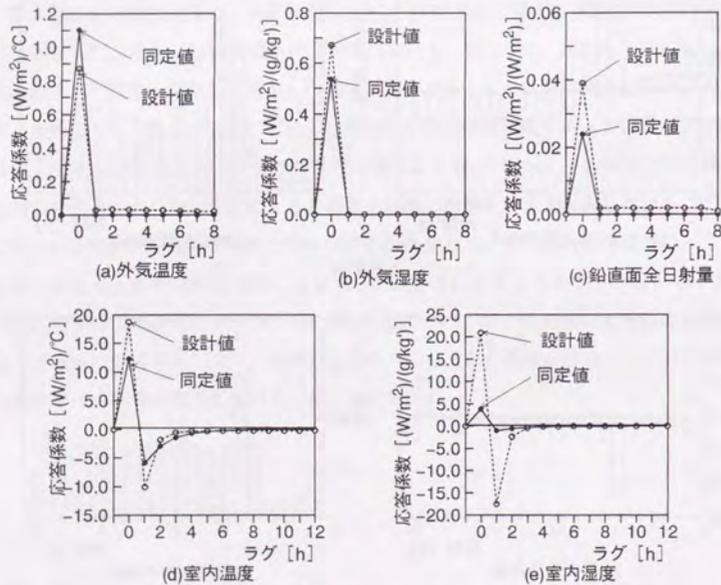


図3.7 熱負荷特性の応答係数

図3.7から、日射については設計値ほど熱負荷に影響を及ぼしておらず、蓄熱負荷については、その潜熱成分が非常に大きな設計値となっていることがわかる。HASPの潜熱蓄熱負荷の計算では1項近似が行われていて、このときの応答は式(3.22)で示される。

$$\left. \begin{aligned} \phi_0 &= C_L(1 - e^{-a\Delta t}) \\ \phi_1 &= -\phi_0(1 - e^{-a\Delta t}) \\ \phi_j &= e^{-a\Delta t} \phi_{j-1} (j \geq 2) \end{aligned} \right\} (3.22)$$

ここで、

$\phi_j$  : 潜熱蓄熱応答係数 [ (W/m<sup>2</sup>) / (g/kg') ]

$C_L$  : 室の潜熱容量 [ (kJ/m<sup>2</sup>) (g/kg') ]

$e^{-a\Delta t}$  : 減衰率 (ラグ2以降の減衰の割合)

同定した潜熱蓄熱負荷の応答係数列(図3.7)について、すきま風による瞬時潜熱成分を除いて仮想的に式(3.22)を当てはめれば、HASPにおける潜熱容量 $C_L$ と減衰率 $e^{-a\Delta t}$ を求めることができる。 $\Delta t = 1h$ の場合の結果を表3.3に示す。この減衰率 $e^{-a\Delta t}$ は遅れ時間2h以降の応答の変化率であり、値が小さいほど早く室内に潜熱が放出されることを表している。表3.3からこの室は単に潜熱容量が小さいだけでなく、設定値よりもより緩やかに室内へ潜熱が放出されていると考えられる。

表3.3 室の潜熱容量と減衰率

	室の潜熱容量 $C_L$ [ kJ/m <sup>2</sup> (g/kg') ]	減衰率 $e^{-a\Delta t}$
設計値	84.0	0.135
同定値	23.6	0.494

以上、システム同定手法を実測データに適用して熱負荷特性の推定を行ったところ、同定値による計算値が実測値を良く補足し、また、その特性解析によって、設計値による計算値と実測値に差が生じる原因を明らかにすることができた。しかしながら、本節で述べたように熱負荷モデルの次数についてはいくつかの問題点が指摘される。本節ではAICの評価と推定結果における物理的現象の妥当性から次数を決定したが、熱負荷の発生機構から考察す

ると必ずしも冷房負荷は定常（次数0）とはならない。本論文の解析対象建物は冷房負荷がほとんど瞬時に発生するような建物仕様となっていたので、本節で仮定した次数でも工学的に意味のある推定が可能となったが、建物によってはより高次の次数が必要になることも考えられる。その場合、次数間における入力値の相関が非常に高くなり、適切な推定結果を得ることが困難となる。また、各パルス伝達関数の分母の次数と係数が全て共通であるものとして推定を行っているが、当然のことながら、本来、それらは異なるものと判断できる。これらの点は、単なる次数の取り方にとどまらず、モデルの構築方法や同定手法に大きく関係するもので、熱負荷特性の同定に関する一般的なガイドラインを提示するには、今後、より詳細な検討が不可欠であろう。

### 3.4.2 エネルギー消費特性解析

式(3.19)に熱源機器の除去熱量とエネルギー消費量の実測データを入力し、エネルギー消費特性を表すパラメータ  $\beta\gamma$ 、 $\beta\gamma/a$ 、 $\beta\gamma/a^2$  を推定する。このとき、HASP に用意されている暫定的な各特性式を利用するが、それぞれの特性式には温度条件や部分負荷率の適用範囲が定められていて、冷水入口温度や外気温度などの実測データがこの範囲からはずれる場合がある。この適用範囲は経験的なものから考えられた範囲であり、特性式はこの範囲で適合するように近似作成されているので、その意味では、少しでもはずれた場合は特性式が使えないというような厳密な範囲ではなく、多少はずれてもそれなりの特性値を計算できるものと考えてよいだろう。ただし、ガス焼き冷水水発生機のように入力変数に対する特性値の変化が非常に大きい特性式となっている場合は、適用範囲外の実測データによる特性値の計算が不合理な結果となるおそれがある。そこで、本章では、図3.8に示すように、適用範囲外の能力・入力特性値はその範囲の境界上の値を維持するものとして取り扱い、図3.9の熱源機器、ポンプ、ファンの部分負荷特性値は部分負荷率0.1以下で部分負荷率が0のときに部分負荷特性値が0になるよう直線で近似した。

エネルギー消費特性の同定結果を表3.4に示し、熱源機器の除去熱量とエネルギー消費量に関する実測値、エネルギー消費特性に設計値を使用した場合と同定値を使用した場合のエネルギー消費量計算値を図3.10に例示する。エネルギー消費量の実測値は、設計値による計算値よりも約2割から4割ほど大きく、これは、HASPによるエネルギー消費量の計算が実際より小さく計算されるという一般的な認識を裏付けるものである。熱源機器が設計どおりに稼働し、そのエネルギー消費特性がHASPの暫定的な特性式に近いものであれば、

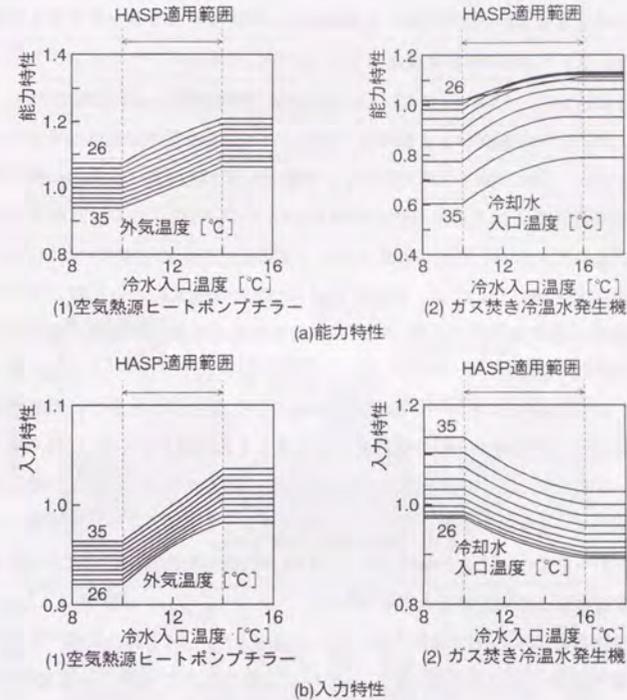


図3.8 HASPにおける熱源機器の能力特性と入力特性

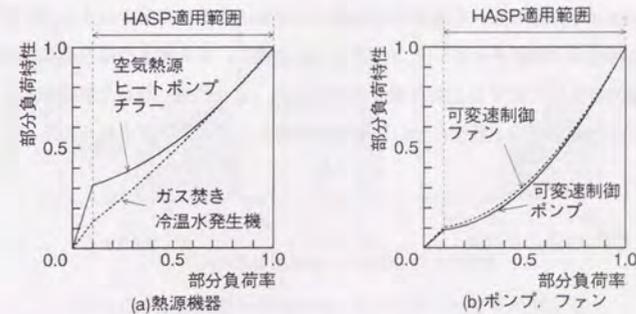


図3.9 HASPにおける部分負荷特性

エネルギー消費特性を表すパラメータ  $\beta\gamma$ 、 $\beta\gamma/a$ 、 $\beta\gamma/a^2$  は、それぞれ1に近い数字が同定されると考えられるが、ここでは、空気熱源ヒートポンプチャラーとガス焼き冷温水発生機のいずれも、1.1～1.6の値が推定されており、特に空気熱源ヒートポンプチャラーのパラメータが大きき値を示している。また、 $\beta\gamma$  と  $\beta\gamma/a$  の推定値から  $a$  を算定すると、空気熱源ヒートポンプチャラーの場合は1より小さくなり、ガス焼き冷温水発生機の場合は1に近い数値となる。このことは、第2章のエネルギー消費量に関する実測と計算の比較で考察した内容と合わせて考えると、この場合の空気熱源ヒートポンプチャラーの設計能力は HASP の特性式に近いものであるが、機器の運転において設計能力を出力できていないこと、また、ガス焼き冷温水発生機については、能力特性は HASP の特性式に近いものとなっているものの、入力特性、部分負荷特性に関して HASP の特性式と実機の特性式に差が生じていること、などが推定できる。

図3.11は、除去熱量とエネルギー消費量の相関を示したものであるが、同定値を使ったエネルギー消費量の計算値は、設計値によるものよりも実測値をよく捉えている。ただし、空気熱源ヒートポンプに関する実測値にはかなりの散らばりがあり、それも、除去熱量が異なってもエネルギー消費量が同値になるという傾向を示している。この主な原因の一つとして、実測精度が十分でないことが挙げられ、この点が改善できれば同定値によるエネルギー消費量の計算精度もより向上すると考えられる。

以上、熱源機器のエネルギー消費特性について述べたが、3.4.1節と同様、本節の方法が必ずしも一般性を持つものではない。ここでは、実測データの種類、精度などを勘案し、HASP で用意された特性式に実機の特性式が比例するものとして、その比例係数を推定したが、実機の特性式が HASP のものと大きく異なる場合、この手法の適用が難しくなる。また、第5章の最適運転計画を考える場合、熱源機器の冷水入口温度に適用範囲として制限を設けるのではなく、むしろ、最適操作の結果として得られる広範囲の冷水入口温度に対して熱源機器の特性式が用意されている方が望ましい。特に、ガス焼き冷温水発生機の希釈運転などは機器の特性を把握する上で重要な項目であり、より現象に即した熱源機器モデルの構築や必要となる測定項目・精度についても今後考慮していくことが求められる。

表3.4 熱源機器のエネルギー消費特性同定値

		$\beta\gamma$	$\beta\gamma/a$	$\beta\gamma/a^2$	$a$
空気熱源ヒートポンプチャラー	1993年	1.11	1.32	1.57	0.84
	1994年	1.36	1.45	1.54	0.94
ガス焼き冷温水発生機	1993年	1.27	1.25	1.23	1.02
	1994年	1.32	1.31	1.30	1.01

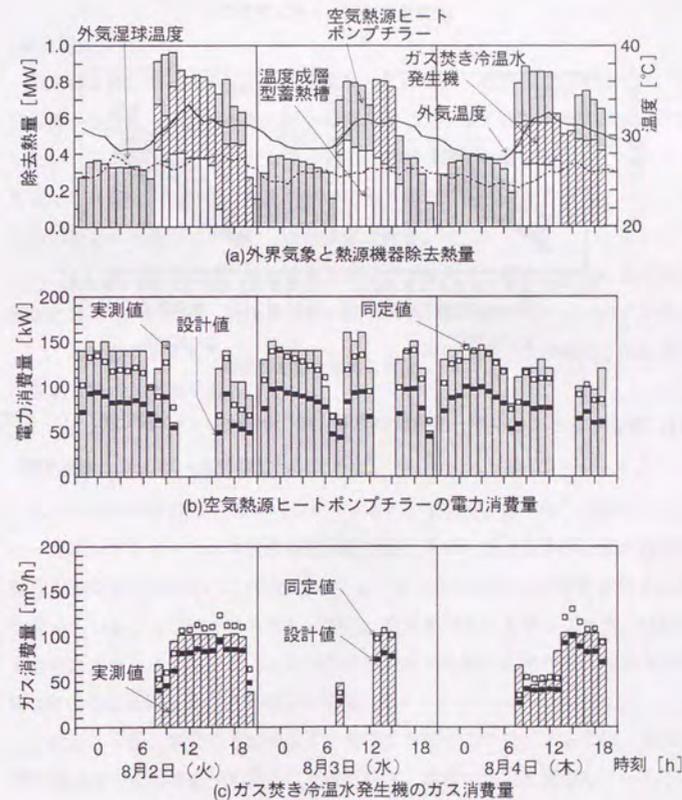
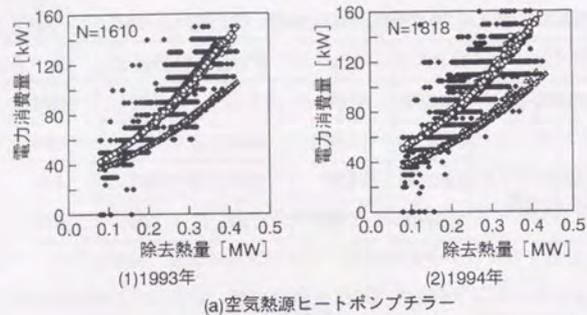
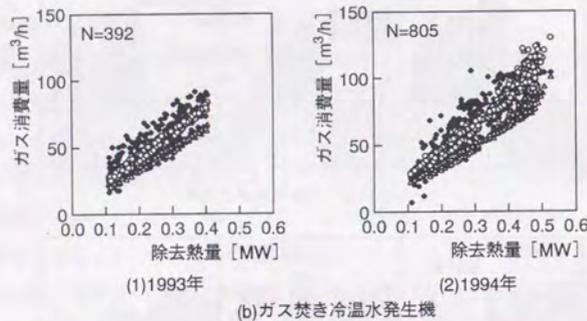


図3.10 熱源機器の除去熱量とエネルギー消費量に関する実測値と計算値（1994年、Tビル）



(a)空気熱源ヒートポンプチラー



(b)ガス焼き冷温水発生機

図 3.11 除去熱量とエネルギー消費量の相関 (●: 実測値, △: 設計値, ○: 同定値)

### 3.5 まとめ

システム同定手法を空調システムに関する実測データに適用し、建物の熱負荷特性や熱源機器のエネルギー消費特性を推定する方法を提示した。また、システム同定による熱負荷やエネルギー消費量の計算値は、実測データを良く補足し、本手法が熱負荷特性およびエネルギー消費特性の推定法として有効であることが確認された。

本論文で取り扱った熱負荷とエネルギー消費量に関して、本手法による特性解析を行ったところ、以下のことが明らかになった。

#### 1. 熱負荷について

同定値と設計値による応答係数を比較したところ、冷房負荷に関しては、鉛直面全日射量が励振となる応答係数に多少の差が生じているものの、両者はほぼ近い値を示した。しかし、蓄熱負荷に関しては、その潜熱成分に大きな差が生じており、設計値を使った計算値が空調の立ち上がり時に実測値と大きく異なる原因として、室の潜熱容量の設定が不適切であったことが推察できる。

ただし、本節の方法は、高次の熱負荷モデルを考えた場合は容易に適用することが困難と考えられ、今後、熱負荷特性の同定に関する一般的なガイドラインを提示するには、単なる次数の取り方にとどまらず、モデルの構築方法や同定手法を含めて、より詳細な検討が必要である。

#### 2. 熱源機器エネルギー消費量について

エネルギー消費特性を表すパラメータ  $\beta\gamma$ 、 $\beta\gamma/a$ 、 $\beta\gamma/a^2$  に関して、空気熱源ヒートポンプチラー、ガス焼き冷温水発生機ともに、1より大きい値が推定され、実機は HASP に用意されている機器よりも、よりエネルギーが消費されるような特性を持っていることが確かめられた。特に、空気熱源ヒートポンプチラーは設計通りの能力が出力されていないこと、ガス焼き冷温水発生機の入力特性、部分負荷特性が HASP のものと異なることが明らかになった。

ただし、今後、本節の方法をより一般的なものとして提示するには、現象に即した熱源機器モデルの構築や必要となる測定項目・精度について考慮していくことが重要である。

## 第4章 熱源システム運転計画における最適化手法

### 4.1 はじめに

第3章では、建物の熱負荷特性と熱源機器のエネルギー消費特性について実測値から同定する手法を示し、その手法を実測値へ適用して、それらの特性の把握を可能にした。本章では、これらの特性の把握と短期的な熱負荷の予測が精度良く行われているものとして、その特性値や熱負荷予測値に基づいて考えられる無数の熱源システム運転計画案の中から、ある目的に対して最適となるものを抽出する手法について述べる。

まず、制御工学分野における最適制御問題の種類は極めて多く、その内容も多岐にわたるので、統一的な数学的手法を見いだすのは困難とされている<sup>36)</sup>。目的関数の最小化(最大化)という最適制御問題の設定を考えたとき、数学的な方法として変分法が挙げられるが、系が複雑になり、種々の拘束条件が加わる場合には有効な解法となり得ない。Pontryaginは、ボルザ型変分法を用いて、拘束条件も含めた「最大原理(Maximum Principle)」による統一的な解法を与えているが、その解法も連立の微分方程式に帰着されるので一般的には困難さが伴う<sup>36)</sup>。そこで、本論文では、熱源システムの最適運転計画問題に直接法の採用を考えた。直接法は、ある操作変数の組み合わせを考えたとき、遷移先の状態量や目的関数が何らかの形で求められさえすればよい解法であり、その意味では、目的関数の勾配計算が必要な最急勾配法<sup>56)</sup>や共役勾配法<sup>56)</sup>はこの範疇に当てはまらないものとする。

直接法の1つにBellmanの動的計画法(Dynamic Programming)がある<sup>37) 57)</sup>。これは、「最大原理」のように定式化されたものではなく、「最適性の原理(Principle of Optimality)」と呼ばれる直感的な関係に基づくもので、多段決定過程の最適化において次元数による計算量の爆発的な増加(次元の呪い)を著しく緩和しながら、その大域解を効率よく求める方法である。しかし、その次元数にも限りがあり、少しでも次元数が多くなれば結局は計算量が増加し、実用的でなくなる。

もう1つの直接法として山登り法が挙げられる<sup>37)</sup>。山登り法は、まず、ある操作変数の組み合わせからなる適当な出発点を選び、①この点からどの方向に進むべきか、②その方向にどれだけ進むべきか、を決めて次の点を選び出し、順次この操作を繰り返して最適点に到達するという方法である。このとき、複数の操作変数が従属関係にない互いに独立な変数(基底ベクトル)であれば、ある点から出発して各基底ベクトルの方向に適当な距離だけ順

次進むことにより最適点に到達することができる。このように基底ベクトル方向の探索を行うことによって最適点を求める山登り法を逐次パラメータ変化法 (Method of Changing One Parameter at a Time) と呼ぶ。本論文の最適運転計画問題では、熱源機器の冷水出口温度や冷水流量を操作変数に取り上げており、それらを独立に扱うことができるので、この方法の適用が可能である。山登り法は、出発点が実行可能な操作変数の組み合わせでなければならず、また、目的関数に多峰性がある場合には局所解に陥る危険性があるという欠点があるものの、次元数の制限を比較的受けにくいという大きな利点がある。

そこで、本章では、動的計画法と逐次パラメータ変化法について概説し、両手法を実測値に適用して最適化計算を行い、これらの手法に固有な特徴を明らかにする。逐次パラメータ変化法によって、妥当な最適化計算結果が得られれば、計算量の爆発的な増加のために動的計画法では困難であった、より現実的な熱源システムに対する最適運転計画について検討することが可能になる。

本章では、両手法を同一の実測データに適用し、それぞれの最適化計算結果を比較したところ、最適操作量には差異が生じるものの、目的関数値はほぼ一致するという結果を得た。逐次パラメータ変化法は広範囲な熱源システムに対して適用可能であり、その最適計算結果も十分な精度を持つので、熱源システムの最適運転計画に関する検討内容に対して有効な手段となり得ると判断できる。

## 4.2 多段決定過程の離散的最適化手法

### 4.2.1 動的計画法

Bellman の「最適性の原理」は以下の通りである。

最適性の原理：多段決定過程の最適方策は次のような性質を持っている。すなわち、最初の状態および最初の決定がどのようなものであろうとも、その最初の決定の結果得られた状態に関して残りの決定は最適方策になっていなければならない。

今、図 4.1 に示す多段決定過程を考える。図 4.1 において  $x^i, u^i$  はそれぞれ第  $i$  段の状態変数、操作変数であり、状態方程式を式 (4.1) で与えるものとする。

$$x^i = T^i(x^{i-1}, u^i) \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (4.1)$$

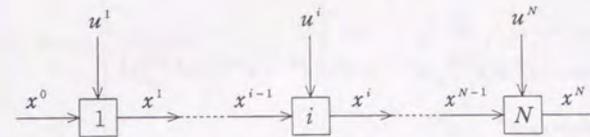


図 4.1 多段決定過程

ここで、最初の状態  $x^0$  が指定されていて、式 (4.2) に示す目的関数  $f$  を最小にするような  $u^i$  の系列を決定する問題を考える。

$$f = \sum_{i=1}^N f_i(x^{i-1}, u^i) \quad (4.2)$$

まず、次式のように定式化を行う。

$$\begin{aligned} F_N(x^0) &= \min_{u^1 \sim u^N} \sum_{i=1}^N f_i(x^{i-1}, u^i) \\ F_{N-1}(x^1) &= \min_{u^2 \sim u^N} \sum_{i=2}^N f_i(x^{i-1}, u^i) \\ &\dots \dots \dots \\ F_2(x^{N-2}) &= \min_{u^{N-1}, u^N} \{f_{N-1}(x^{N-2}, u^{N-1}) + f_N(x^{N-1}, u^N)\} \\ F_1(x^{N-1}) &= \min_{u^N} f_N(x^{N-1}, u^N) \end{aligned} \quad (4.3)$$

「最適性の原理」を考えると最初の $x^0, u^1$  がどのようなものであっても、2段目以降の決定は $x^1 = T^1(x^0, u^1)$  に関して最適でなければならない。よって、式(4.3)は以下のように変形することができる。

$$\left. \begin{aligned} F_N(x^0) &= \min_{u^1} \{f_1(x^0, u^1) + F_{N-1}(T^1(x^0, u^1))\} \\ F_{N-1}(x^1) &= \min_{u^2} \{f_2(x^1, u^2) + F_{N-2}(T^2(x^1, u^2))\} \\ &\dots\dots\dots \\ F_2(x^{N-2}) &= \min_{u^{N-1}} \{f_{N-1}(x^{N-2}, u^{N-1}) + F_1(T^{N-1}(x^{N-2}, u^{N-1}))\} \\ F_1(x^{N-1}) &= \min_{u^N} f_N(x^{N-1}, u^N) \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

今、 $r$ ベクトル $u^i$ の $r$ 個の要素それぞれについて $a$ 通りの離散値( $u^i(1) \sim u^i(a^r)$ )を、 $n$ ベクトル $x^i$ の $n$ 個の要素それぞれについて $b$ 通りの離散値( $x^i(1) \sim x^i(b^n)$ )を考えるものとする。まず、 $b^n$ 通りの $x^{N-1}$ の各々について $u^N$ を $a^r$ 通りに変えてみて、 $b^n$ 通りの最小値 $F_1(x^{N-1})$ を求める。同様に $F_2(x^{N-2})$ についても行うが、そのときの $F_1(T^{N-1}(x^{N-2}, u^{N-1}))$ の値は、先程求めた $b^n$ 通りの最小値 $F_1(x^{N-1})$ から選び出す。ただし、 $u^{N-1}$ による $x^{N-2}$ の遷移先 $x^{N-1}$ が必ずしも設定した離散点とはならないので、 $b^n$ 通りの $F_1(x^{N-1})$ を内分・外分近似して求める必要がある。この計算を $F_N(x^0)$ まで繰り返す(後退計算、図4.2)。この計算で、すべての段階の $b^n$ 通りの状態変数の離散点における $F_{N-i}(x^i)$ とそれぞれの最適な操作量 $\bar{u}^i$ が求められたことになる。

今、状態変数の初期状態 $x^0$ が設定した状態変数の離散値と常に一致するならばこの後退計算のみですべての段階における最適操作量が決定することになるが、一般には一致しないので、今度は逆に、状態変数の初期状態 $x^0$ から出発して、その状態変数 $x^0$ と後退計算により求めた各段の状態変数離散点における操作量 $\bar{u}^i$ を用いて、あらためて内分・外分近似により最適操作量を推定し直す(前進計算)。

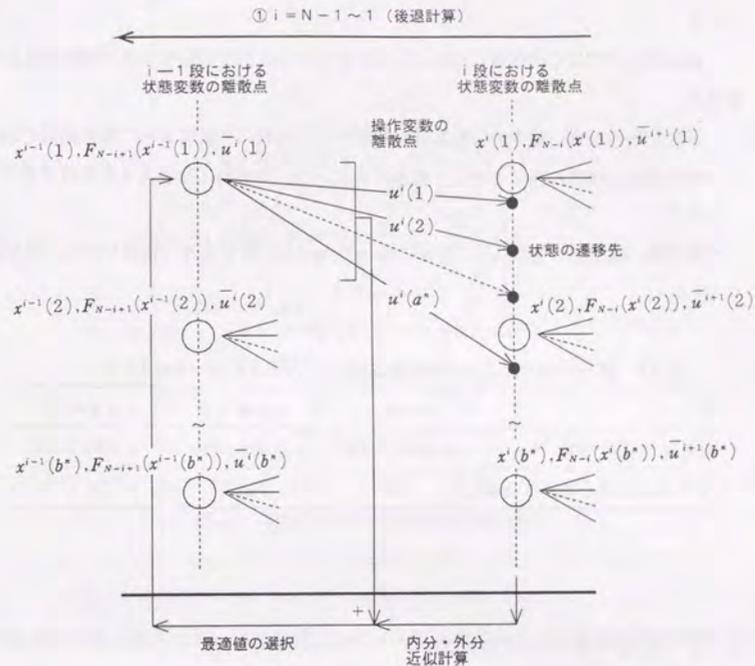


図4.2 動的計画法の後退計算

$F_N(x^0)$ の計算では、 $x^0$ が与えられているので計算回数は $a^r$ 回で済むことになり、最終的な全体の計算回数は $\{(N-1)b^n + 1\}a^r$ となる。これは、すべての方策について計算を行う場合の $a^{Nr}$ 回に比べて著しく少ない。表4.1に動的計画法による計算回数の緩和程度を $N=24, a=b=10$ の場合について示す。表4.1から動的計画法はすべての方策を計算する場合の計算量を非常に緩和していることが分かるが、その計算量も次元数が多くなると手に負えなくなる。離散分割数 $a, b$ を小さくすれば計算量も少なくなるが、逆に、内分・外分近似精度が悪くなり、場合によっては、非最適点を選択されたり、操作変数や状態変数の拘束条件が満たされなくなる。動的計画法の利点と欠点についてまとめると以下の通りとなる。

○利点

・操作量だけでなく状態量も変数にして計算を行うので拘束条件内の大域解が得られる。

●欠点

・多次元数のとき、爆発的に計算量が増加する。解析の対象によって離散値間の内分・外分近似の精度が異なるので一概に言えないが、現実的には最大4次元程度までであろう。

・操作量、状態量の離散化は、その内分・外分近似が精度を持つ範囲で行う必要がある。

表 4.1 動的計画法による計算回数の緩和 ( $N=24, a=b=10$ )

	$r=n=1$	$r=n=2$	$r=n=3$
動的計画法の場合	$2.31 \times 10^3$	$2.301 \times 10^5$	$2.3001 \times 10^7$
すべての方策を計算する場合	$10^{24}$	$10^{48}$	$10^{72}$

### 4.2.2 逐次パラメータ変化法

逐次パラメータ変化法は直接法である山登り法に分類される手法で、例えば、ある目的関数の最小化を考える場合、操作変数の値を大きくしたときと小さくしたときの目的関数の値を比較し、常に目的関数が前ステップの値よりも小さくなる方向（大きくなる方向）に操作変数の値を決定していく手法である。図 4.3 に逐次パラメータ変化法の概念図を示す。

図 4.3 は操作変数が2次元  $u_1, u_2$  の場合で、図中の曲線は目的関数  $f$  の等高線である。

まず、ある実現可能な出発点  $U_0(u_1, u_2)$  を考え、適当なステップ  $\Delta u_1$  を仮定して  $U_{01}(u_1 - \Delta u_1, u_2), U_{01}(u_1, u_2), U_{01}(u_1 + \Delta u_1, u_2)$  の各点における  $f$  値を比較し、最小値（最大値）となる点を選択する。仮にこの点を  $U_{01}(u_1 + \Delta u_1, u_2)$  とし、同様に  $u_1 + \Delta u_1$  を固定してステップ  $\Delta u_2$  で探査を  $u_2$  の方向に行う。結果として  $U_{02}(u_1 + \Delta u_1, u_2 + \Delta u_2)$  が得られれば、この点を新たな出発点  $U_1(u_1, u_2)$  とする。この試行を繰り返し行い、目的関数  $f$  値の変化が十分小さくなれば所定の最適点に達したとみなす。始めのステップ  $\Delta u_1, \Delta u_2$  はある程度大きくとり、徐々にステップを小さくして計算精度を効率的に上げる。例えば、操作変数が2変数で1時間間隔の時系列における1日単

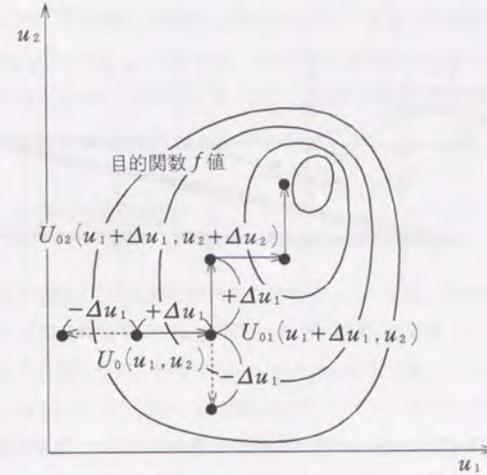


図 4.3 逐次パラメータ変化法概念図

位の最適化を行う場合は  $2 \times 24$  の次元となり、それぞれの次元で前述の探査を行うことになる。すなわち、動的計画法における次元数は状態変数と操作変数の和となるのに対して、逐次パラメータ変化法の次元数は、状態変数には関係なく、最適化を行う時系列における操作変数のすべての和となる。

図 4.4 に逐次パラメータ変化法の計算手順を示す。まず、探査方向と実現可能な操作変数の組み合わせを設定し、そのときの目的関数の値を計算する（探査0）。次に、操作変数の最初の次元に対してある探査ステップの幅だけ操作変数を増減させ、そのときの目的関数を算出する。探査0のときの目的関数よりも小さく（大きく）なれば、その操作変数の値を動かした値に置き換える（探査1）。操作変数の次の次元に対しても探査1と同様な手順で新たな操作変数の値を決定していく（探査2）が、このとき、操作変数の最初の次元の値は探査1の結果を保持したまま計算する。また、操作変数の値が考えている設定範囲を越えるときには目的関数の値に仮想的なペナルティを課して、その値が選択されないようにする。以上の手順を繰り返し行い、操作変数の値が変動しなくなれば最適化がなされたと判断する。

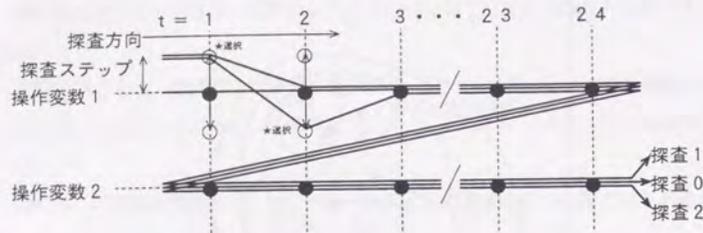


図 4.4 逐次パラメータ変化法の計算手順

この逐次パラメータ変化法は、4.2.1 節の動的計画法のように、取り得る操作変数と状態変数の離散点における組み合わせをすべて網羅して計算する必要がないので、次元数が多くなってもそれほど計算量は増加しないという利点を持つ。例えば、温度成層型の蓄熱槽やもぐりぜき式の水槽蓄熱槽の最適運転計画に動的計画法を適用しようとする、状態変数だけで数十の次元数になって計算が莫大なものとなるのに対し、逐次パラメータ法では、状態変数の次元数の増加に最適化のための計算負荷が直接影響されず、操作変数の次元数が多少増えたとしても、前述の計算内容から、さほど大きな計算負荷の増加とはならない。

一方で、目的関数に多峰性がある場合は、出発点や探査方向(探査する順番)によって局所解に陥る危険性があることが大きな欠点としてあげられる。以下に逐次パラメータ変化法の利点と欠点についてまとめる。

○利点

- ・多次元数の場合でも計算量の爆発的な増加がない。

●欠点

- ・目的関数に多峰性がある場合は、局所解に陥る危険性がある。
- ・探査の出発点は、実行可能な操作変数の組み合わせでなければならない。

また、探査ステップを無限に小さく取ることにはできないので、目的とする最適化の対象によって探査ステップの下限値を設定する。そのため正確には準最適点を計算していることになるが、この点は動的計画法にもいえることで、操作変数や状態変数の離散間隔をどの程度小さく設定するかと同じことである。逐次パラメータ変化法において、その探査ステップの

下限値を設定せずに、目的関数の数値的な変化が十分小さくなった時点で探査を打ち切るといふ計算方法も考えられるが、この場合は、目的関数に緩やかな勾配があるときに十分収束しないまま探査を終えてしまう危険性があるので、本論文では採用しなかった。

### 4.3 最適化手法の適用例

ここでは、4.2 節で取り上げた動的計画法と逐次パラメータ変化法を同一の実測データに適用して、簡単な最適化シミュレーションを行う。ただし、熱源システム最適運転計画の意義や目的関数、操作変数の選択、熱源システムモデルの構築方法、エネルギー消費量の計算方法、実測データなどについては第 5 章で詳しく述べるので、この章では、これらに関する記述を最低限にとどめ、2 つの手法による最適化計算の結果について重点的に述べる。

#### 4.3.1 計算方法

基本的な計算条件は第 5 章と共通である。最適化計算で使用する入力データは、第 2 章で述べた T ビルの熱源システムに関する実測データとし、操作変数の時刻別操作量について 1 日単位の最適化計算を 1994 年 7 月から 9 月の 3 ヶ月間にわたって行う。検討した目的関数は以下の 3 つである。

- ・ 1 次換算エネルギー消費量ミニマム  
1 次換算エネルギー消費量の日積算値を最小にする。
- ・ 従量料金ミニマム  
従量料金の日積算値を最小にする。
- ・ ピーク電力ミニマム  
夜間電力適用時間帯 (22 時から翌日 8 時まで) 以外における電力のピーク値を最小にする。

表 4.2 最適化における操作変数とその操作範囲

操作変数	操作範囲	最小操作量
①空気熱源ヒートポンプチラー冷水出口温度	5 ~ 12 °C	1 °C
②空気熱源ヒートポンプチラー冷水流量	ON と OFF	-
③完全混合型蓄熱槽冷水流量	ON と OFF	-
④冷却塔冷却水流量	ON と OFF	-
⑤冷却塔風量	ON と OFF	-
⑥ガス焼き冷温水発生機冷水出口温度	7 ~ 12 °C	1 °C
⑦ガス焼き冷温水発生機冷水流量	ON と OFF	-

表 4.3 逐次パラメータ変化法における操作変数の出発点

(a) 1 次換算エネルギー消費量ミニマム

操作変数	出発点における操作量	
	蓄熱時間帯 (22 時 ~ 8 時)	放熱時間帯 (8 時 ~ 22 時)
①空気熱源ヒートポンプチラー冷水出口温度	5 °C	5 °C
②空気熱源ヒートポンプチラー冷水流量	最大流量	最大流量
③完全混合型蓄熱槽冷水流量	最大流量	最大流量
④冷却塔冷却水流量	最大流量	最大流量
⑤冷却塔風量	最大風量	最大風量
⑥ガス焼き冷温水発生機冷水出口温度	7 °C	7 °C
⑦ガス焼き冷温水発生機冷水流量	最大流量	最大流量

(b) 従量料金ミニマム、ピーク電力ミニマム

操作変数	出発点における操作量	
	蓄熱時間帯 (22 時 ~ 8 時)	放熱時間帯 (8 時 ~ 22 時)
①空気熱源ヒートポンプチラー冷水出口温度	5 °C	12 °C
その他②~⑦	(a) と同じ	(a) と同じ

また、動的計画法と逐次パラメータ変化法の両手法で適用可能な最適化計算とするために、第 5 章で設定したいくつかの項目のうち以下の 2 点について変更した。すなわち、完全混合型蓄熱槽をもつ複合熱源システムにおいて、機器の冷水流量と風量については ON-OFF 運転を考え、空気熱源ヒートポンプチラーとガス焼き冷温水発生機の冷水出口温度を最適値に制御する場合となる。

- ・ 温度成層型蓄熱槽を完全混合型蓄熱槽の単槽とする。  
(状態変数が 1 次元となり、動的計画法に適用可能となる。)
- ・ 操作変数の操作量を表 4.2 に示すように限定した。

4.2.2 節で述べたように、逐次パラメータ変化法では、出発点や探査方向によって局所的な解に陥る危険性があり、さらに、その出発点は実行可能な操作変数の組み合わせでなければならない。実行可能な操作変数の組み合わせは、熱負荷の発生状況によっても左右されるので、計算日ごとにすべての出発点を考慮することはほとんど不可能である。本論文では表 4.3 に示した操作量を出発点として与えたが、これは、直感的な判断といくつかの試行により設定したものであって、論理的な根拠があるわけではない。実際、いくつかの出発点で計算してみたところ、計算日によっては最適解が得られないこともあり、計算自体がかなり不安定なものであることが確認された。このような現象は目的関数の性質にも起因するが、逐次パラメータ変化法の大きな欠点であることも事実で、この欠点を回避できる手段は一般的にも示されていない。実用的な最適化計算手法として逐次パラメータ変化法を採用するにあたっては、一般的な方法によらなくとも何らかの方法により、このような欠点を回避することが必要と考えられるが、この点については本論文で特に扱っておらず、今後の問題点としてあげるにとどめる。

一方、探査方向については、3 つの熱源（この場合は蓄熱槽も熱源として考える）に関する 6 通りの順列 ( $3 \times 2 \times 1 = 6$ ) についてそれぞれ最適解を求め、各最適解を比較することにより最終的な解を求めるものとした。これは、仮に、探査方向によって局所的な最適解に陥るのならば、それは、熱源機器の探査順位にその主たる原因があると考えたことによるものである。図 4.5 に逐次パラメータ変化法における探査方向を示す。

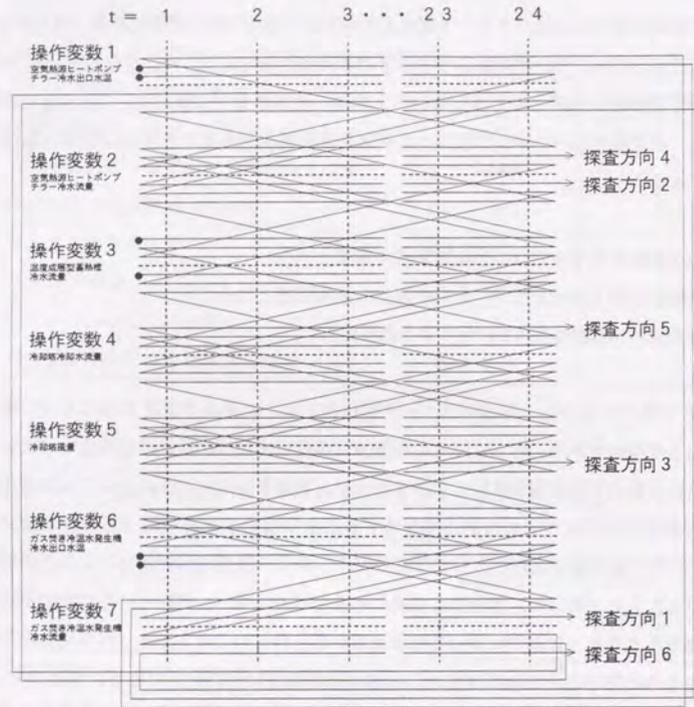


図 4.5 逐次パラメータ変化法における探索方向

#### 4.3.2 動的計画法と逐次パラメータ変化法による最適化の比較

動的計画法による最適化計算と逐次パラメータ変化法による最適化計算の結果を比較する。図 4.6、図 4.7、図 4.8 に 1 次換算エネルギー消費量ミニマム、従量料金ミニマム、ピーク電力ミニマムにおける計算結果の相関図を示す。各図の横軸は動的計画法によるもので、縦軸は逐次パラメータ変化法によるものである。また、図 4.6(a)、図 4.7(a)、図 4.8(a) は、日積算 1 次換算エネルギー消費量、日積算従量料金、ピーク電力に関するもので、最適化された目的関数の値を示している。図 4.6(b)(c)(d)、図 4.7(b)(c)(d)、図 4.8(b)(c)(d) は、それぞれの最適運転において、空気熱源ヒートポンプチラー、ガス焼き冷温水発生機、完全混合型蓄熱槽が処理した熱量を時間単位でプロットしたものである。

まず、図 4.6(a)、図 4.7(a)、図 4.8(a) をみると、動的計画法による目的関数の値と逐次パラメータ変化法による目的関数の値の計算結果は、いずれの場合もほぼ一致していると考えられる。逐次パラメータ変化法によるものが動的計画法によるものより大きくなっている計算日が数日見られるが、図 4.6(a) をみるとむしろ逐次パラメータ変化法によるものが動的計画法によるものより小さくなる計算日も多々あり、逐次パラメータ変化法による最適化計算でも動的計画法による大域解に近いものが総体的に得られていると判断できる。

ところが、各熱源機器の除去熱量については、両手法の間の分布にかなりの散らばりが見られる。両手法ともに全く同じ操作量が選択される場合と異なる操作量が選択される場合とがどの相関図においても混在している。

操作量として、流量と風量に関するものは 0 (OFF 時) または定格値 (ON 時) しか考慮されないため、相関図の横軸上、縦軸上以外のプロットにおける分布の散らばりは蓄熱槽冷水温度 (状態量) と熱源機器の冷水出口温度の違いに原因があると考えられる。また、横軸、縦軸上のプロットは熱源機器が停止しているか、稼働しているかの違いである。

これらの結果から、本論文で検討している 1 次換算エネルギー消費量ミニマム、従量料金ミニマム、ピーク電力ミニマムという最適運転計画のいずれの目的関数も、真の最適解の周辺で急峻な勾配とはならず非常に緩やかな勾配となっているか、もしくは、目的関数に多峰性がある逐次パラメータ変化法による最適解が局所解に陥っても、その値が動的計画法による大域解とほとんど変わらないことを示している。

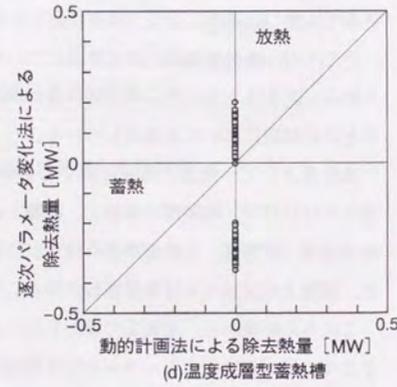
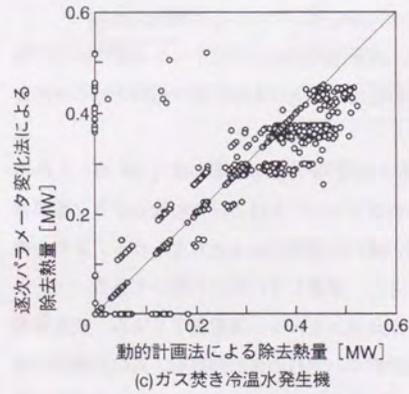
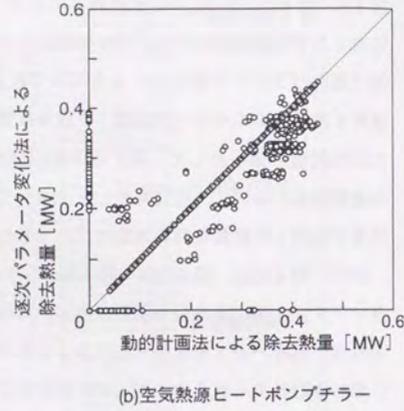
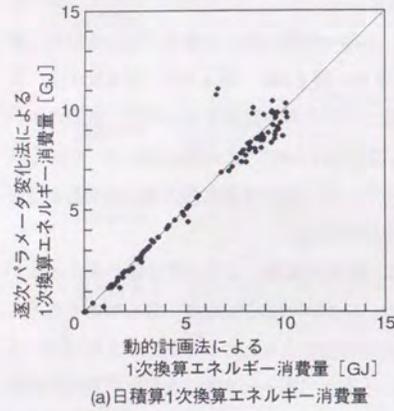


図4.6 1次換算エネルギー消費量ミニマム

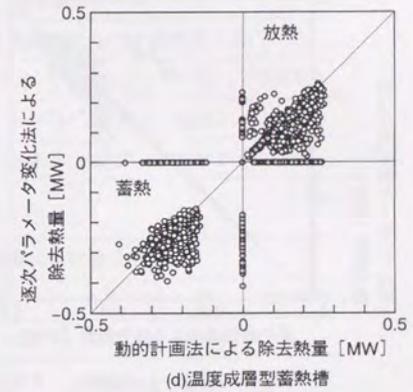
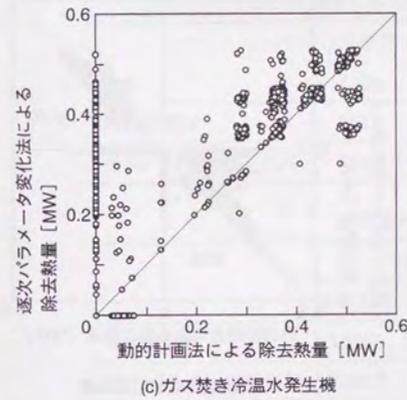
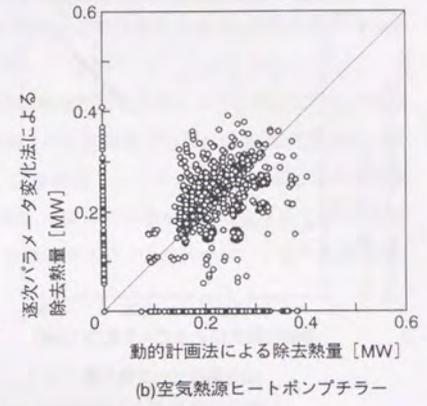
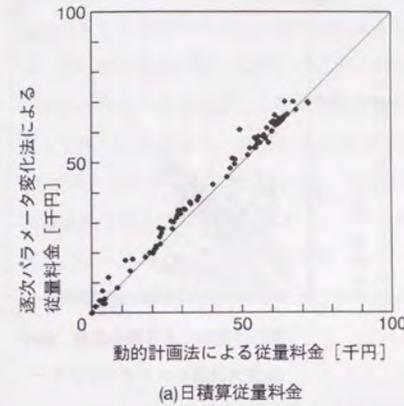


図4.7 従量料金ミニマム

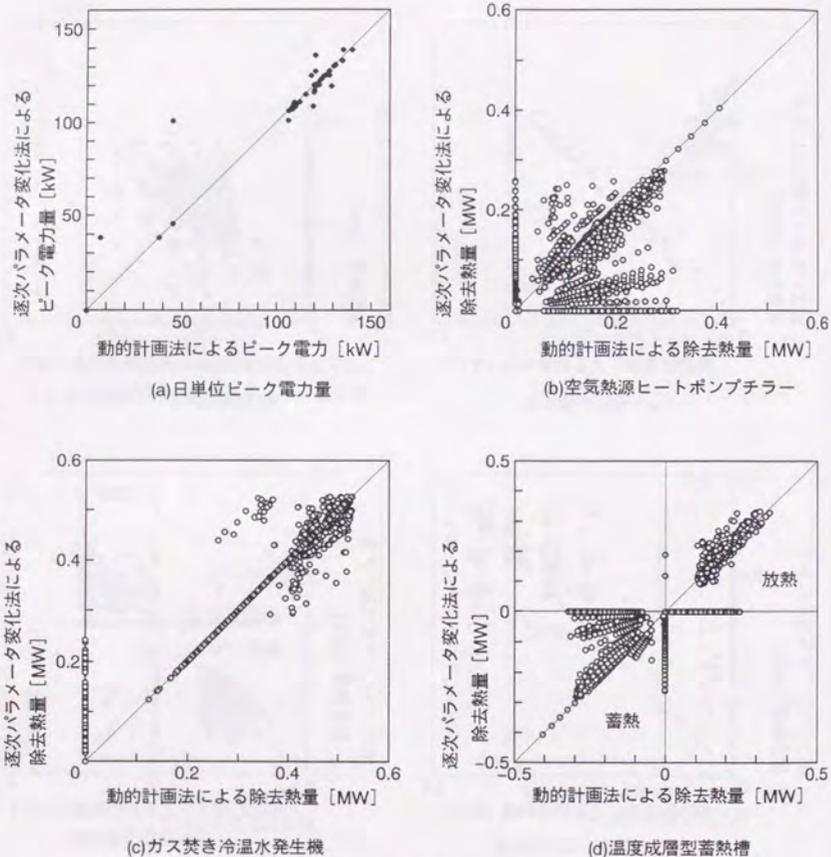


図 4.8 ピーク電力ミニマム

表 4.4 に動的計画法と逐次パラメータ変化法による最適化計算結果の期間積算値（1次換算エネルギー消費ミニマム、従量料金ミニマム）および期間平均値（ピーク電力ミニマム）を示す。3つの運転方法のいずれも、逐次パラメータ変化法による計算結果は、動的計画法によるものより若干大きな値を示す。しかし、その差異は僅かなもので、動的計画法によるものに対する逐次パラメータ変化法によるものの3ヶ月積算値または3ヶ月平均値の増加率は、それぞれ約0.1%、4.3%、4.8%となった。

逐次パラメータ変化法による月積算従量料金の増加が最も大きい9月において、その値は68.5千円となっており、実際に熱源機器を稼働させて空調を行った日数24日で除せば、約2.9千円/日の平均的な増加となる。これは、空気熱源ヒートポンプチラーまたはガス焼き冷水発生機を昼間に定格でほぼ1時間強運転した場合に相当する（料金体系は表5.7を参照）。ピーク電力についても4.6kW（9月）の増加であり、これはポンプ1台や熱源機器1台の補機類の電力にほぼ相当するであろう。

表 4.4 動的計画法と逐次パラメータ変化法による最適化計算

(a) 1次換算エネルギー消費量ミニマム					
	月積算1次換算エネルギー消費量 [GJ]				
	7月	8月	9月	計	増加率%
動的計画法	843.3	764.0	525.8	2133.1	-
逐次パラメータ変化法	854.2	774.8	515.2	2135.1	0.095

(b) 従量料金ミニマム					
	月積算従量料金 [千円]				
	7月	8月	9月	計	増加率%
動的計画法	1350.5	1227.3	813.1	3390.9	-
逐次パラメータ変化法	1388.7	1264.9	881.6	3535.3	4.26

(c) ピーク電力ミニマム					
	月平均ピーク電力 [kW]				
	7月	8月	9月	平均	増加率%
動的計画法	92.1	85.2	57.0	79.2	-
逐次パラメータ変化法	94.5	89.7	61.6	83.0	4.75

いずれにしても、動的計画法によって得られた目的関数の大域解と最適操作量が、どのような場合にも厳密な真の最適解を必ず保証しているわけではなく、内分・外分近似の精度と状態変数、操作変数の離散化という条件下で大域解を求めているにすぎない。特に、時刻別の最適操作量については動的計画法によるものと逐次パラメータ変化法によるものとが異なっているとしても、両手法による1日単位の最適化における日積算値や日平均値があまり変わらないものとなることは十分考えられる。その意味では、逐次パラメータ変化法も本論文で検討する最適化に対して使用に耐えうる手法であり、より現実的な熱源システムの最適運転計画に応用可能であることが期待できる。

#### 4.4 まとめ

本章では、熱源システム運転計画の最適化手法として、動的計画法と逐次パラメータ変化法を取り上げ、それらの手法の特徴について概説した。さらに、両手法を同一の実測データに適用して、それぞれの最適化計算結果を比較することにより、熱源システム運転計画の最適化に対する逐次パラメータ変化法の有効性について検討した。以下に、得られた知見について列挙する。

1. 動的計画法は、大域的な最適解が効率よく求められるものの、最適化を行うシステムの状態変数や操作変数の次元数が大きくなると計算量の爆発的な増加がみられ、実用的でなくなる。
2. 逐次パラメータ変化法は、目的関数に多峰性がある場合には局所的な解に陥る危険性があり、実行可能な操作変数の組み合わせを初期条件として設定する必要があるが、状態変数、操作変数が多次元の場合でも計算負荷が顕著に大きくなることはなく、現実的な熱源システムへの適用が容易である。  
ただし、実用的な最適化計算手法として採用するには、上記に述べた逐次パラメータ変化法特有の欠点について何らかの対策を今後検討する必要がある。
3. 動的計画法と逐次パラメータ変化法による最適化計算の結果、両手法による目的関数の値に大きな差異は見られなかった。ただし、両手法による最適化の結果として導出される最適操作量については、一致する場合もあれば、異なる場合もあるという結果が得られた。
4. 本節で検討した熱源システムとその最適化の範囲において、逐次パラメータ変化法による最適計算結果は十分な精度を持ち、より現実的な熱源システムの最適運転計画に応用可能であることが期待できる。  
ただし、熱源システムがより複雑になり、最適化を行う操作変数の次元数が大きくなった場合、局所解に陥るといった逐次パラメータ変化法の欠点が顕著になることも可能性として残され、探査出発点や探査方向の与え方なども含めて、今後の詳細な検討が望まれる。

## 第5章 熱源システムの最適運転計画

### 5.1 はじめに

空調用エネルギー消費量は、建築におけるエネルギー消費量の約半分であり、さらに、熱源システムで消費されるエネルギーは空調用の半分近くになると言われている<sup>58)</sup> (図5.1)。空調システムの省エネルギーに関しては、エネルギー利用計画や熱源システム選定の段階から、外気冷房やナイトパーージ、最小外気取入れ制御、インバータ制御といったシステム運転制御まで、多岐にわたる技術が建物に導入される。

ところが、熱源システムの省エネルギー技術については、台数制御や出入口水温制御が行われているのみで、冷温水流量などは定格出力となっている場合が多い。出入口水温制御といっても、出口水温や入口水温を設定値に維持するという制御であり、機器効率が外界気象の変化や熱負荷の発生状況に対して成り行きとなる。特に、出口水温制御の場合は機器の運転効率を維持するように季節ごとに設定を変更する必要があり、その変更時期や出口水温の設定が非常に曖昧である。

近年の社会的な背景から建物に導入されつつある複合熱源システムや蓄熱システムでは、省エネルギーだけでなく電力負荷平準化も大きな目的の一つであり、その適切な運転管理が従来よりも一層重要となるが、このままでは、今まで通り管理者の試行錯誤的な努力に頼らざるを得ない。熱源機器本体の制御がこれまであまり積極的に行われなかった理由に、制御システムのインシヤルコストが増大することや機器トラブル時における責任の所在を制御系統と機械系統で明確にしたいということなどがあげられるが、熱源システムの適切な運転計画と状況に応じた積極的な機器の制御によって、今後、省エネルギーや電力負荷平準化といった目的がより効果的に達成される可能性がある。

本章は、熱源システムの最適運転計画について述べたもので、第2章で述べたTビルに導入されている複合熱源システムと蓄熱システムの実測データに最適化手法を適用し、熱源機器の冷水出口温度や流量を操作変数としたときの最適運転効果をシミュレーションにより明らかにする。その際には、第4章で検討した次元数の制限を比較的受けにくい逐次パラメータ変化法を最適化手法に採用し、より現実の状況に近い熱源システムへの適用を試みる。

安富<sup>59)</sup>は、建築においてエネルギーの供給者側の特性と需要家側の要求の双方の条件を満たすような整合的なエネルギーシステムを構築し、その効率的運用を行うため技術、すな

わち、「エネルギーマネジメント」という概念を提示し、その概念に基づいたエネルギーシステム構築手法の確立を目的に、実際の運転実績から「エネルギーマネジメント」による効果を検証する、といった事例的研究を行っている。本章の内容も、研究の目的・意義に関してはほとんどこれと一致するものであり、そのような目的に対する理論的な解析手法の開発と、その手法を実測データに適用した際の効果を明らかにしたものと捉えることができる。

また、空調システムを構成する個々のサブシステムについて、その最適な運転計画あるいは設計仕様を解析した研究の例に、M.Kintner-Meyerら<sup>65)</sup>の研究があげられる。これは、冷却塔に関わるライフサイクルコストを最小にする運転設定（冷却塔のアプローチ（出口水温と入口空気湿球温度の差）など）を算出し、その効果を求めたものである。しかしながら、空調システムは個々のサブシステムで独立しているわけではなく、それらが相互に影響し合うことは明白であり、単独のシステムで最適な運転計画を設定したとしてもそれが全体のシステムで最適になっているとは限らない。さらに、蓄熱槽や建物躯体の蓄熱負荷などに見られる熱的挙動の時間遅れが無視できないものを解析対象システムに含める場合には、計算ステップごとに最適化を行っても、それが最適化を行う期間で最適になる保証はない。

このような問題に対処するためには、システム全体についてシミュレーションを行わざるを得ず、手法についても、第4章に述べたようなダイナミックな最適化手法を適用する必要があるが、建築における空調分野において、システム全体をある期間にわたって最適化するとなると、手法による差はあるものの、いずれの手法もかなりの計算負荷となる。本章で示す熱源システムの最適運転計画における逐次パラメータ変化法の適用も、動的計画法によるものと比較すれば計算負荷を非常に減じてはいるが、それでもかなり大きな計算負荷となっている。しかし、ここでは、より現状に合った熱源システムにおける最適運転計画の効果を定量的に把握することを重視し、計算負荷を少なくするような粗い仮定はあえて設けないこととする。

熱源システムにおける最適運転計画の効果を定量的に把握するには実績値との比較が必要であり、そのためには、実際の熱源機器のエネルギー消費特性はもちろんのこと、温度成層型蓄熱槽の蓄放熱特性、向流型プレート式水-水熱交換器の熱交換特性などをシステムシミュレーションに反映させることが不可欠である。そこで、5.2節では、実測データを使用した各機器特性の同定と本章で検討した熱源システムモデルについてまとめ、5.3節で本章の計算フローや入力値となる実測データ、解析に取り上げた操作変数と目的関数などを示した。5.4.1節、5.4.2節では、逐次パラメータ変化法という最適化手法とシステムシミュレーションを実測データに適用し、省エネルギー、ランニングコストの低減、電力負荷平準化について、その最適運転計画の効果を算定した。さらに、解析対象となる熱源システムが複雑にな

るにつれて、考えられる熱源機器や搬送系における操作変数の種類は多くなることが予想される。実際の熱源システムに最適運転計画を導入する際には、その効果が大きい順に操作変数を取り上げていくのが妥当であると考えられ、最適化シミュレーションにおいてもその計算負担を無意味に大きくすることは避けるべきである。そこで、5.4.3節では最適運転計画の効果に対して有効に寄与する操作変数を感度解析的な検討により抽出し、今後の解析に有用な情報を得ると同時に、熱源システムの最適運転計画に関する実用的な操作対象を整理する。

本章で得られた知見は以下の通りである。

- ・1次換算エネルギー消費量ミナム運転によると、省エネルギーに対する蓄熱システムの寄与は小さい。
- ・従量料金ミナム運転では、蓄熱槽の蓄放熱運転が主体的に行われるが、昼間の熱源システムの運転は、ポンプ電力も含めた熱源機器の従量料金に対する効率のバランスにより運転パターンが選択される。
- ・ピーク電力ミナム運転では、夜間に最大限蓄熱され、昼間は、蓄熱槽放熱とガス焼き冷温水発生機で可能な限り負荷に対処する。空気熱源ヒートポンプチラーによる昼間の運転はできるだけ行わない運転パターンとなる。
- ・1次換算エネルギー消費量ミナム運転、従量料金ミナム運転、ピーク電力ミナム運転のそれぞれの運転方式は、従来の固定した運転スケジュールに基づいた熱源システムと比較して、1次換算エネルギー消費量を3ヶ月で約400～500GJ、従量料金を3ヶ月で約700～1,000千円節約でき、ピーク電力も従来の約37～68%に低下させることができる。
- ・1次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力の総合的な評価を各運転方式で行うと、従量料金ミナム運転またはピーク電力ミナム運転が良い結果となり、蓄熱システムの導入とその適切な利用が必要不可欠であることが明らかになった。
- ・最適運転計画を機器のON-OFFのみによるものから、操作変数の積極的な制御によるものへと変更していったとき、その最適運転効果の達成度が、目的とするミナム運転の内容によって異なる。
- ・上記の達成度は、1次換算エネルギー消費量ミナム運転では大きいですが、ピーク電力ミナム運転では、それほど顕著な効果が見られない。

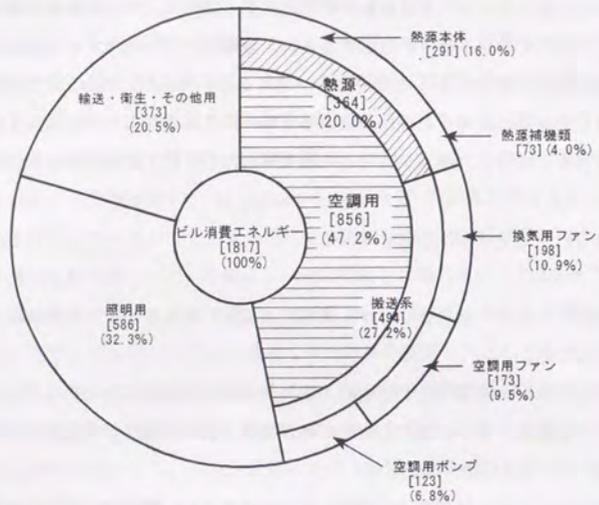


図 5.1 事務所ビルの 1 次換算エネルギー消費量 (参考文献 58) から引用)

## 5.2 熱源システムモデルの構築とエネルギー消費量の計算方法

第 2 章で示した T ビルは延床面積約 10,000m<sup>2</sup> の中規模事務所ビルであり、省エネルギーや電力負荷平準化を意図した、電気とガスの複合熱源システムと温度成層型の蓄熱システムを導入している。そこで、本章の熱源システムモデルにはこの建物の熱源システムを取り上げ、熱源システムの最適運転計画シミュレーションにはガス焼き冷温水発生機先発運転を行っている 1994 年 7 月から 9 月までの時間平均実測データを使用する。熱源システム系統の概念図を図 5.2 に示す。建物や空調システムについては第 2 章の 2.2 節と 2.4 節に詳しく述べている。

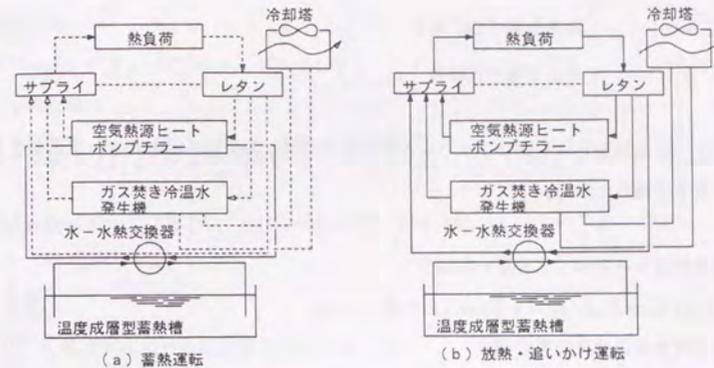


図 5.2 熱源システム系統概念図

### 5.2.1 熱源機器 (空気熱源ヒートポンプチラーとガス焼き冷温水発生機)

熱源機器本体のエネルギー消費量は第 3 章で示した式 (3.19) に従うものとし、そのエネルギー消費特性を表すパラメータ  $\beta\gamma$ ,  $\beta\gamma/a$ ,  $\beta\gamma/a^2$  も表 3.4 に示した 1994 年の結果を使用する。熱源機器に関連するその他のエネルギー消費項目としては、機器に付属している補機類と冷水ポンプがあげられる。本章では、補機類の電力消費量  $E_{Aux}$  は定格値とし、機器稼働時のみ考慮するものとする。また、冷水ポンプの電力消費量  $E_{PMP}$  は HASP の可変速制御用の部分負荷特性<sup>2)</sup> をそのまま用いて、以下の式 (5.1) により計算する。

$$E_{PMP} = \bar{P}_{PMP} \bar{f}_{PMP}(x_{PMP}), \quad x_{PMP} = GW / \overline{GW} \quad (5.1)$$

ここで、

$E_{PMP}$  : ポンプ電力消費量 [kW]

$\bar{P}_{PMP}$  : ポンプ電力消費量定格値 [kW]

$\bar{f}_{PMP}(x_{PMP})$  : HASP におけるポンプの可変速制御用部分負荷特性式

$x_{PMP}$  : 部分負荷率

$GW$  : 冷水流量 [m<sup>3</sup>/h]  
 $\overline{GW}$  : ポンプ能力定格値 [m<sup>3</sup>/h]

以上、空気熱源ヒートポンプチラーとガス焼き冷温水発生機のエネルギー消費量をまとめると以下の通りとなる。

空気熱源ヒートポンプチラーの場合

$$E_{AHP,EC} = E_{AHP,BODY} + E_{AHP,AUX} + E_{AHP,PMP}$$

ガス焼き冷温水発生機の場合

$$E_{ARF,GS} = E_{ARF,BODY}$$

$$E_{ARF,EC} = E_{ARF,AUX} + E_{ARF,PMP}$$

(5.2)

ここで、

- $E_{AHP,EC}$  : 空気熱源ヒートポンプチラー総電力消費量 [kW]
- $E_{AHP,BODY}$  : 空気熱源ヒートポンプチラー機器本体電力消費量 [kW]
- $E_{AHP,AUX}$  : 空気熱源ヒートポンプチラー補機電力消費量 [kW]
- $E_{AHP,PMP}$  : 空気熱源ヒートポンプチラー冷水ポンプ電力消費量 [kW]
- $E_{ARF,GS}$  : ガス焼き冷温水発生機総ガス消費量 [m<sup>3</sup>/h]
- $E_{ARF,EC}$  : ガス焼き冷温水発生機総電力消費量 [kW]
- $E_{ARF,BODY}$  : ガス焼き冷温水発生機機器本体ガス消費量 [m<sup>3</sup>/h]
- $E_{ARF,AUX}$  : ガス焼き冷温水発生機補機電力消費量 [kW]
- $E_{ARF,PMP}$  : ガス焼き冷温水発生機冷水ポンプ電力消費量 [kW]

### 5.2.2 温度成層型蓄熱槽

温度成層型蓄熱槽からの取り出し冷水温度は、槽内温度分布の計算により得られる。温度分布は槽深さ方向のみを考慮し、完全混合域と1次元拡散域に分離して式(5.3)により計算する<sup>61) 62)</sup> (図5.3)。

完全混合域

$$\theta^{n+1} = \theta_{in} - (\theta_{in} - \theta^n) \exp(-G_{in} \Delta t / V)$$

1次元拡散域

$$\theta_i^{n+1} = \theta_i^n + \Delta t \left[ \kappa \frac{\theta_{i+1}^n + \theta_{i-1}^n - 2\theta_i^n}{\Delta z^2} - \frac{U \Delta \theta^n}{\Delta z} \right]$$

$$\Delta \theta^n = \theta_i^n - \theta_{i-1}^n (U \geq 0), \Delta \theta^n = \theta_i^n - \theta_{i+1}^n (U < 0)$$

(5.3)

ここで、

- $\theta^n$  : 時点  $n$  における完全混合域の水温 [°C]
- $\theta_i^n$  : 時点  $n$  における1次元拡散域  $i$  層の水温 [°C]
- $\theta_{in}$  : 流入水温 [°C]
- $G_{in}$  : 流入水量 [m<sup>3</sup>/h]
- $V$  : 完全混合域の体積 [m<sup>3</sup>] (完全混合域深さ  $l$  × 底面積)
- $U$  : 流入水量/床面積 [m/h] (深さ方向を正)
- $\Delta z$  : 1次元拡散域の深さ方向分割幅 [m]
- $\Delta t$  : 計算時間間隔 [h]
- $\kappa$  : 拡散係数 ( $5.08 \times 10^{-4}$  [m<sup>2</sup>/h])

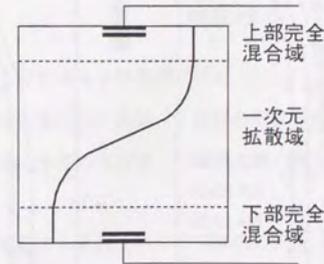


図5.3 温度成層型蓄熱槽モデル

式(5.3)に示されるように、完全混合域水温の計算値が1次元拡散域水温の計算に対する入力値となるので、完全混合域深さ $l$ の設定によって温度分布の計算精度が左右される。本来の完全混合域深さは、流れを規定する $Ar$ 数や $Re$ 数などによって推定され<sup>8,9)</sup>、蓄熱槽の冷水配管の仕様や断熱の程度などにも影響される。また、休日などの蓄熱槽放置時にみられるような自然対流による温度分布の変化は、休日明けの最適運転計画にとって計算上の重要な入力条件となる。そこで、本章では、温度成層型蓄熱槽の温度分布に関する実測データを利用して、計算される温度分布が実測された温度分布に最も合うように諸パラメータを決定する方針をとった。

まず、蓄熱槽放置時の温度分布の変化について検討する。図5.4は1993年と1994年の連休中における蓄熱槽温度分布の変化を図示したものである。1993年4月30日の22時から翌日にかけての温度上昇については鉛直方向に差がみられるものの、その他の日に関してはほぼ均一に上昇している。そこで、本章では、1時間で蓄熱槽の鉛直方向に対して均一に上昇する温度の割合を温度上昇率 $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ として定義し、蓄熱槽の熱取得と自然対流による温度分布の変化を温度上昇率により考慮することとした。表5.1に休日の実測データから算出した月平均の温度上昇率を示す。ここでは、平均的な値により温度上昇率を $0.01^{\circ}\text{C}/\text{h}$ とした。

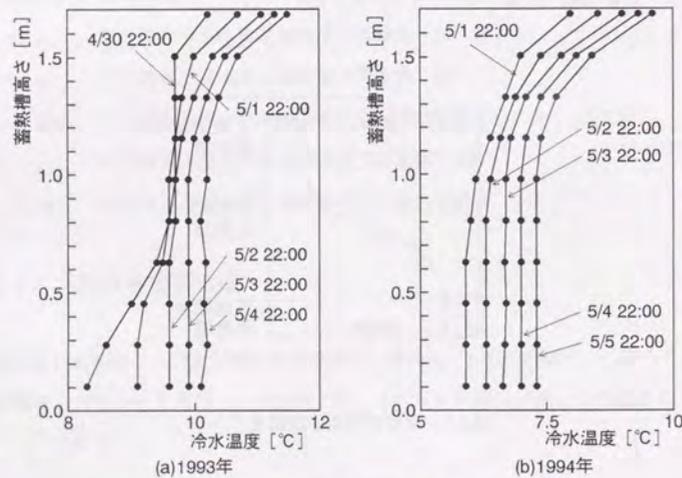


図5.4 蓄熱槽放置時における温度分布の変化

表5.1 月平均温度上昇率 [ $^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ]

	5月	7月	8月	9月	平均
1993年	0.010304	0.010313	0.009850	0.007900	0.009592
1994年	0.013392	0.010610	0.012873	0.008730	0.011401

次に、完全混合域深さ $l$ について検討する。実際の完全混合域深さは上部と下部で異なるであろうし、蓄熱時と放熱時でも異なってくると考えられるが、ここでは、すべての場合において共通であると仮定する。蓄熱槽の温度分布は鉛直方向10点で実測されているので(図2.17)、完全混合域深さ $l$ を仮定し、残りの1次元拡散域を $\Delta z = 0.005\text{m}$ で分割して、そのポイント341点の温度を実測データの直線補間により造成する。この時間平均実測データによる温度分布と、1時間前の温度分布実測データおよび流入温度、流量の実測データを入力データとして $\Delta z = 0.005\text{m}$ 、 $\Delta t = 0.5/60\text{h}$ で計算した温度分布との日積算絶対誤差が最も小さくなる完全混合域深さ $l$ を求める。実測値と計算値の絶対誤差は式(5.4)によるものとする。

$$\sigma = \sum_{n=1}^{24} \sum_{j=1}^{341} |\theta_j^n - \theta_j^*| \quad (5.4)$$

ここで、

$\sigma$  : 温度分布の実測値と計算値の日積算絶対誤差 [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$\theta_j^n$  : 時点 $n$ における $j$ 層の水温の計算値 ( $j$ は完全混合域も含む) [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$\theta_j^*$  : 時点 $n$ における $j$ 層の水温の実測値 ( $j$ は完全混合域も含む) [ $^{\circ}\text{C}$ ]

表5.2、図5.5に完全混合域深さ $l$ と月平均の日積算絶対誤差 $\sigma$ 値を示す。この温度成層型蓄熱槽には温度成層を促進するためのディフューザが設置されていて(図2.17)、そのディフューザの吹き出し口と吸い込み口の厚さは $0.04\text{m}$ となっているので、 $l$ については $0.04\text{m}$ 以上の場合を検討している。表5.2、図5.5からいずれの期間においても $l = 0.10\text{m}$ のときが最も日積算絶対誤差が小さくなっているため、本論文では $l = 0.10\text{m}$ を採用する。

表 5.2 完全混合域深さ  $l$  と月平均日積算絶対誤差  $\sigma$  値 単位 [°C]

	完全混合域深さ $l$ [m]							
	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
1993 年 7 月	29.75	28.64	27.92	27.62	28.03	28.42	29.76	32.77
1993 年 8 月	29.49	28.34	27.70	27.39	27.68	27.94	29.04	31.49
1993 年 9 月	28.41	27.36	26.62	26.28	26.80	26.98	27.92	30.11
1994 年 7 月	32.53	31.34	30.54	30.13	30.17	30.34	31.45	34.25
1994 年 8 月	29.93	28.81	28.16	27.84	28.00	28.32	29.80	33.53
1994 年 9 月	29.37	28.26	27.34	26.79	26.94	26.83	27.65	30.00

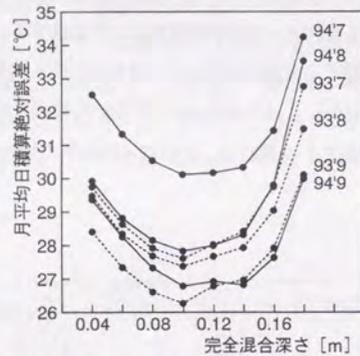


図 5.5 完全混合域深さ  $l$  と月平均日積算絶対誤差  $\sigma$  値

さらに、1次元拡散域分割幅  $\Delta z$  と計算時間間隔  $\Delta t$  について検討する。 $\Delta z$  と  $\Delta t$  を小さく設定すればそれなりの計算精度を保持できるものの、蓄熱槽の温度分布を求める部分で非常に時間がかかり、熱源システムの最適運転計画シミュレーションにおいて大きな計算負荷となってしまふ。そこで、 $\Delta z$  と  $\Delta t$  についていくつかの組み合わせを考え、その計算値（近似値）と  $\Delta z = 0.005\text{m}$ 、 $\Delta t = 0.5/60\text{h}$  で計算した精算値を比較した。精算値基準の絶対誤差（式 (5.4) の実測値を精算値に置き換える）を表 5.3 に示す。ただし、蓄熱時の流入温度を  $6^\circ\text{C}$ 、放熱時の流入温度を  $13^\circ\text{C}$ 、流量はすべての時刻で定格値、温度上昇率  $0.01^\circ\text{C/h}$ 、完全混合域深さを  $0.10\text{m}$  として計算した。

表 5.3 から、 $\Delta z$  と  $\Delta t$  の組み合わせのうち、いくつかの候補があげられるが、 $\Delta z = 0.06\text{m}$ 、 $\Delta t = 20/60\text{h}$  で計算した場合を図示してみると（図 5.6）、ほぼ精算値の温度分布を再現しているため、本論文では、 $\Delta z = 0.06\text{m}$ 、 $\Delta t = 20/60\text{h}$  を採用する。

以上をまとめると、蓄熱槽に関する計算上の設定値は次のようになる。

- ・ 温度上昇率 :  $0.01^\circ\text{C/h}$
- ・ 完全混合域深さ :  $0.10\text{m}$
- ・ 1次元拡散域分割幅 :  $0.06\text{m}$
- ・ 計算時間間隔 :  $20/60\text{h}$

表 5.3 1次元拡散域分割幅  $\Delta z$  と計算時間間隔  $\Delta t$  における精算値基準の絶対誤差

		計算時間間隔 $\Delta t$ [h]									
		0.5/60	1.0/60	3.0/60	6.0/60	10/60	12/60	15/60	20/60	30/60	60/60
一次元 拡散域 分割幅	0.005	-	/	/	/	/	/	/	/	/	/
	0.010	102.87	106.89	/	/	/	/	/	/	/	/
	0.020	250.08	241.73	175.93	101.72	813.33	1270.34	1471.59	1677.84	1677.09	2352.44
	0.030	381.38	371.90	313.79	232.74	144.99	216.48	400.10	735.15	1092.11	2136.30
	0.050	620.80	611.04	563.76	493.05	395.37	346.28	271.02	258.85	660.70	1776.51
	0.060	733.51	723.81	680.56	614.49	522.72	475.57	403.90	282.69	504.22	1608.77
$\Delta z$ [m]	0.100	1155.6	1146.28	1115.60	1063.82	991.57	954.05	896.15	796.61	574.98	996.71

※斜線部は発散による計算不能

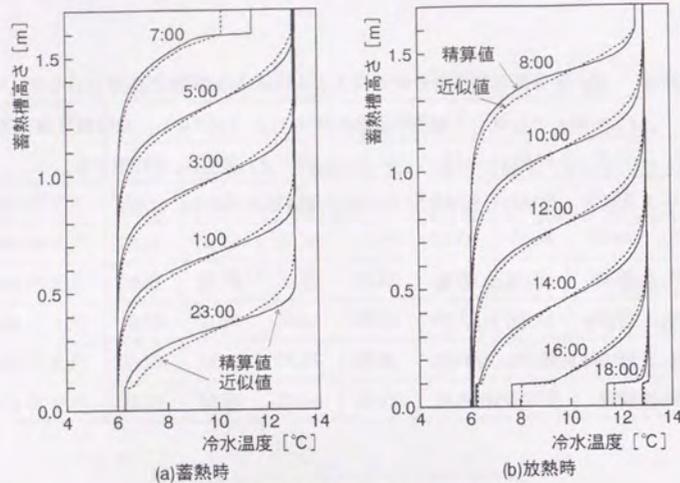


図 5.6 蓄熱槽温度分布の精算値と近似値

### 5.2.3 冷却塔

HASP のアルゴリズムに従い、図 5.7 の湿り伝熱モデルから導出される式 (5.5) を連立させて計算する<sup>2)</sup>。式 (5.5) 中の  $c\phi x$  は、連立方程式を線形化して解くために、冷却塔入口空気湿球温度  $WB_1$  における飽和空気の近似式から求められる見かけの比熱である (図 5.8)。

式 (5.5) における未知数は、冷却塔出口空気湿球温度と冷却塔出入口水温であり、冷却塔入口湿球温度は外気湿球温度を用いた。また、冷却熱量には、ガス焼き冷温水発生機の除去熱量とガス消費量の熱量換算値の和が代入される。湿り伝熱係数  $U_z$  は、機器の運転や気象条件などによって変化しないと仮定して、カタログに記載されている冷却能力、流量、風量、外気湿球温度、冷却塔入口水温などのデータを用いて、式 (5.5) から逆算して求めた。冷却塔の能力については実測データが得られていないので、実測データによるパラメータの同定は行わず、設計能力がそのまま実現するものと仮定する。

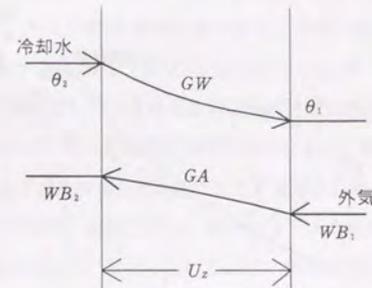


図 5.7 冷却塔湿り伝熱モデル

$$\begin{aligned}
 Q &= \gamma GA (HA_2 - HA_1) = \gamma GA c\phi x (WB_2 - WB_1) \\
 Q &= C_w GW (\theta_2 - \theta_1) \\
 Q &= U_z ETD
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

$$ETD = \frac{(\theta_2 - WB_2) - (\theta_1 - WB_1)}{\log \left( \frac{\theta_2 - WB_2}{\theta_1 - WB_1} \right)}$$

ここで、

- $Q$  : 冷却熱量 [kW]
- $WB_1, WB_2$  : 冷却塔入口、出口空気湿球温度 [°C]
- $HA_1, HA_2$  :  $WB_1, WB_2$  における飽和エンタルピー [kJ/kg]
- $\theta_1, \theta_2$  : 冷却塔出口、入口水温 [°C]
- $GA, GW$  : 冷却塔風量 [ $m^3/h$ ]、冷却水流量 [ $m^3/h$ ]
- $c\phi x$  : 見かけの比熱 [kJ/kg °C]  
 $c\phi x = (HA_2 - HA_1) / (WB_2 - WB_1)$
- $U_z$  : 湿り伝熱係数 [kg/m<sup>3</sup>]
- $\gamma$  : 空気の比重 [kg/m<sup>3</sup>]
- $C_w$  : 水の容積比重 [kJ/m<sup>3</sup>°C]

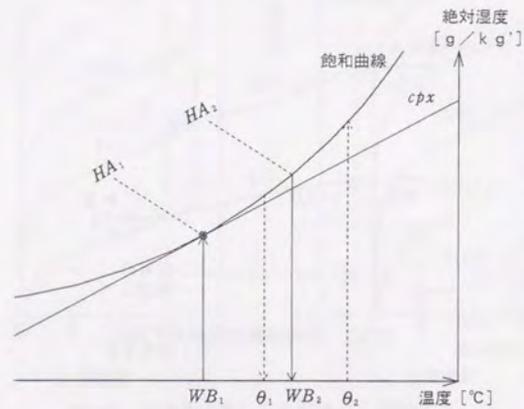


図 5.8 見かけの比熱  $c_{px}$

#### 5.2.4 向流型プレート式水-水熱交換器

図 5.9 に示すように、高温側と低温側の温度差はすべての部位で一定と仮定する<sup>(51)(53)</sup>。このとき熱交換熱量は式 (5.6) で表される。

$$\begin{aligned} Q &= C_w G W_H (\theta_{H,1} - \theta_{H,2}) = C_w G W_L (\theta_{L,2} - \theta_{L,1}) \\ Q &= K \Delta \theta \\ \Delta \theta &= \theta_{H,1} - \theta_{L,2} = \theta_{H,2} - \theta_{L,1} \end{aligned} \quad (5.6)$$

ここで、

- $Q$  : 熱交換熱量 [kW]
- $\theta_{H,1}, \theta_{H,2}$  : 高温側入口, 出口水温 [°C]
- $\theta_{L,1}, \theta_{L,2}$  : 低温側入口, 出口水温 [°C]
- $G W_H, G W_L$  : 高温側, 低温側冷水流量 [ $m^3/h$ ]
- $K$  : 熱交換特性値 [kW/°C]

熱交換器の出入口における冷水温度と冷水流量が実測されているので、これらの実測データを式 (5.6) にあてはめ、熱交換特性  $K$  値を同定する。月別の推定結果を表 5.4 に示す。熱交換特性  $K$  値は設計値で  $383 \text{ kW/°C}$  (表 2.8) となっているが、同定値では設計値の約 64% から約 80% の小さな値を示し、7 月から 9 月の 3 ヶ月間の実測データを使用した場合には、1993 年で設計値の約 71%、1994 年で約 67% となった。1994 年の 3 ヶ月間における熱交換熱量の実測値、および設計値と同定値による計算値それぞれと、温度差  $\Delta \theta$  との相関を示したものが図 5.10 である。本論文では、熱源システムの最適運転計画シミュレーションを 1994 年の 7 月から 9 月について行っているため、熱交換特性  $255.4 \text{ kW/°C}$  を使用することとした。

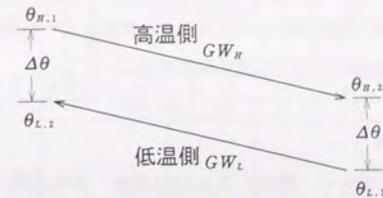


図 5.9 向流型プレート式水-水熱交換器モデル

表 5.4 熱交換特性  $K$  値の同定結果 単位 [kW/°C]

	7月	8月	9月	7月~9月
1993年	250.5	304.8	275.4	272.6
1994年	270.0	246.0	250.7	255.4

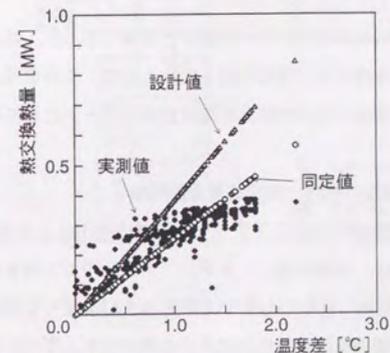


図 5.10 熱交換熱量と温度差  $\Delta \theta$  の相関 (1994 年 7 月, 8 月, 9 月)

### 5.2.5 熱源システムモデルとエネルギー消費量の計算方法

本章で取り扱う熱源システムモデルについて図 5.11 に示す。熱源システムは、空気熱源ヒートポンプチャラー、ガス焼き冷温水発生機、冷却塔、温度成層型蓄熱槽、向流型プレート式水-水熱交換器の5つのサブシステムに大きく分割される。それぞれのサブシステムは配管系でつながっており、冷水または冷却水の温度と流量によって熱的な情報が受け渡される。エネルギー消費量には、熱源機器本体以外に補機の電力量、搬送系のポンプ電力量、冷却塔のファン電力量が含まれる。ただし、機器の立上がり特性やポンプ発熱、配管熱損失については考慮しない。

個々のサブシステムの計算モデルについては5.2.1節から5.2.4節に述べた。そこで、システムシミュレーションを行う際の主なサブシステムと熱源システム全体との関わりについて、蓄熱槽放熱時間帯の場合を例にとり、以下に概説する。

#### ・空気熱源ヒートポンプチャラー

外気温度は実測データであり、機器の冷水出口温度、冷水流量は最適化計算の操作量(5.3節)となるので、既知の値となる。ガス焼き冷温水発生機と向流型プレート式水-水熱交換器からの冷水とサプライヘッダで合流し、熱負荷への冷水温度と冷水流量が計算される。本章では熱負荷の実測データを使用しているので、レタンヘッダにおける冷水温度と冷水流量が計算され、その冷水温度が機器の入口冷水温度となる。以上より、機器のエネルギー消費量が計算できる。

#### ・ガス焼き冷温水発生機

基本的には空気熱源ヒートポンプチャラーの場合と同様であるが、エネルギー消費量を計算する特性式の入力変数が冷却水入口温度となっているので、その値は、冷却塔の計算によって求める。冷却塔の計算においては外気湿球温度が実測データとして与えられる。

#### ・向流型プレート式水-水熱交換器と温度成層型蓄熱槽

流量に関しては空気熱源ヒートポンプチャラーと同様の理由により既知となる。ところが、熱交換器の冷水出口温度は、空気熱源ヒートポンプチャラーやガス焼き冷温水発生機のように既知とはならず、熱交換器のレタンヘッダからの冷水入口温度と蓄熱槽からの冷水入口温度に依存する。蓄熱槽は温度成層型で冷水の流入口と流出口が上下に分かれており、冷水流入

温度が冷水流出温度に与える影響は小さいと考えれば、熱交換器における蓄熱槽からの冷水入口温度に1ステップ前に計算した蓄熱槽内冷水温度分布の値を利用することができる。それでも、熱交換器の冷水出口温度を求めるには反復計算に依らなければならない。結局、空気熱源ヒートポンプチャラーやガス焼き冷温水発生機、冷却塔を含んだシステム全体で熱的に平衡するよう、毎時刻ごとに繰り返し計算が必要になる。

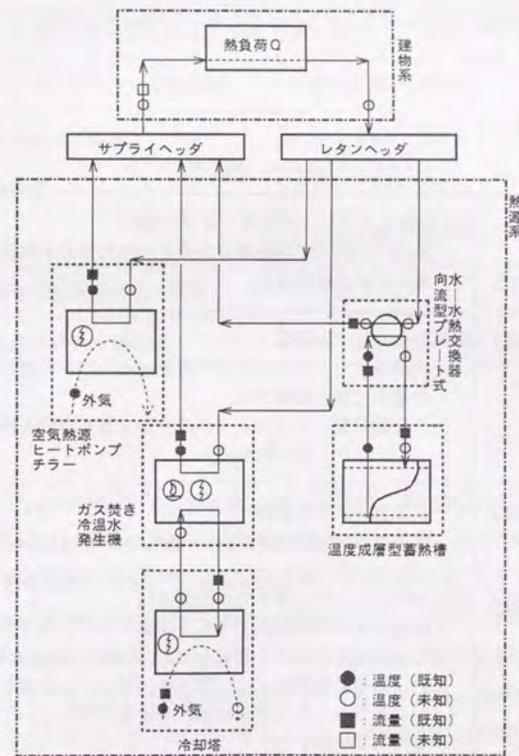


図 5.11 熱源システムモデル

## 5.3 最適化に関する計算方法

### 5.3.1 目的関数と操作変数

表 5.5 は本章で検討した目的関数を運転方式としてまとめたものである。また、本論文の最適運転計画とはある目的に対して 1 日単位の運転パターンを最適化するものである。CASE1 は省エネルギーを、CASE2 はランニングコストの低減を、CASE3 は電力負荷平準化を意図したものであり、これらの運転方式と比較するために、熱源システムの運転を定格出力とし、その運転スケジュールをあらかじめ与えた CASE4 や CASE5 についても計算を行った。

表 5.5 検討した運転方式

CASE1	1 次換算エネルギー消費量ミナム運転 ・熱源システムの日積算エネルギー消費量の 1 次換算値を最小にする運転方式
CASE2	従量料金ミナム運転 ・熱源システムのエネルギー消費にともなう日積算コストを最小にする運転方式 (従量料金：ランニングコストから基本料金を差し引いたもの)
CASE3	ピーク電力ミナム運転 ・8 時から 22 時におけるピーク電力を最小にする運転方式
CASE4	空気熱源ヒートポンプチラー先発運転 ・機器はすべて定格出力とし、運転スケジュールをあらかじめ決定しておく。蓄熱運転を 22 時から翌日 8 時に行い、昼間の熱負荷には、蓄熱槽放熱、空気熱源ヒートポンプチラー、ガス焼き冷温水発生機の順に追いつけ運転を行って対応する。
CASE5	ガス焼き冷温水発生機先発運転 ・CASE4 の昼間の追いつけ運転を蓄熱槽放熱、ガス焼き冷温水発生機、空気熱源ヒートポンプチラーの順に行う。

本論文で設定した操作変数とその操作範囲を表 5.6 に示す。熱源機器の流量が極端に小さいと内部凍結といったトラブルの危険性があるという実状を勘案して、運転時の流量下限値を設計値の 80 % とした。また、最小操作量については、むやみに小さくすることはせず、実際の制御において実現可能と思われる値に設定した。

表 5.6 最適化における操作変数とその操作範囲

操作変数	操作範囲	最小操作量
①空気熱源ヒートポンプチラー冷水出口温度	5 ~ 12 °C	1 °C
②空気熱源ヒートポンプチラー冷水流量	0 または 80 ~ 100 % *	2m <sup>3</sup> /h
③温度成層型蓄熱槽冷水流量	0 または 80 ~ 100 % *	2m <sup>3</sup> /h
④冷却塔冷却水流量	0 または 80 ~ 100 % *	2m <sup>3</sup> /h
⑤冷却塔風量	0 または 80 ~ 100 % *	2000m <sup>3</sup> /h
⑥ガス焼き冷温水発生機冷水出口温度	7 ~ 12 °C	1 °C
⑦ガス焼き冷温水発生機冷水流量	0 または 80 ~ 100 % *	2m <sup>3</sup> /h

\*：設計値比

さらに、本章では 2 次側システムを考慮していないので、図 5.11 に示す建物側からの還り水温（レタンヘッドにおける水温）に何ら条件を設けなければ、どの運転方式の最適化計算においても、熱源機器の冷水出口水温について常に大きな値を選択してしまう。2 次側システムで除湿が特に要求されない状況であれば問題はないが、一般的な建物で夏季に空調を行う場合は、室の温度だけではなく湿度に対してもある程度の除湿が必要とされる。このような状況も考慮して、以下にあげる拘束条件を設定する。すなわち、計算の過程でそれらの拘束条件を満たさない場合には目的関数の値を十分大きな値とし、結果的に条件外の操作量を選択しないようにする。

また、表 5.7 に使用した電力とガスの 1 次エネルギー換算値と従量料金の料金体系を示す。

- ・操作量は設定した操作範囲（表 5.6）を必ず満たす。
- ・熱源機器やポンプ、ファンの部分負荷率は1を越えない。
- ・建物側からの還り水温は、14℃以下とする。

表 5.7 電力とガスの1次エネルギー換算値と従量料金の料金体系

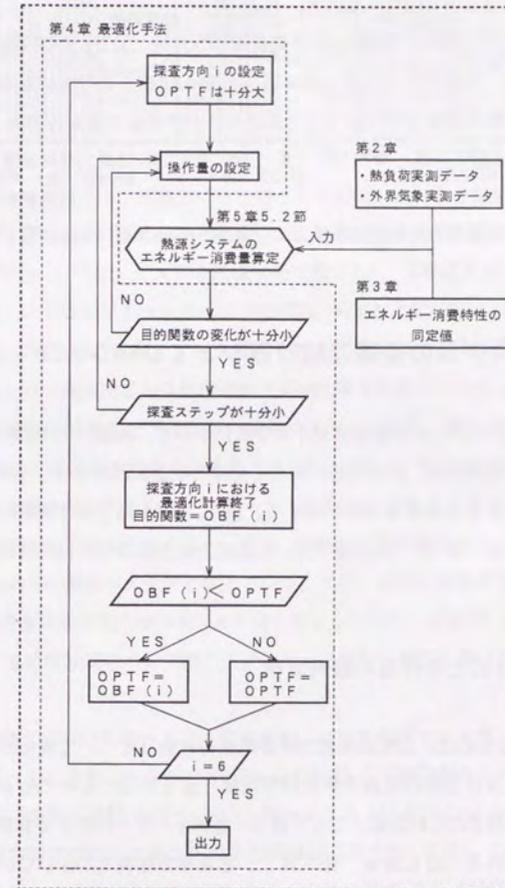
	電力	ガス
1次エネルギー換算値	9.4 [MJ/kWh]	18.9 [MJ/m <sup>3</sup> ]
従量料金	夜* : 6.4 [円/kWh] 昼** : 20.9 [円/kWh]	23.8 [円/m <sup>3</sup> ]

\* : 22時から翌日8時 \*\* : 8時から22時

### 5.3.2 最適運転計画シミュレーションフローと入力実測データ

図 5.12 に本論文における熱源システムの最適運転計画シミュレーションフローを示す。5.2 節で述べた熱源システムモデルに、第 3 章で明らかにしたエネルギー消費特性を考慮し、第 4 章で示した逐次パラメータ変化法という最適化手法を適用することで、最適運転計画シミュレーションを行う。

熱源システムにおけるエネルギー消費量の計算には、第 2 章で述べた外界気象と建物側で発生した熱負荷の実測データが入力される。建物側で発生した熱負荷は熱源システム系統図のサプライヘッドとレタンヘッドの冷水温度差に冷水流量を乗じて算出される除去熱量として捉えることができる。図 5.13 に代表的な 3 日間における外気温度、外気湿球温度、熱負荷の時間平均実測データの日変動を示す。



第5章 熱源システムの最適運転計画

図 5.12 熱源システムの最適運転計画シミュレーションフロー

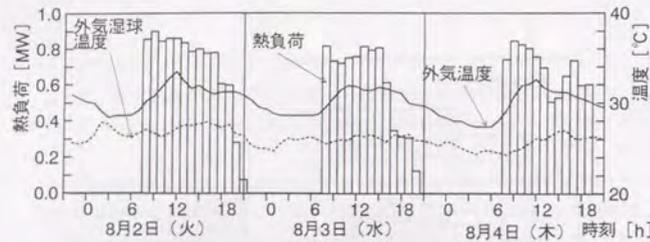


図 5.13 外気温度と外気湿球温度および熱負荷の実測値 (1994 年, T ビル)

## 5.4 熱源システムの最適運転計画シミュレーション

本節では、表 5.5 に示した各運転方式それぞれについて、熱源システムシミュレーションを行い、それらの結果から、ある目的に対して合理的な運転計画を行うと同時に、より積極的な制御を行ったときの効果を明らかにする。以下、5.4.1 節では各運転方式と操作量の経時的な変化の違いを、また、5.4.2 節では、各運転方式と得られた目的関数の期間的な評価について検討する。

### 5.4.1 運転方式と操作量の経時変化

図 5.14 は各運転方式による熱源機器の除去熱量を代表日について表したもので、図 5.15 は 7 月から 9 月における操作変数の時刻別平均操作量を示したものである。CASE1 では、蓄熱槽があまり使用されない運転となっており、省エネルギーに対する蓄熱システムの寄与は小さいと考えられる (図 5.14(a), 図 5.15)。蓄熱槽の熱損失が全くないと仮定した場合でも、夜間と昼間の空気熱源ヒートポンプチャラー能力のバランスおよび昼間の空気熱源ヒートポンプチャラー能力とガス焼き冷水発生機能力のバランスで運転パターンが決定され、結果的に蓄熱システムの利用は行われにくい。このシミュレーションにおける蓄熱槽の熱損失は温度上昇率というパラメータに反映されているが、今、これを  $0.01^{\circ}\text{C}/\text{h}$  としており、一

般的な認識からは非常に断熱性の高い蓄熱槽を考えていると思われる。このことは、従来、蓄熱システムが省エネルギーに対しては有効な手段となり得ないと考えられてきたことを十分に裏付けるものと推察できる。また、昼間の運転については、空気熱源ヒートポンプチャラーがガス焼き冷水発生機よりもより高い負荷率で運転されている。

CASE2 と CASE3 については、両者とも蓄熱槽を主に利用する運転となるが、昼間の追いかけて運転の違いが生じている (図 5.14(b)(c), 図 5.15)。

CASE2 では、昼間の従量料金を安く押さえるために蓄熱槽の蓄放熱運転が主体的に行われる。そして、従量料金は昼間の空気熱源ヒートポンプチャラーとガス焼き冷水発生機の追いかけて運転や蓄熱槽システムのポンプ電力にも影響されるので、それらの従量料金に対する効率のバランスにより運転パターンが選択されている。期間平均の昼間のポンプ負荷率は空気熱源ヒートポンプチャラーで 0.2、ガス焼き冷水発生機で 0.6、蓄熱槽系統で 0.9 程度となり、夜間の空気熱源ヒートポンプチャラーのポンプ負荷率は約 0.8 となっている。

一方、CASE3 の場合は、昼間のピーク電力を押さえるために夜間に最大限蓄熱され、昼間は蓄熱槽放熱とガス焼き冷水発生機運転で可能な限り熱負荷に対処して、空気熱源ヒートポンプチャラー運転をできるだけ行わない運転パターンとなる。例えば、図 5.14(b) の 8 月 4 日 13 時は蓄熱槽とガス焼き冷水発生機で対処し、同日 17 時にはさらに空気熱源ヒートポンプチャラーの運転が行われている。ところが、図 5.14(c) の 8 月 4 日の 13 時ではガス焼き冷水発生機ですべての負荷をまかない、同日 17 時には空気熱源ヒートポンプチャラーの運転が行われられないような運転パターンとなっている。また、昼間の蓄熱槽システムのポンプ負荷率は約 0.5、ガス焼き冷水発生機系統は 0.8 以上となっており、CASE2 と逆の傾向を示している。これは、蓄熱槽システムのポンプ電力によるピーク電力の増加を避けるためである。

CASE4、CASE5 について述べると、高負荷時には空気熱源ヒートポンプチャラーとガス焼き冷水発生機ともに運転されるので CASE4 と CASE5 とで建物側からの還り水温が共通になり、その結果、両者の運転パターンが全く同一になる (図 5.14(d)(e) の 8 月 2 日)。また、もともとの機器装置容量はガス焼き冷水発生機の方が大きいので、CASE5 では空気熱源ヒートポンプチャラーの運転が必然的に行われにくくなる。さらに、機器の冷水入口温度が他の運転方式よりも低いことが特徴的で (図 5.15)、これは、熱負荷が大きく、空気熱源ヒートポンプチャラーとガス焼き冷水発生機が同時に運転される場合に顕著であり、冷水出口温度の固定 ( $5^{\circ}\text{C}$  (AHP) と  $7^{\circ}\text{C}$  (ARF)) による送水温度の低さが原因となっている。その結果、機器の効率は他の運転方式よりも悪化していると考えられる。

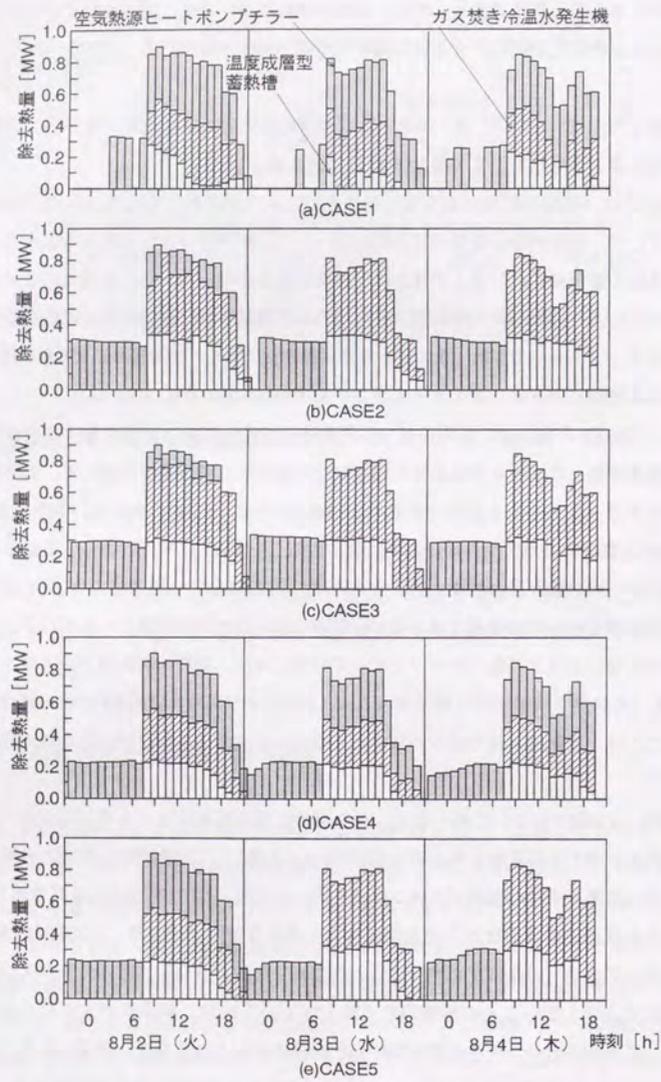


図 5.14 各運転方式による熱源機器の除去熱量

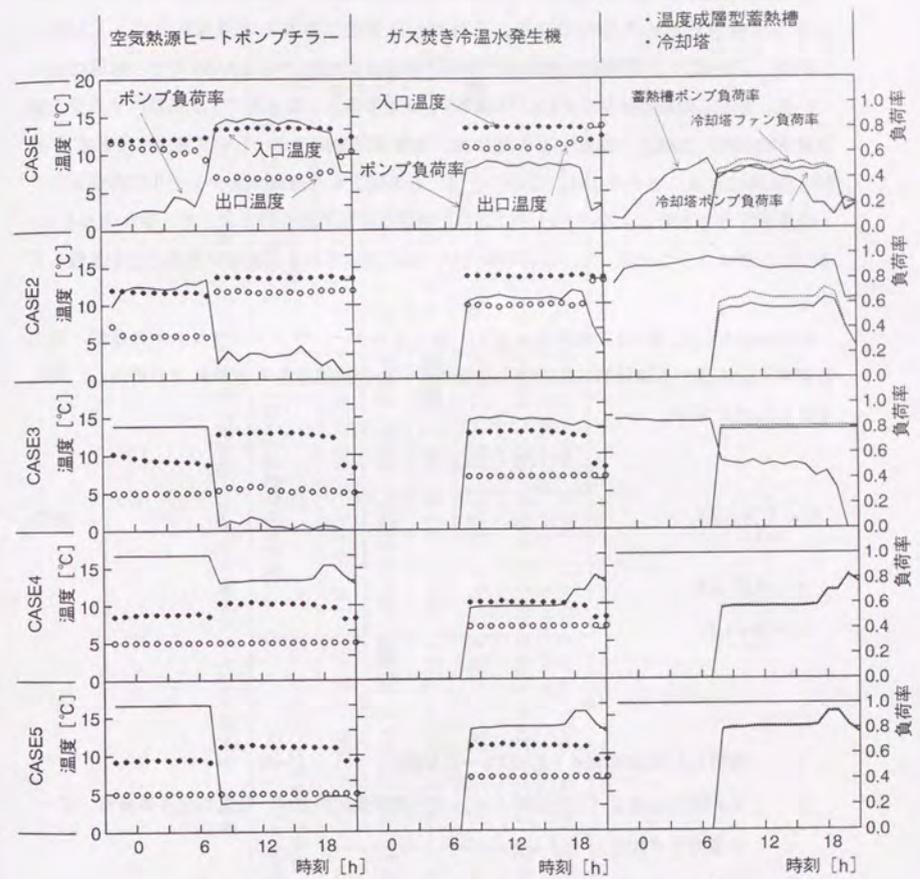


図 5.15 操作変数の時刻別平均操作量

### 5.4.2 運転方式と目的関数の期間評価

表5.8は各運転方式の1次換算エネルギー消費量月積算値、従量料金月積算値、ピーク電力月平均値をまとめたものである。それぞれの目的に対する最適運転方式（CASE1、CASE2、CASE3）の期間積算値および期間平均値はCASE1からCASE5の中で最適となっている。それらの最適値をCASE4、CASE5と比較すると、3ヶ月で1次換算エネルギー消費量を約380、500GJ、従量料金を約1048、705千円節約でき、ピーク電力もそれぞれ37%、68%にすることができる。このことは、ある固定した運転スケジュールで熱源システムを稼働させるよりも、目的と状況に応じた適切な運転管理を行うことで、省エネルギー、ランニングコストの低減、電力負荷平準化が大幅に達成される可能性があることを示唆している。

図5.16(a)(b)(c)に表5.8の結果を図示し、省エネルギー、ランニングコストの低減、電力負荷平準化に関する総合的な達成度を評価するための指標値を式(5.7)により導出し、それを図5.16(d)に示す。

$$Y_i = \sum_{j=1}^3 y_{i,j} / 3 \quad (5.7)$$

$$y_{i,j} = X_{i,j} / x_j$$

$$x_j = \min_{i=1 \sim 5} X_{i,j}$$

ここで、

$i$  : 検討した各運転方式（CASE1～CASE5）（ $i=1 \sim 5$ ）

$j$  : 目的関数の項目（1次換算エネルギー消費量月積算値、従量料金月積算値、ピーク電力月平均値）（ $j=1 \sim 3$ ）

$X_{i,j}$  : 表5.8に示した「合計」、「平均」の欄の値

$Y_i$  : 総合評価値

式(5.7)の総合評価値  $Y_i$  は1次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力のそれぞれの項目が等しい重みをもつと仮定して、最適であった運転方式の値を基準にして得られる目的関数の項目ごとの値を単純平均して求めたものである。総合評価値  $Y_i$  は最も良い場合

表5.8 各運転方式と1次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力

	1次換算エネルギー消費量月積算値 [GJ]				従量料金月積算値 [千円]				ピーク電力月平均値 [kW] (8時～22時)			
	7月	8月	9月	合計	7月	8月	9月	合計	7月	8月	9月	平均
CASE1	832.6	707.3	478.4	2018.3	1468.8	1225.0	895.1	3588.9	162.5	143.0	151.5	152.3
CASE2	839.3	769.6	526.9	2135.8	1017.8	957.3	639.3	2614.4	66.6	77.4	61.1	68.8
CASE3	976.2	895.5	669.1	2540.8	1194.6	1107.2	832.0	3133.8	48.7	52.0	36.8	46.3
CASE4	960.2	870.3	567.4	2397.9	1470.7	1309.7	881.8	3662.3	133.7	120.7	116.3	123.9
CASE5	966.9	892.0	658.6	2517.3	1284.9	1207.7	826.5	3319.1	75.2	79.2	46.6	68.1

で1となり、値が大きくなるほど悪い評価となる。

図 5.16(d) から、省エネルギー、ランニングコストの低減、電力負荷平準化が総合的に達成されている運転方式は CASE2 の従量料金ミニマム運転または CASE3 のピーク電力ミニマム運転であり、CASE1 の 1 次換算エネルギー消費量ミニマム運転や CASE4 の空気熱源ヒートポンプチラー先発運転ではこういった総合的な達成が困難であることが分かる。この結果は、総合評価値  $Y_i$  を算出するときの各項目に対する重みのとり方によって変わるものであるが、現在の社会的な背景を考慮すればこの重みの設定が全くの間違いであるとも言えず、蓄熱システムの導入とその適切な利用が必要不可欠であることが明らかになった。

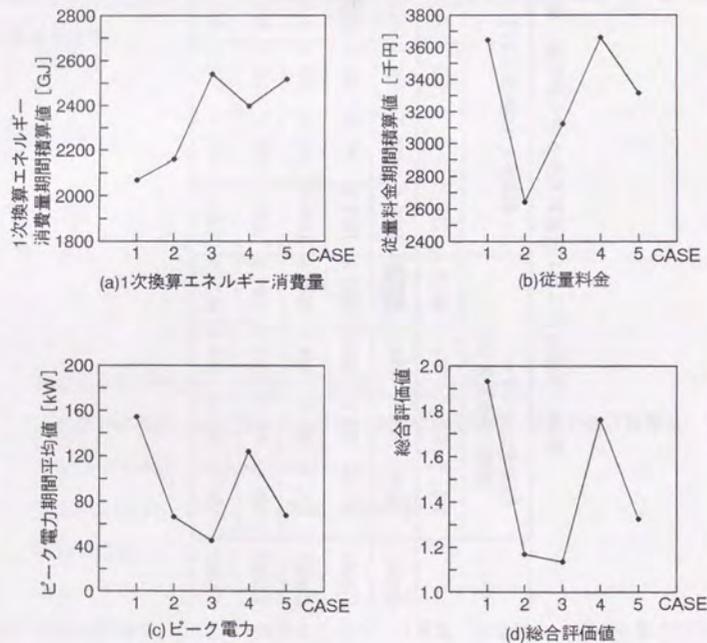


図 5.16 各運転方式と 1 次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力および総合評価指標

次に、本節のシミュレーションで得られた結果の信頼性について述べる。この建物では 1993 年 7 月 5 日から 7 月 16 日にガス焼き冷温水発生機先発運転 (CASE5 に相当) を、1993 年 7 月 26 日から 8 月 6 日に空気熱源ヒートポンプチラー先発運転 (CASE4 に相当) を実際に行っている。それらの期間の 1 次換算エネルギー消費量と従量料金を表 5.9 に示す。それぞれの 1 次換算エネルギー消費量と従量料金を単純に日数倍 (92 日 / 12 日) して 3 ヶ月間の値に換算すると、空気熱源ヒートポンプチラー先発運転の場合で 2050GJ と 2980 千円、ガス焼き冷温水発生機先発運転の場合で 2260GJ と 2700 千円となる。これらの実績値は本章の計算値 CASE4、CASE5 と比較すると 10 ~ 20 % 低い数字を示しているが、1993 年が冷夏で 1994 年が猛暑であることを考慮すると、本節のシミュレーションはほぼ妥当な結果であると考えられる。

表 5.9 1 次換算エネルギー消費量と従量料金の実績値

	1993 年 7 月 5 日 ~ 7 月 16 日 ガス焼き冷温水発生機先発運転 (CASE5 に相当)	1993 年 7 月 26 日 ~ 8 月 6 日 空気熱源ヒートポンプチラー 先発運転 (CASE4 に相当)
期間エネルギー使用量	電気: 16279 [kWh] ガス: 7520 [m <sup>3</sup> ]	電気: 24382 [kWh] ガス: 2018 [m <sup>3</sup> ]
期間 1 次換算エネルギー消費量 [GJ]	295.15	267.33
期間従量料金 [千円]	351.87	388.26

### 5.4.3 最適運転計画における操作変数の感度解析

5.4.1節、5.4.2節で述べてきた最適運転計画シミュレーションでは、表5.6に示したすべての操作変数に対して最適操作量を求めてきた。ところが、熱源システム最適運転計画についてあらためて考察すると、「最適運転」は大きく2つの段階に分類できると思われる。1つは、機器の運転は定格で行うがそのON-OFFを熱負荷の発生状況や外界気象の変化に対してより合理的に決定していく段階であり、もう1つは、それをさらに押し進めて、より積極的に機器を制御をしていく段階である。これまでの検討は、後者の段階、それも本章で取り上げたすべての操作変数に対して行ってきたが、それがON-OFFのみの最適運転と比較してどの程度効果があるのか、といったことについては明らかにしていない。また、実際の熱源システムに対して最適運転計画を実施する場合は、より効果の大きい順に機器を制御していくのが現実的でもある。そこで、本節では、熱源システムにおける最適運転計画の効果について感度解析的な検討を行う。

ここでは、表5.6に取り上げた操作変数について、順次、定格運転に設定し、そのときの最適計算結果を比較するという方法をとった。表5.10に検討した操作変数の設定内容について示すが、表中の○印はこれまでと同様に表5.6の操作範囲と最小操作量で制御する場合を、×印は定格運転とした場合を表している。図5.17に結果を示す。

表5.10 操作変数の設定

操作変数	T	T	T	T	T	T	T
	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y
	P	P	P	P	P	P	P
	E	E	E	E	E	E	E
	1	2	3	4	5	6	7
①空気熱源ヒートポンプチャラー冷水出口温度	○	○	○	○	○	○	○
②空気熱源ヒートポンプチャラー冷水流量	○	○	○	○	○	○	×
③温度成層型蓄熱槽冷水流量	○	×	×	×	×	×	×
④冷却塔冷却水流量	○	○	×	×	×	×	×
⑤冷却塔風量	○	○	○	×	×	×	×
⑥ガス焼き冷温水発生機冷水出口温度	○	○	○	○	×	×	×
⑦ガス焼き冷温水発生機冷水流量	○	○	○	○	○	×	×

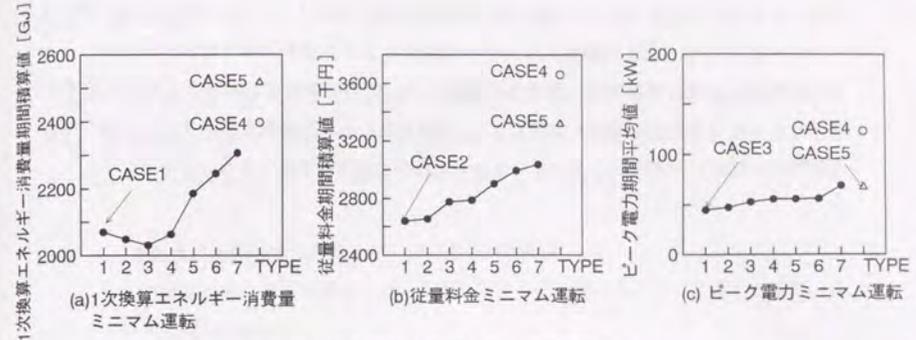


図5.17 操作変数の設定とその最適運転効果

図5.17(a)(b)(c)のそれぞれのTYPE1は5.4.1節、5.4.2節で検討したCASE1、CASE2、CASE3にあたる。TYPE1からTYPE6はいくつかの操作変数を積極的に制御する場合、TYPE7は機器の運転を定格で行って、そのON-OFFにより合理的な運転を目指したものである。TYPE7については、すべての操作変数を定格に設定することも考えられるが、その場合、空気熱源ヒートポンプチャラーの蓄熱運転時に蓄熱槽温度分布との関係で機器の部分負荷率が1を越えてしまう結果が得られたので、空気熱源ヒートポンプチャラーの冷水出口温度のみは部分負荷率が1を超えない範囲で自由度を持たせたものである。CASE4、CASE5は表5.5で説明したように、ある固定された運転スケジュールに従った場合である。

図5.17から結論として得られることは、最適運転計画を機器のON-OFFのみによるものから、操作変数の積極的な制御によるものへと変更していったとき、その最適運転効果の達成度が、目的とするミニマム運転の内容によって異なる点である。(a)1次換算エネルギー消費量ミニマム運転はその効果の達成度が大きく、期間積算値で約250GJの省エネルギーが図られるのに対し、(c)ピーク電力ミニマム運転ではそれほど効果はなく、CASE5のガス焼き冷温水発生機先発運転でもある程度の電力負荷平準化が実現できていることが分かる。

図5.17(a)では、TYPE1よりTYPE2、TYPE3が小さく計算されているが、これは、最適化計算の意味から考えると不合理な結果になっていると思われる。もともと、(a)1次換算エネルギー消費量ミニマム運転では蓄熱槽が利用されにくい運転方式となり、利用されたとしても、最低限の冷水流量が選択されると予想される。このような場合、操作変数の値を自由に变化させるよりも、ON-OFFのみを検討対象とした方がより精度の高い最適運転計画解が得られることがあると判断せざるを得ないが、これは、最適化の過程で局所解に陥る可

性能があるという逐次パラメータ変化法の典型的な短所を示していると考えられるだろう。

いずれにしても、(a)1次換算エネルギー消費量ミニマム運転ではTYPE4で、また、(c)ピーク電力ミニマム運転では、最適化の程度によってはTYPE6でほぼ十分な最適化効果が得られると見なすことができ、さらに、(b)従量料金ミニマム運転では、すべての操作変数を積極的に制御した方がランニングコストの低減を効果的に実現できると考察される。

## 5.5 まとめ

本章では、第2章で述べたTビルにおける熱源システムの実測データに最適化手法を適用し、熱源機器の冷水出口温度や流量を操作変数としたときの最適運転効果をシミュレーションにより明らかにした。得られた結果について以下にまとめる。

1. 「運転方式と操作量の経時変化」から得られた結果
  - ・1次換算エネルギー消費量ミニマム運転によると、省エネルギーに対する蓄熱システムの寄与は小さい。
  - ・従量料金ミニマム運転では、蓄熱槽の蓄放熱運転が主体的に行われるが、昼間の熱源システムの運転は、ポンプ電力も含めた熱源機器の従量料金に対する効率のバランスにより運転パターンが選択される。
  - ・ピーク電力ミニマム運転では、夜間に最大限蓄熱され、昼間は、蓄熱槽放熱とガス焚き冷温水発生機で可能な限り負荷に対処する。空気熱源ヒートポンプチャラーによる昼間の運転はできるだけ行わない運転パターンとなる。
2. 「運転方式と目的関数の期間評価」から得られた結果
  - ・1次換算エネルギー消費量ミニマム運転では、従来の固定した運転スケジュールに基づいた熱源システムの1次換算エネルギー消費量を3ヶ月で約400～500GJ節約できる。
  - ・従量料金ミニマム運転では、従来の固定した運転スケジュールに基づいた熱源システムの従量料金を3ヶ月で約700～1,000千円節約できる。
  - ・ピーク電力ミニマム運転では、従来の固定した運転スケジュールに基づいた熱源システムのピーク電力と比較して、その約37～68%に低下させることができる。
  - ・1次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力の総合的な評価を各運転方式で行うと、従量料金ミニマム運転またはピーク電力ミニマム運転が良い結果となり、蓄熱システムの導入とその適切な利用が必要不可欠であることが明らかになった。
3. 「最適運転計画における操作変数の感度解析」から得られた結果
  - ・最適運転計画を機器のON-OFFのみによるものから、操作変数の積極的な制御によるものへと変更していったとき、その最適運転効果の達成度が、目的とするミニ

マム運転の内容によって異なる。

- ・上記の達成度は、1次換算エネルギー消費量ミニマム運転では大きいですが、ピーク電力ミニマム運転では、それほど顕著な効果が見られない。

## 第6章 熱源システムの最適設計

### 6.1 はじめに

第5章では、Tビルの熱源システムに関連する実測データに最適化手法を適用し、熱源システムの最適運転計画を実施した際に省エネルギーや電力負荷平準化がどの程度達成できるか、についてシミュレーションにより明らかにした。この最適運転計画による効果は、熱源システムの構成内容に大きく依存していることが容易に推察でき、特に、電気とガスといった複数のエネルギーを利用する複合熱源システムでは、その熱源機器の能力比が重要な要因になると考えられる。第1章でも述べたように、多種多様な熱源システムに対して最適運転を行ったときに得られるそれぞれの目的関数が最も最適になるシステムを「最適設計」システムと位置付ければ、インシャルコストを含めた非常に広範囲な事項について検討を重ねなければならない。今後、本論文で提示した熱負荷特性やエネルギー消費特性の同定手法および運転計画の最適化手法を様々な熱源システムに適用し、「最適設計」に対する設計指針を積み重ねていく、といった展開を見据え、本章では電気とガスの複合熱源システムで最適運転計画を実施した場合の最適な熱源機器装置容量比という内容に検討事項を限定することとする。

第5章の最適運転計画に関する検討は、熱源システムが処理する熱量を実測データで与え、建物側からの還り水温が14℃以下という拘束条件のもとに導かれた内容となっている。このことは、ある熱負荷予測が十分な精度で行われ、その熱負荷の予測値を熱源システムで処理するが、その場合の室の温湿度はある所定の値に実現されている、と想定していることになる。言い換えれば、熱源システムの処理熱量は熱負荷予測の段階ですでに与えられていて、最適運転計画における熱源機器の操作量と直接的な因果関係にはないということである。しかしながら、実際の空調システムを考えれば、蓄熱槽の冷水温度と同様に室の温湿度もある操作のもとに実現する状態量であり、その状態量が条件内に収まるように操作量を制御している、と捉えるほうがより現実的である。さらに、室の温湿度変動を熱源システムの最適運転計画と関連付けて把握することにより、参考文献(64)(65)にみられるような躯体蓄熱などを考慮したよりフレキシブルな熱源システムの運転についても検討可能となるであろう。

そこで、本章では、空調機器モデルをシミュレーションに導入して建物と空調システムの統合を図ると同時に、そのトータルシステムによる熱源システムの最適運転計画シミュレー

ションを考え、複合熱源システムの最適な装置容量比の設計について検討する。

以下、6.2節で建物の熱負荷モデル、空調機器モデル、建物と空調システムの統合について説明し、6.3節で本章の検討内容に対する計算方法について述べる。また、6.4節で複合熱源システムの最適装置容量比について考察する。

本章で得られた主な結果は以下の通りである。

- ・熱源システムにおける装置容量比を変化させても、1次換算エネルギー消費量ミニマム運転、従量料金ミニマム運転、ピーク電力ミニマム運転のそれぞれにおける熱源機器の運転パターンは、第5章で得られた傾向がそのまま保持される。
- ・トータルシステムの最適運転計画シミュレーションによって得られた室の温湿度変動は、熱源機器の装置容量比の変化にほとんど影響されない。また、最適化計算の過程で予冷運転が自動的に選択され、8時と12時の室温が他の時刻の室温（約24℃）よりも低い値（約22℃）を示す。
- ・12時の室温は予冷運転のため低すぎる結果となり、1次換算エネルギー消費量や従量料金を小さくする代償として室の快適性が損なわれていると考察できる。室温に関する拘束条件に上限値と下限値の両方を設けることは、本論文における現段階の最適化手法では困難であり、今後の改良が望まれる。
- ・熱源システムの最適運転効果を十分に得ることのできる最適な装置容量比は、建物で発生する熱負荷の大きさによって左右される。
- ・冷房期間中において最大負荷を生じる日数がそれほど多くはないことを考慮すれば、除去熱量のすべてを1種類の熱源機器で賅うシステムよりも、異種エネルギー源による複数の熱源機器をバランス良く設置したシステムの方が、省エネルギーやランニングコストの低減、電力負荷平準化を総合的に推進していくことができると考察される。

## 6.2 建物と空調機器の計算モデル

### 6.2.1 対象建物と熱負荷モデル

本章の熱負荷モデルを第3章で述べた方法により求める。熱負荷は、図6.1、図6.2、表6.1に基づいてHASPにより計算した値を使用し<sup>8)9)</sup>、熱負荷、外界気象、室温湿度のデータ（図6.3）にシステム同定手法を適用してモデルパラメータを推定する。ただし、考えている熱負荷モデルが熱的インパクトに対する室全体の熱的な応答をとらえるものであるため、HASPによる計算も特にゾーニングは行わない。また、本章の熱負荷には外気負荷と夜間放射による負荷も加えることとした。室内発熱については、図6.4に示すスケジュール



図6.1 計算対象室（単位：mm）

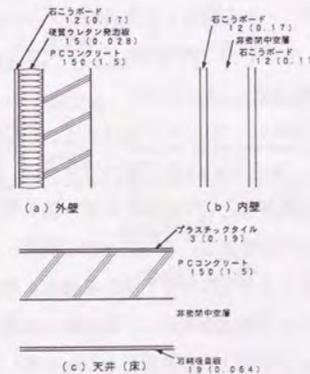


図6.2 部材仕様（数字は部材厚さmm、  
○内数値は熱伝導率W/m<sup>2</sup>℃）

表6.1 計算条件

建物	: 事務所ビル中間階
場所	: 東京
気象データ	: 標準気象データ（新東京）
設定温湿度	: 24℃, 50%
空調時間	: 平日9時から20時まで
室使用時間	: 平日9時から20時まで
床面積	: 960m <sup>2</sup>
階高	: 3.6m
天井高	: 2.6m
外壁面積	: 137.3m <sup>2</sup>
内壁面積	: 144.0m <sup>2</sup>
窓ガラス種類	: 熱線吸収ガラス (ブラインドなし)
窓ガラス厚さ	: 8mm
窓ガラス面積	: 139.2m <sup>2</sup>
すきま風	: 0.3回/h
室顕熱容量	: 12.6kJ/m <sup>2</sup> ℃
室潜熱容量	: 25.2kJ/m <sup>2</sup> (g/kg)
日射吸収率	: 0.8
長波放射率	: 0.9
在室人数	: 0.2人/m <sup>2</sup>
機器	: 25W/m <sup>2</sup>
外気導入	: 4.0m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> h
その他	: 柱、梁は無視する

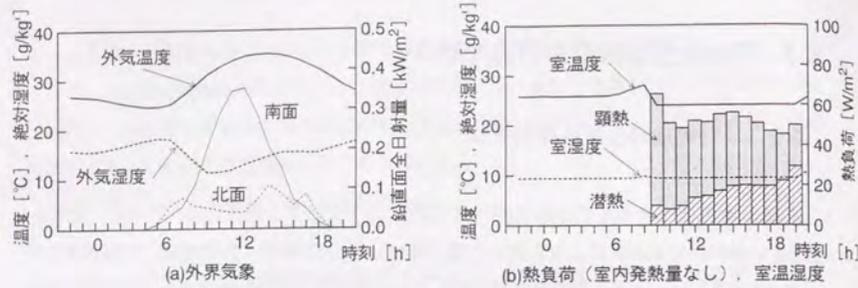


図6.3 外界気象およびHASPによる熱負荷と室温湿度の計算値(8月8日, 東京)

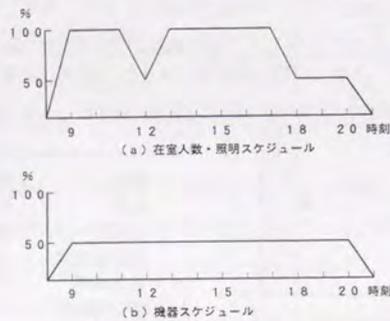


図6.4 室内発熱スケジュール

を考え、室内発熱による熱負荷を別途計算しておいて、それを推定した熱負荷モデルから得られる熱負荷計算値にそのまま加算するものとする。すなわち、熱負荷モデルを同定する際のHASPによる動的熱負荷計算には室内発熱量を考慮しないことになる。

本章では熱負荷モデルを顕熱と潜熱で分離し、それぞれについてモデルパラメータの推定を行った(式(6.1)(記号は第3章参照))。これは、後述の6.2.3節で述べるように、熱負荷モデルと空調機器モデルを組合せて、室の温湿度を状態量として計算する際、熱負荷モデルを顕熱と潜熱に分離して用意することが必要になるためである。このことは、熱源システムの最適運転計画を建物と空調システムのトータルなシステムに対して考える場合、第3章で述べた熱負荷特性の同定に必要な除去熱量の実測データを冷水の出入口温度差と流量から算出するのではなく、空気の入出口温湿度差と風量から把握する必要があることを示している。

$$\left. \begin{aligned} A_1(z)Q_{S,t} &= B_{\Delta\theta 1}(z)\Delta\theta_{1,t} + B_{\Delta\theta 2}(z)\Delta\theta_{2,t} + B_J(z)J_t + r_{S,t} \\ A_2(z)Q_{L,t} &= B_{\Delta x 1}(z)\Delta x_{1,t} + B_{\Delta x 2}(z)\Delta x_{2,t} + r_{L,t} \end{aligned} \right\} (6.1)$$

式(6.1)のモデル次数については、第3章と同様に蓄熱負荷のみを1次とし、冷房負荷に関しては定常モデルを考えた。表6.2に同定したパルス伝達係数を示し、図6.5にHASPによる計算値と同定モデルによる計算値を示す。このモデル次数がここでの熱負荷に対して適切であるかどうかについては議論の余地があるが、図6.5から室温湿度と熱負荷に関するHASPの計算値をほぼ再現していると考えられるので、ここでは式(6.1)と表6.2をそのまま使用する。

表6.2 パルス伝達係数の同定結果

顕熱モデル	潜熱モデル
$a_{1S} : -0.852$	$a_{1L} : -0.749$
$b_{\Delta\theta 10} : +1.236$	$b_{\Delta x 10} : +1.746$
$b_{J0} : +0.132$	$b_{\Delta x 20} : -9.571$
$b_{\Delta\theta 20} : -8.987$	$b_{\Delta x 21} : +9.277$
$b_{\Delta\theta 21} : +8.909$	

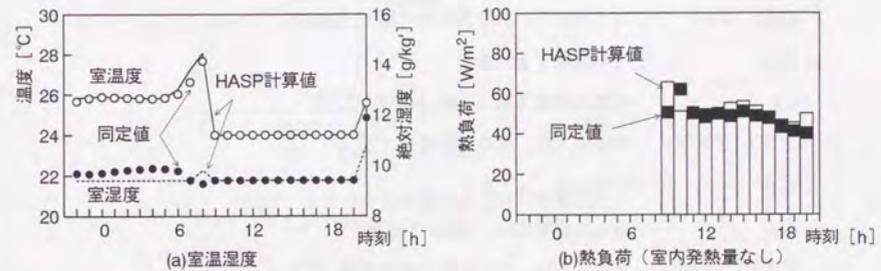


図6.5 HASPによる計算値と同定モデルによる計算値

## 6.2.2 空調機器モデル

空調機器はエアハンドリングユニットを考えるが、加熱コイルや加湿装置、全熱交換器などは除外し、冷却除湿コイルのみをモデル化する。モデル化にあたって以下の仮定を設けた。

- ・給気ファンとコイル通過におけるリーク風量は見込まない。
- ・給気ファン、運気ファン、外気ファンによる発熱はなし。
- ・ダクトによる熱損失は考慮しない。
- ・定風量方式とし、ファンの消費電力はエネルギー消費量の算定に含めない。
- ・冷却除湿コイルは空気-水の向流型熱交換器を想定する。

コイルの空気出入口温度と冷水出入口温度の関係を図 6.6 に示す。ここで必要なことは、空気の入口温度、入口絶対湿度、流量と冷水の入口温度、流量から空気の出口温度、出口絶対湿度および冷水の出口温度を計算することである。以下、その計算手順について説明する。

まず、湿りコイルを考える。図 6.7 に湿りコイルにおける空気の状態変化について示す。図 6.6、図 6.7 の記号は以下の通りである。

- $TA1, TA2$  : コイル入口, 出口空気温度 [°C]  
 $XA1, XA2$  : コイル入口, 出口空気絶対湿度 [g/kg]  
 $GA$  : 空気流量 [ $m^3/h$ ]  
 $C_A$  : 空気の容積比熱 (1.21 [kJ/m<sup>3</sup>°C])  
 $TW1, TW2$  : コイル入口, 出口冷水温度 [°C]  
 $GW$  : 冷水流量 [ $m^3/h$ ]  
 $C_w$  : 冷水の容積比熱 (4186 [kJ/m<sup>3</sup>°C])  
 $TAS1, TAS2$  : コイル入口, 出口空気の露点温度 [°C]  
 $TS$  : コイルの表面温度 [°C]  
 $HA1, HA2$  : コイル入口, 出口空気のエンタルピー [kJ/m<sup>3</sup>]  
 $HAS$  : コイルの表面温度における飽和エンタルピー [kJ/m<sup>3</sup>]  
 $BF$  : バイパスファクタ

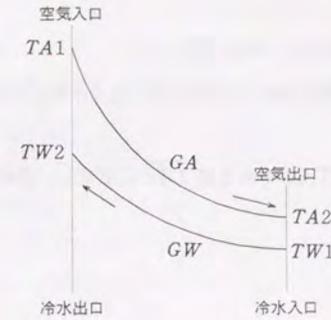


図 6.6 冷却除湿コイルの概念図

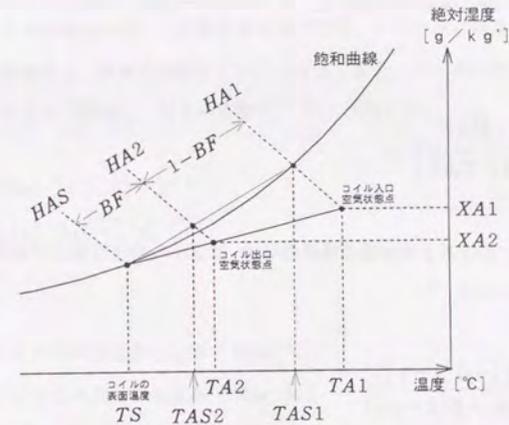


図 6.7 湿りコイルにおける空気の状態変化

はじめに、コイルのバイパスファクタ  $BF$  をコイル仕様と空気流量  $GA$  から以下の式 (6.2) で求める<sup>6.7)</sup>。

$$BF = \exp(-a_o S_o / C_A G A) \quad (6.2)$$

ここで、

$\alpha_o$  : コイルの外表面熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>°C]

$S_o$  : コイルの全熱交換面積 [m<sup>2</sup>]

次に、コイル出口空気温度  $TA2$  をある値  $\overline{TA2}$  に仮定し、図 6.7 から導かれる式 (6.3) から  $\overline{TAS2}$  を計算する。

$$BF = \frac{\overline{TA2} - \overline{TAS2}}{TA1 - TAS1} \quad (6.3)$$

一方、コイルの出入口における空気のエンタルピー変化と温度による顕熱成分の変化の比を  $\xi$  とし、 $\xi$  を以下の式 (6.4) で定義する。エンタルピー  $HA1$ ,  $\overline{HA2}$  は  $TAS1$ ,  $\overline{TAS2}$  から計算できる。

$$\xi = \frac{HA1 - \overline{HA2}}{C_A(TA1 - \overline{TA2})} \quad (6.4)$$

よって、熱交換における 2 流体間の温度効率  $\phi$  はコイルの仕様および空気と冷水の流量から式 (6.5) で求められる<sup>6.8)</sup>。

$$\left. \begin{aligned} \phi &= \frac{1 - \exp\{-\beta(1-\gamma)\}}{1 - \gamma \exp\{-\beta(1-\gamma)\}} \\ \gamma &= \frac{\xi C_A GA}{C_w GW} \\ \beta &= \frac{KFRow}{\xi C_A GA} \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

ここで、

$K$  : 単位コイル正面面積、単位コイル列数あたりの伝熱係数 [W/m<sup>2</sup>°CRow]

$F$  : コイル正面面積 [m<sup>2</sup>]

$Row$  : コイル列数

さらに、温度効率  $\phi$  は空気と冷水の出入口温度からも算定でき、その値を  $\phi'$  とすると、以下の式 (6.6) で表せる<sup>6.8)</sup>。

$$\phi' = \frac{TA1 - \overline{TA2}}{TA1 - TW1} \quad (6.6)$$

本来、 $\phi$  と  $\phi'$  は一致すべきものであるのに、 $|\phi - \phi'|$  が十分小さくなるように、はじめの仮定  $TA2 = \overline{TA2}$  を二分法により収束させる。 $TA2$  が求められれば、コイル出口の空気温度とエンタルピーより出口の空気絶対湿度も計算でき、必然的にコイル出口の冷水温度も求めることができる。

以上、湿りコイルの場合を考えて計算手順を述べたが、この方法は乾きコイルにもそのまま適用でき、その場合は、計算の過程で  $\xi = 1$  となる。また、コイルの外表面熱伝達率は乾きコイルと湿りコイルで区別し、以下の実験式<sup>6.9)</sup>により与える。

$$\left. \begin{aligned} a_{dry} &= 0.150 v_c^{0.64} \lambda_A / (v_A^{0.64} d_e^{0.36}) \\ a_{wet} &= 0.041 v_c^{0.8} \lambda_A / (v_A^{0.8} d_e^{0.2}) \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

ここで、

$a_{dry}$  : 乾きコイルの外表面熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>°C]

$a_{wet}$  : 湿りコイルの外表面熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>°C]

$v_c$  : 実風速 [m/s] ( $v_c = GA/S_c$ )

$\lambda_A$  : 空気の熱伝導率 [W/m°°C] ( $0.0207 + 0.72 \times 10^{-4} t_A$ )

$v_A$  : 空気の動粘性係数 [W/m°°C] ( $0.138 \times 10^{-4} + 0.9 \times 10^{-7} t_A$ )

$d_e$  : コイルの相当直径 [m] ( $d_e = 4S_c p / S_o$ )

$t_A$  : 空気の温度 [°C]

$S_c$  : コイルの自由流路断面積 [m<sup>2</sup>]

$S_o$  : コイルの全熱交換面積 [m<sup>2</sup>]

$p$  : コイルの管奥行き方向ピッチ [m]

ただし、ここでの冷却除湿コイルでは、コイルにおける乾きと湿りの共存状態を考えず、また、式(6.7)の空気熱伝導率  $\lambda_A$  と空気動粘性係数  $\nu_A$  については、空気温度  $t_A=20^\circ\text{C}$  における値を常に使用した。

本章で使用した冷却除湿コイルの仕様<sup>70)</sup>を表6.3に、伝熱係数<sup>70)</sup>を図6.8に示す。伝熱係数は、カタログから適当な冷水流速間隔で値を読みとり、その間の値は直線補間により与

表6.3 冷却除湿コイルの仕様

管配置	: 32管6列	吸い込み風量	: 20000 [m <sup>3</sup> /h]
幅	: 1.88 [m]	外気風量	: 3840 [m <sup>3</sup> /h]
高さ	: 1.67 [m]	全熱交換面積	: 206.2 [m <sup>2</sup> ]
奥行き	: 0.26 [m]	正面面積	: 3.13 [m <sup>2</sup> ]
管高さ方向ピッチ	: 0.0375 [m]	正面風速	: 2.12 [m/s]
管奥行き方向ピッチ	: 0.0329 [m]	自由流路断面積	: 2.01 [m <sup>2</sup> ]
管外径	: 0.0158 [m]	実風速	: 4.20 [m/s]
管内径	: 0.0146 [m]		
フィン数	: 522		
フィンピッチ	: 0.0034 [m]		
フィン厚さ	: 0.0002 [m]		

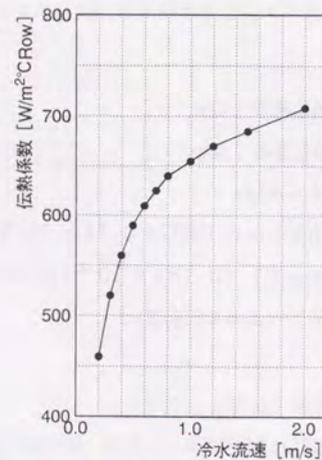


図6.8 伝熱係数(冷却時、コイル正面風速2.12m/s)

えるものとする。また、ここでは、図6.1に示した計算対象スペースすべてを1台のエアハンドリングユニットで空調するものとするが、複数台のエアハンドリングユニットを設置するとしても計算の考え方は変わらない。

### 6.2.3 建物と空調システムの統合

6.2.1節と6.2.2節で述べた建物の熱負荷モデルと空調機器モデルを第5章の熱源システムモデルと組み合わせ、建物と空調システムの統合を行う。図6.9にその概念図を示す。熱源システムは第5章で使用したもの(複合熱源システムと蓄熱システムの併用)をそのまま用いる。また、熱源システムの容量と6.2.1節で示した熱負荷計算値のバランスから事務所ビル中間階が8層あるものとし、HASPにおける倍数展開の概念<sup>2)</sup>と同様にすべての階で発生する熱負荷は全く同一であると仮定する。さらに、室温湿度は熱源からの冷水流量とそのバイパス流量によりコントロールされる。

今、室温度  $\theta_{R,t}$ 、室湿度  $x_{R,t}$ 、外気温度  $\theta_{O,t}$ 、外気湿度  $x_{O,t}$ 、コイル入口冷水温度  $\theta_{W,in,t}$ 、冷水流量  $GW_t$ 、吸い込み風量  $GA_{R,t}$ 、外気風量  $GA_{O,t}$ 、吹き出し風量  $GA_{R,t}+GA_{O,t}$  とする。冷却除湿コイルの入口空気は室からの吸い込み空気と外気との混合空気となるので、その温湿度  $\theta_{A,in,t}, x_{A,in,t}$  は以下の式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \theta_{A,in,t} &= \frac{GA_{R,t}\theta_{R,t} + GA_{O,t}\theta_{O,t}}{GA_{R,t} + GA_{O,t}} \\ x_{A,in,t} &= \frac{GA_{R,t}x_{R,t} + GA_{O,t}x_{O,t}}{GA_{R,t} + GA_{O,t}} \end{aligned} \right\} (6.8)$$

また、冷却除湿コイルの出口空気温湿度  $\theta_{A,out,t}, x_{A,out,t}$  と出口冷水温度  $\theta_{W,out,t}$  は入口空気温湿度と入口冷水温度から計算できる(6.2.2節)。

$$(\theta_{A,out,t}, x_{A,out,t}, \theta_{W,out,t}) = g(\theta_{A,in,t}, x_{A,in,t}, \theta_{W,in,t}, GA_{R,t} + GA_{O,t}, GW) \quad (6.9)$$

よって、冷却除湿コイルが除去する熱量は、顕熱、潜熱それぞれ以下の式で表せる。

$$\left. \begin{aligned} QZ_{S,t} &= C_{S,A} (GA_{R,t} + GA_{O,t}) (\theta_{A,in,t} - \theta_{A,out,t}) \\ QZ_{L,t} &= C_{L,A} (GA_{R,t} + GA_{O,t}) (x_{A,in,t} - x_{A,out,t}) \end{aligned} \right\} (6.10)$$

ここで、

$QZ_{S,t}$  : 除去熱量 (顕熱) [W/m<sup>2</sup>]

$QZ_{L,t}$  : 除去熱量 (潜熱) [W/m<sup>2</sup>]

$C_{S,A}$  : 空気の容積比熱 (顕熱) (1.21 [kJ/m<sup>3</sup>°C])

$C_{L,A}$  : 空気の容積比熱 (潜熱) (3.06 [kJ/m<sup>3</sup>(g/kg)])

一方、除去熱量は熱負荷モデル (6.2.1 節) から計算でき、式 (6.11) で表される。

$$\left. \begin{aligned} QZ_{S,t} &= Q_{S,t} + QI_{S,t} \\ &= -a_{S1} Q_{S,t-1} + CLS_t + b_{\Delta\theta 20} \Delta\theta_{2,t} + b_{\Delta\theta 21} \Delta\theta_{2,t-1} + QI_{S,t} + r_{S,t} \\ QZ_{L,t} &= Q_{L,t} + QI_{L,t} \\ &= -a_{L1} Q_{L,t-1} + CLL_t + b_{\Delta x 20} \Delta x_{2,t} + b_{\Delta x 21} \Delta x_{2,t-1} + QI_{L,t} + r_{L,t} \end{aligned} \right\} (6.11)$$

ここで、

$CLS_t$  : 冷房負荷 (顕熱) [W/m<sup>2</sup>]

$CLL_t$  : 冷房負荷 (潜熱) [W/m<sup>2</sup>]

$QI_{S,t}$  : 室内発熱による熱負荷 (顕熱) [W/m<sup>2</sup>]

$QI_{L,t}$  : 室内発熱による熱負荷 (潜熱) [W/m<sup>2</sup>]

式 (6.11) の  $\Delta\theta_{2,t}$  と  $\Delta x_{2,t}$  は室温湿度と基準湿度の差で表されるので、式 (6.10) と式 (6.11) から室温湿度  $\theta_{R,t}$ 、 $x_{R,t}$  が計算できる。しかし、これらの値は式 (6.8) で使用した  $\theta_{R,t}$ 、 $x_{R,t}$  と一致すべきもので、計算時間間隔を 1 時間とした場合、式 (6.8) の  $\theta_{R,t}$ 、 $x_{R,t}$  に 1 時刻前の計算値を使用すると両者の間に大きな誤差が生じる。そこで、本章では、1 時刻前に計算した室温湿度を初期値とし、その繰り返し計算により室温湿度を算定する。また、熱源システムにおけるエネルギー消費量は、冷却除湿コイル出口の冷水とバイパスした冷水

がレタンヘッダで混合し、その冷水が熱源システムへ還ると考えて、第 5 章に示した方法により計算される。すなわち、建物系、空調系、搬送系、熱源系のすべての系について熱的にバランスさせる必要がある。

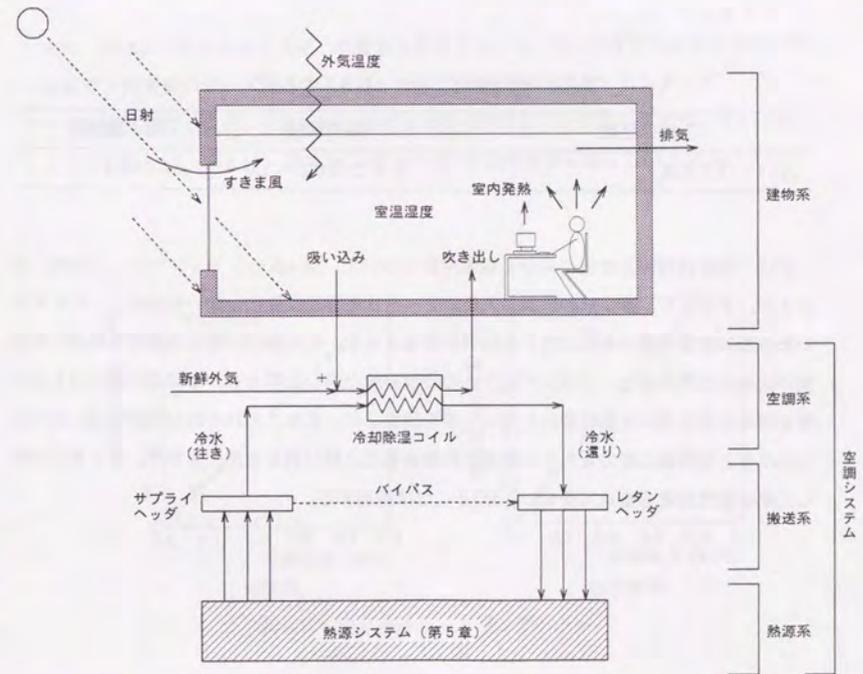


図 6.9 建物と空調システムの統合

### 6.3 計算方法

最適運転計画シミュレーションの方法については、第5章に示したものをそのまま用いるが、熱源機器の流量下限値を定格値の80%としているので、このままであれば室を冷やしすぎる結果となってしまう。そこで、新たにバイパス流量に関する操作変数を追加する。操作変数は、熱源システムからの冷水流量に対するバイパス流量の比とした。すなわち、操作量0では、熱源システムからの冷水がそのまま空調機器に流入することになり、操作量1.0は、空調機器に冷水が流れないことを意味する。

また、建物の熱負荷モデルと空調機器モデルをシステムシミュレーションに組み込んだ結果、第5章の拘束条件に以下の項目が追加される。

- ・室使用時間帯における室温度は24℃を越えない。ただし、室温度については成り行きとする。

表6.4 操作変数の追加（表5.6に追加）

操作変数	操作範囲	最小操作量
⑧バイパス流量	0または0.2～1.0	0.1

次に、熱源機器装置容量における最適設計について、表6.5のシミュレーション内容で検討する。すなわち、第5章の熱源システムトータルの容量は変化しないものとし、それぞれの熱源機器装置容量の全体に対する比率を変化させる。その場合、温度成層型蓄熱槽の槽容積の比率は空気熱源ヒートポンプチャラーの装置容量と同じ比率とし、冷却塔の能力比もガス焼き冷水発生機の装置容量比と同じものを設定した。また、それぞれの熱源機器における冷水流量と補器類の電力量もその機器の装置容量比と同じ割合で変化させた。第5章で検討した熱源機器装置容量比は表6.5のNO.4にほぼ相当する。

表6.5 熱源機器の装置容量の組み合わせ

組み合わせ	ガス焼き冷水発生機	空気熱源ヒートポンプチャラー	温度成層型蓄熱槽
NO.1	0.1	0.45	0.45
NO.2	0.2	0.40	0.40
NO.3	0.3	0.35	0.35
NO.4	0.4	0.30	0.30
NO.5	0.5	0.25	0.25
NO.6	0.6	0.20	0.20
NO.7	0.7	0.15	0.15
NO.8	0.8	0.10	0.10
NO.9	0.9	0.05	0.05

また、熱源システムのエネルギー消費量を計算するには、ある冷凍能力における定格電力や定格ガス消費量のデータが必要となる。そこで、熱源機器に関するカタログ<sup>7.1) 7.2) 7.3)</sup>のデータを整理したところ、それらの定格値はほぼ冷凍能力に比例する値となっているので、ここでは、図6.10、図6.11、図6.12で得られている回帰直線に従うものとする。

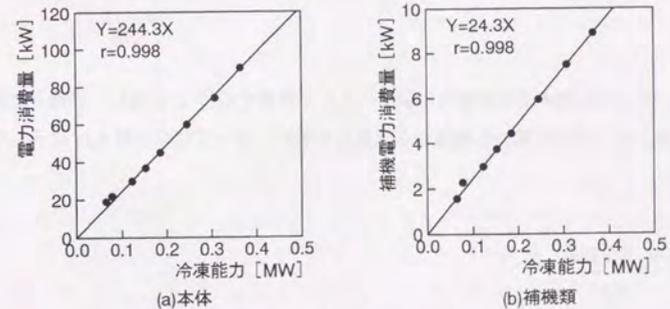


図6.10 空気熱源ヒートポンプチャラー

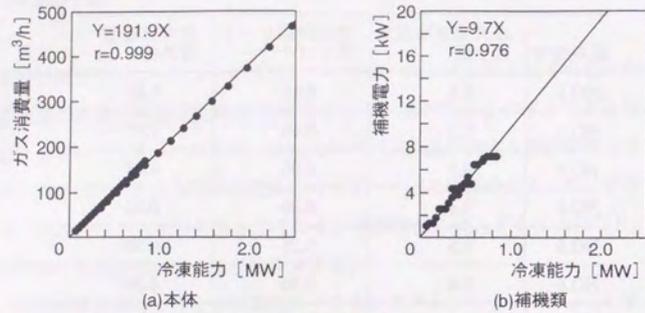


図 6.11 ガス焼き冷水発生機

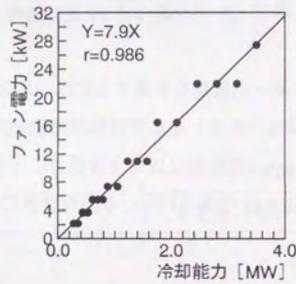


図 6.12 冷却塔

また、ポンプに関する定格電力は以下の式から計算する<sup>74)</sup>。ただし、揚程  $h$  は第 5 章の冷水流量とポンプ定格電力の関係から逆算して求め、ポンプ効率は図 6.13 に示したものを使用した。

$$P = \frac{9.8GWh}{\eta_P} \quad (6.12)$$

ここで、

$P$  : ポンプ定費電力 [kW]

$GW$  : 冷水流量 [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$h$  : 揚程 [m]

$\eta_P$  : ポンプ効率

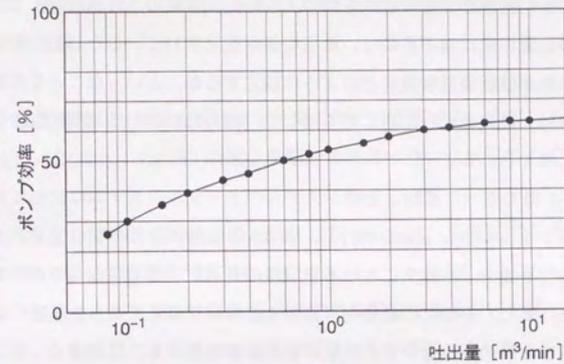


図 6.13 ポンプ効率

## 6.4 熱源システムの最適設計

一般に、熱源システム全体の装置容量設計は建物の最大負荷に対して行われるので、その場合は、最大負荷を発生する外界気象、室の使われ方、室の設定温湿度などの条件下におけるシミュレーション結果が大きな意味を持つ。しかし、本章の「最適設計」では、ある熱源システム全体の装置容量は過不足のない適切な値が選定されているとして、そのシステムを構成する個々の熱源機器装置容量をどのように設定するか、といったことを主眼としているので、この場合は、最大負荷日に対してではなく、数カ月にわたる期間的な評価が最終的には必要になると考えられる。

ところが、6.2節で述べた建物と空調システムのトータルシステムに対して第5章で示した最適運転計画シミュレーションを実行し、表6.5の装置容量比の組合せそれぞれについて期間的な評価を行う場合、本論文における現段階の最適化手法ではかなりの計算時間と計算量が要求される。また、本論文の最適化計算は1日単位で考えており、前日の最終時刻における状態値に当日の最適操作量や目的関数が直接影響を受ける。この場合、仮に、1週間や10日間の比較的短い期間評価を行ったとしても、算定される最適運転計画の結果が曖昧なものとなりがちで、最適設計、最適運転計画に対する明確な検討が行い難い。

そこで、ここでは、図6.3に示す夏季の代表的な1日に対して検討を行うものとし、その際の計算上の初期値（計算開始時刻の1時刻前の状態値）を以下のように与え、すべての計算で共通とした。初期値には、熱負荷や蓄熱槽温度分布の計算にできるだけ影響が出ないような値を設定したが、蓄熱槽温度分布の初期値を13℃とした理由は、蓄熱槽利用の有無に関わらず1日の最終時刻にはほぼ13℃に近いものとなっていることが熱源システムから予想されたことによるものである。

計算上の初期値（計算開始時刻の1時刻前の状態値）

- ・室温：27℃
- ・室湿度：50%
- ・蓄熱槽温度分布：鉛直方向一様に13℃

### 6.4.1 熱源機器の装置容量比と除去熱量および室温変動

図6.14、図6.15、図6.16は、1次換算エネルギー消費量ミニマム運転（CASE1）、従量料金ミニマム運転（CASE2）、ピーク電力ミニマム運転（CASE3）によるものを示しており、各図は、表6.5に示した各装置容量比における熱源機器の除去熱量および室の除去熱量、温湿度変動を表している。

はじめに、装置容量比と熱源機器の除去熱量について考察する。まず、ある装置容量比におけるCASE1、CASE2、CASE3の熱源機器除去熱量の違いは以下の点にまとめられる。

- ・CASE1：夜間の蓄熱運転は必要最小限度に押さえられ、昼間は空気熱源ヒートポンプチャラーが主体的に運転される。
- ・CASE2：蓄熱槽とガス焼き冷温水発生機で熱負荷にできるだけ対応しようとし、さらに、蓄熱槽の放熱運転を長時間行うような運転パターンとなる。
- ・CASE3：CASE2と同様に、蓄熱槽とガス焼き冷温水発生機で熱負荷に対応する傾向があるが、蓄熱槽の放熱はポンプ電力との関係で必ずしも長時間行われず、むしろ、ガス焼き冷温水発生機が主体的となる。

上記にあげた点は、第5章で得られた結論と全く一致し、これらの傾向がすべての装置容量比の組合せにおいて見受けられる。このことは、装置容量比が変化しても本質的に全く異なった運転パターンが選択されることはなく、むしろ、熱源機器のエネルギー消費特性によって得られたCASE1、CASE2、CASE3の運転方式における熱源機器の運転パターンが保持されていることを示しており、これらのエネルギー消費特性把握の重要性がうかがえる。

次に、室温変動について述べる。各運転方式（CASE1～CASE3）と熱源機器の装置容量比の違いによる室温変動の違いはそれほど顕著ではない。まず、共通している特徴として、室使用時間帯の室温が24℃以下という拘束条件を遵守しながらできるだけ24℃に近い室温を維持する（図6.17）、という点があげられる。これは、当然のことながら、1次換算エネルギー消費量や従量料金を小さくするために熱源機器の除去熱量を最小限にする、という運転が選択された結果と理解できる。一方で、いずれの場合にも8時と12時の室温が約21～22℃と低い値を示すことも共通の特徴としてあげられる。8時という時刻は熱源機器の

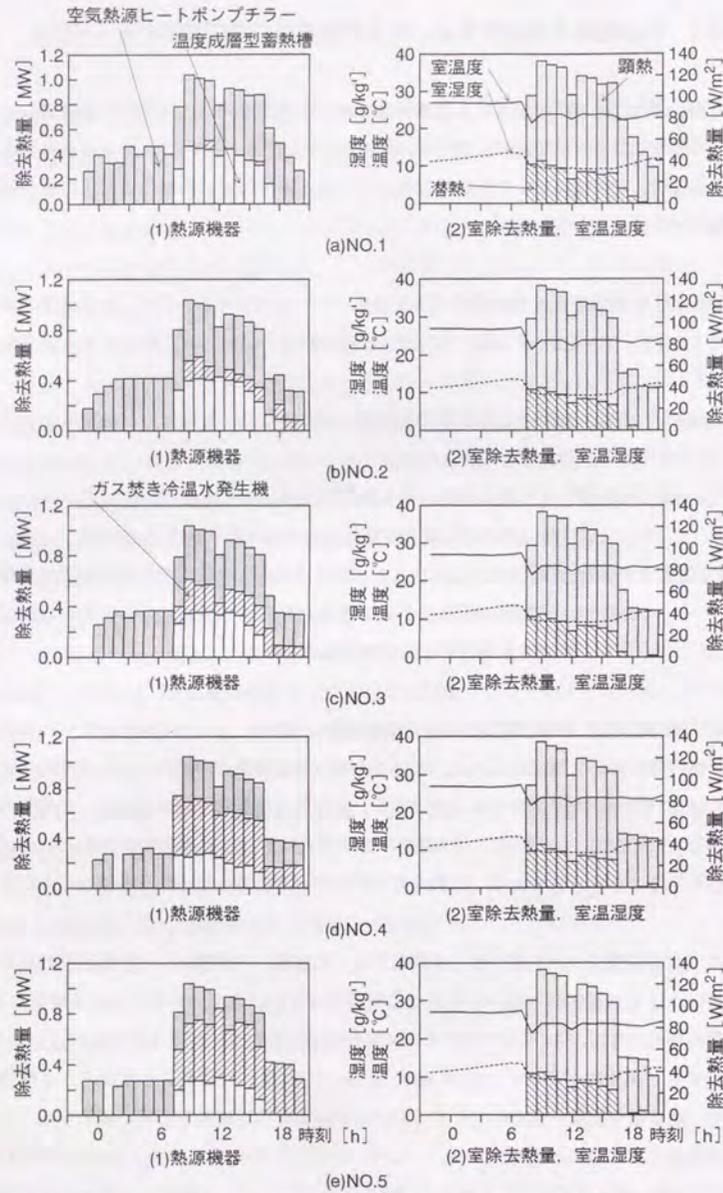


図 6.14 1次換算エネルギー消費量ミニマム運転 (CASE1) による熱源機器の除去熱量と室除去熱量および室温湿度変動 (NO.1 ~ NO.9)

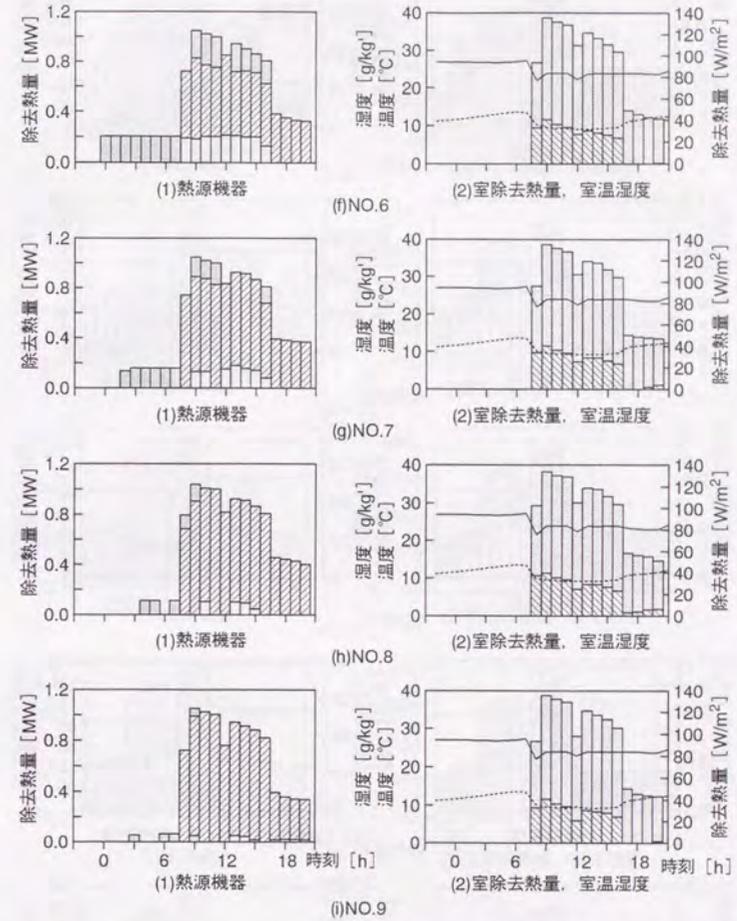


図 6.14 1次換算エネルギー消費量ミニマム運転 (CASE1) による熱源機器の除去熱量と室除去熱量および室温湿度変動 (NO.1 ~ NO.9)

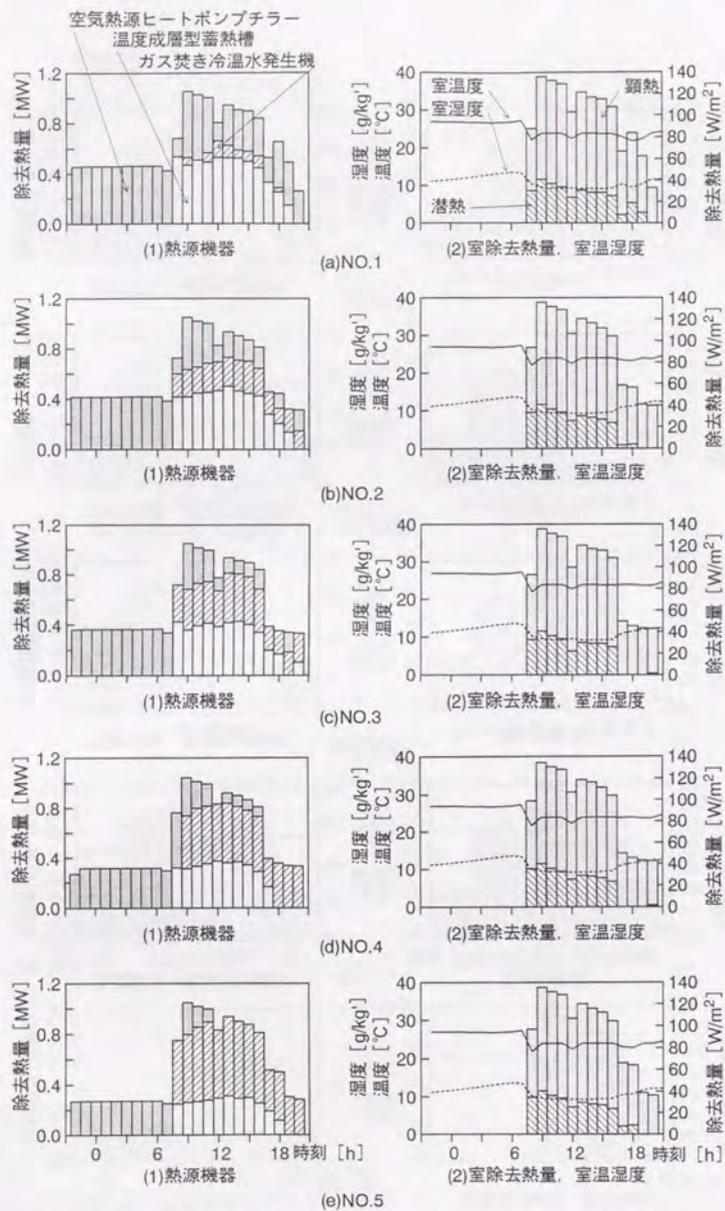


図 6.15 従量料金ミニマム運転 (CASE2) による熱源機器の除去熱量と室除去熱量および室温湿度変動 (NO.1 ~ NO.9)

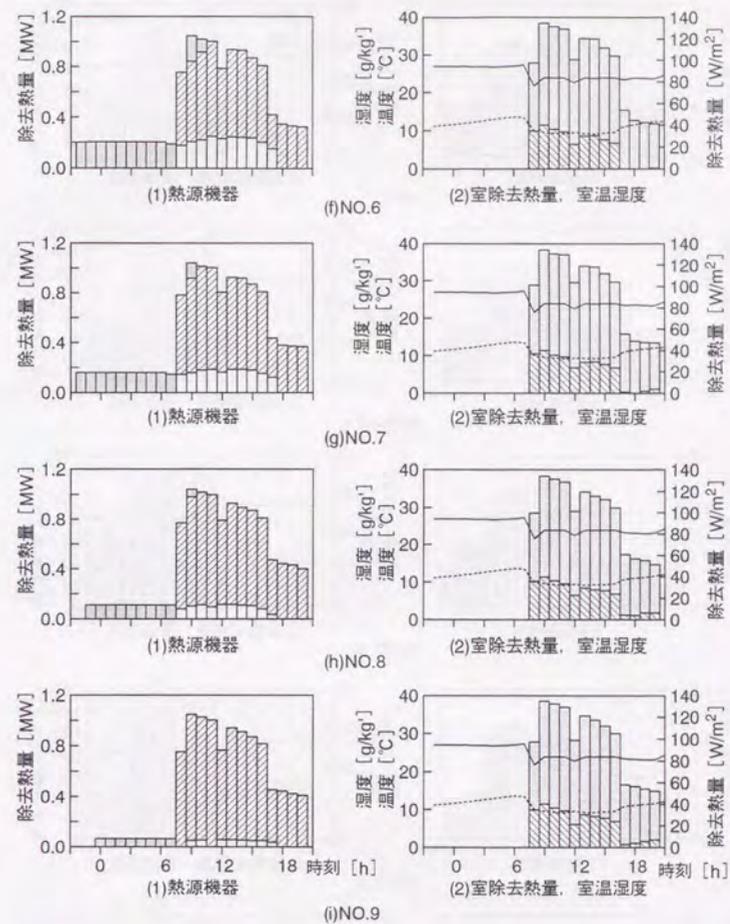


図 6.15 従量料金ミニマム運転 (CASE2) による熱源機器の除去熱量と室除去熱量および室温湿度変動 (NO.1 ~ NO.9)

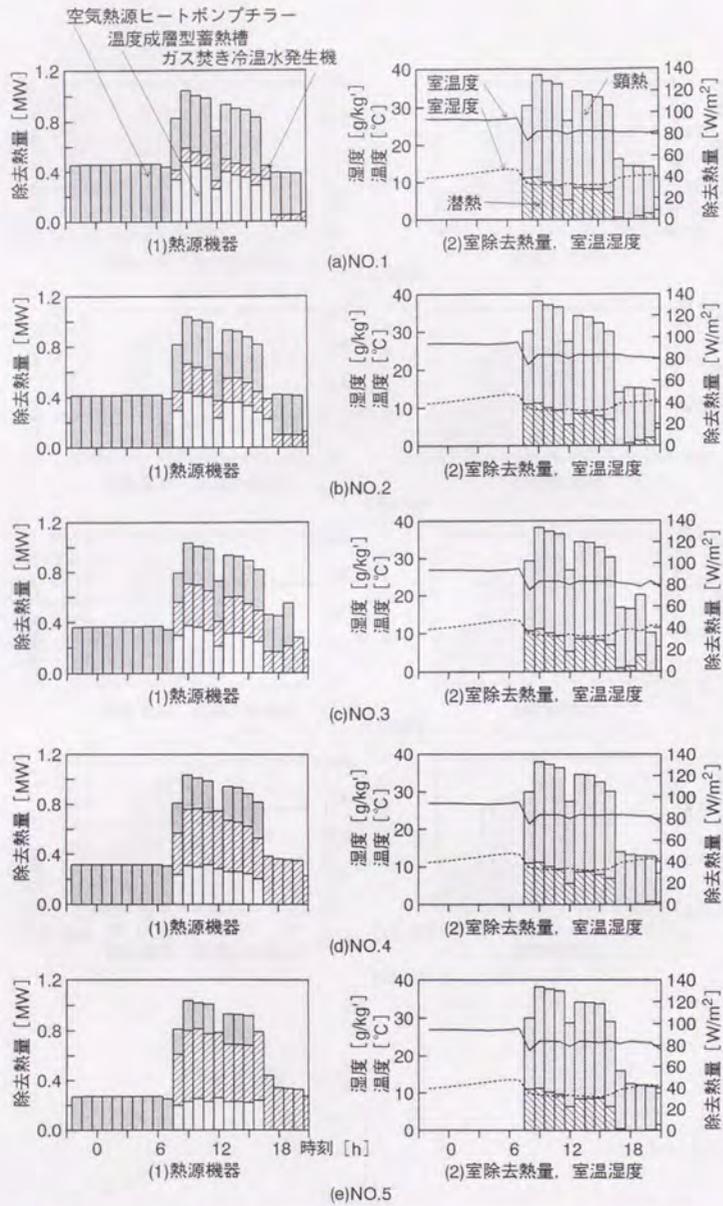


図 6.16 ピーク電力ミニマム運転 (CASE3) による熱源機器の除去熱量と室除去熱量および室温湿度変動 (NO.1 ~ NO.9)

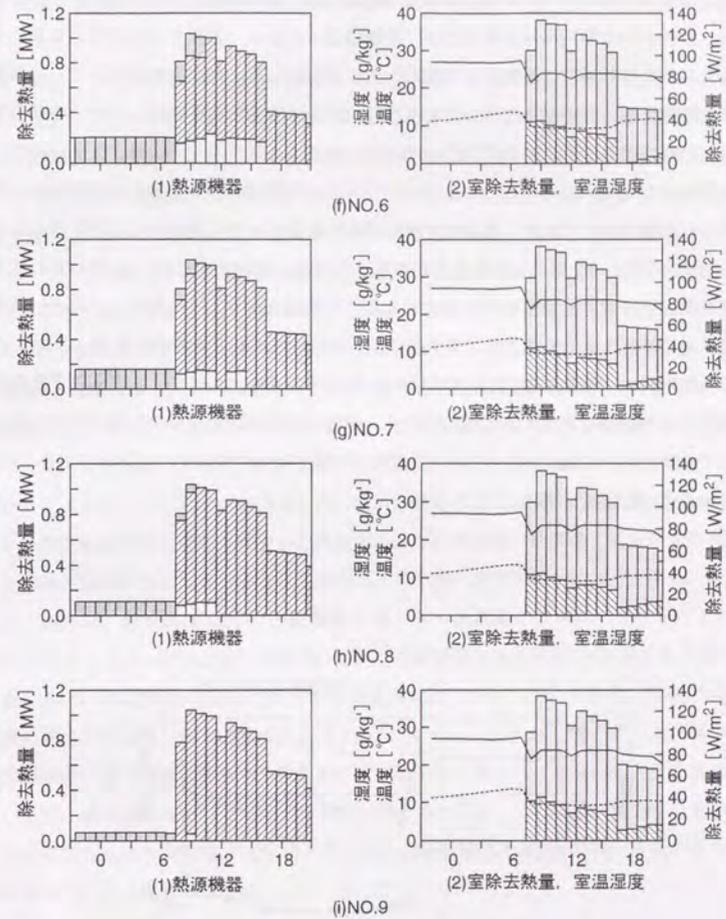


図 6.16 ピーク電力ミニマム運転 (CASE3) による熱源機器の除去熱量と室除去熱量および室温湿度変動 (NO.1 ~ NO.9)

夜間運転時間帯でも室使用時間帯でもなく、室温に関する拘束条件はなんら課されていない。例えば、8時という時刻のみを考えれば、熱源機器は停止し、室温も自然室温となることも予想されるが、1日単位の最適化を考えたときには、むしろ、室内発熱量が少なく熱負荷の小さな時刻にある程度室を冷やしておき、建物躯体の蓄熱負荷を利用してその時刻以降の熱源機器の除去熱量を小さくした方が結果的に1次換算エネルギー消費量や従量料金の日積算値を小さくできる、ということを示している。この運転パターンは通常の空調における予冷運転と一致するものであり、最適化計算の過程で自動的に予冷運転が選択されたということであろう。また、12時の室温変動も同様な予冷運転と解釈できるが、12時が室の使用時間帯であることを考慮すれば室温が低すぎるという評価となり、1次換算エネルギー消費量や従量料金を小さくする代償として室の快適性が損なわれていると考察できる。このことは、室温の拘束条件に下限値を設けていないことに起因するものであるが、上限値と下限値の両方を指定すると最適化手法である逐次パラメータ変化法の探索出発点の設定が非常に難しくなる。この点については、逐次パラメータ変化法の短所として第4章にもあげており、今後、改良を加えていく必要がある。

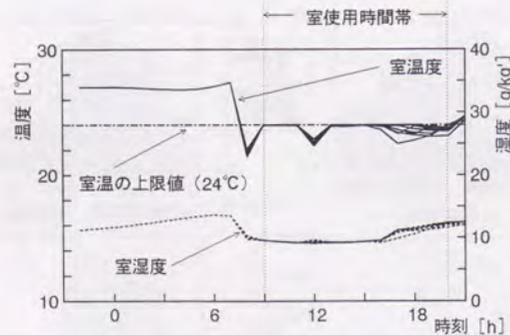


図 6.17 室温湿度変動の例 (図 6.14, NO.1 ~ NO.9)

#### 6.4.2 熱源機器の装置容量比と目的関数の評価

表 6.6 は、1次換算エネルギー消費量ミニマム運転 (CASE1)、従量料金ミニマム運転 (CASE2)、ピーク電力ミニマム運転 (CASE3) のそれぞれについて、各熱源機器装置容量比 (NO.1 ~ NO.9) における1次換算エネルギー消費量日積算値、従量料金日積算値、ピーク電力を示したものである。表中の ( ) 内数値は、CASE1、CASE2、CASE3 全体で1次換算エネルギー消費量日積算値、従量料金日積算値、ピーク電力の値が最も小さいものを1とし、その値に対する相対値を表したものである。表右端には、第5章で説明した総合評価値を示した。すなわち、1次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力に関する ( ) 内相対値の単純平均値が総合評価値となる。表 6.6 の結果を図 6.18 に示す。

表 6.6、図 6.18 から、1次換算エネルギー消費量日積算値を最も小さくするのは、熱源機器装置容量比 NO.1 で CASE1 の運転方式を行った場合となり、同様に、従量料金日積算値、ピーク電力を最も小さくするのは、NO.3 と CASE2、NO.9 と CASE3 の組合せとなること分かる。また、いずれの運転方式においても、装置容量比に関して空気熱源ヒートポンプチャラーが支配的であればあるほど1次換算エネルギー消費量日積算値と従量料金日積算値は小さくなる傾向にあり、逆に、ガス焚き冷温水発生機が支配的であればピーク電力は小さくなる。さらに、図 6.18(d) より、1次換算エネルギー消費量ミニマム、従量料金ミニマム、ピーク電力ミニマムが総合的に達成される熱源機器装置容量比は NO.9 の場合と判断できる。

ところが、図 6.18(d) の総合評価をある装置容量比について注目すると、運転方式による効果の違いが第5章の場合と比べてあまり表れていない。これは、考えている熱源システム全体の装置容量が建物に発生する熱負荷に近い値であるために (すなわち、最大負荷が生じている)、熱源機器における部分負荷運転がほとんどなく、その結果、電力をあまり使用しないガス焚き冷温水発生機が支配的となっている装置容量比 NO.9 の総合評価が最も良いものとなっていると推察できる。

そこで、これまで建物の基準階が8層あるものとして計算してきたところを5層に変更し、仮想的に熱負荷の比較的小さい日を想定して同様の計算を行ってみた。結果を表 6.7、図 6.19 に示す。

まず、図 6.18 と図 6.19 で大きく異なる点は、図 6.19(b)(c) のピーク電力に明らかな谷底が見られる点である。これは、熱負荷が相対的に小さくなったことで熱源機器が処理すべき熱量も小さくなり、装置容量比によっては空気熱源ヒートポンプチャラーを運転しなくても蓄熱

槽とガス焼き温水発生機のみで対応できる場合がでてきたことによると考えられる。一方、図 6.18 では、どの運転方式で装置容量比を変化させても明確な谷底は見られない。これらのことが、図 6.18(d) と図 6.19(d) の総合評価の違いになって表れていると考えられる。

また、図 6.19(d) で、1 次換算エネルギー消費量ミニマム、従量料金ミニマム、ピーク電力ミニマムが総合的に達成される熱源機器装置容量比と運転方式は、NO.3 と CASE3、あるいは NO.4 と CASE2 の組合せとなる。さらに、装置容量比 NO.9 の場合はどの運転方式を採用しても同程度の総合評価値となるが、装置容量比 NO.3 ~ NO.5 においては、CASE2 または CASE3 による最適運転の効果が CASE1 に比べて十分期待できることを示しており、第 5 章での考察を裏付けるものとなっている。

いずれにしても、図 6.18 と図 6.19 で異なる結果が得られたことにより、最適運転計画による効果を有効に発揮し得る適切な熱源機器装置容量比は、建物に発生する熱負荷の大きさに左右されることが明らかになり、最適設計における期間評価の必要性が再認識されたことになる。しかしながら、冷房期間中において最大負荷を生じる日数はそれほど多くないことを考慮すれば、除去熱量のすべてを 1 種類の熱源機器で賄うシステムよりも、異種エネルギー源による複数の熱源機器をバランス良く設置したシステムの方が、省エネルギーやランニングコストの低減、電力負荷平準化を総合的に推進していくことができると考察される。

表 6.6 熱源機器の装置容量比と 1 次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力

(a) 1 次換算エネルギー消費量ミニマム運転 (CASE1)

熱源機器 装置容量比 組合せ	1 次換算エネルギー 消費量日積算値 [ GJ ]	従量料金日積算値 [ 千円 ]	ピーク電力 [ kW ]	総合評価 ( 0 内数 値の平均 )
NO.1	35.01 (1.000)	59.46 (1.128)	227.84 (3.629)	1.919
NO.2	35.65 (1.018)	58.36 (1.108)	208.74 (3.324)	1.817
NO.3	37.63 (1.075)	61.32 (1.164)	204.14 (3.251)	1.830
NO.4	39.61 (1.131)	61.54 (1.168)	177.00 (2.819)	1.706
NO.5	40.58 (1.159)	58.65 (1.113)	169.30 (2.696)	1.656
NO.6	40.53 (1.158)	57.88 (1.099)	148.98 (2.372)	1.543
NO.7	42.23 (1.206)	58.76 (1.115)	118.47 (1.887)	1.403
NO.8	45.34 (1.295)	64.76 (1.229)	115.91 (1.846)	1.457
NO.9	44.59 (1.274)	64.38 (1.222)	103.18 (1.643)	1.380

(b) 従量料金ミニマム運転 (CASE2)

熱源機器 装置容量比 組合せ	1 次換算エネルギー 消費量日積算値 [ GJ ]	従量料金日積算値 [ 千円 ]	ピーク電力 [ kW ]	総合評価 ( 0 内数 値の平均 )
NO.1	35.48 (1.013)	54.02 (1.025)	221.41 (3.526)	1.855
NO.2	37.34 (1.067)	53.04 (1.007)	192.38 (3.064)	1.713
NO.3	38.16 (1.090)	52.69 (1.000)	179.50 (2.859)	1.650
NO.4	40.25 (1.150)	54.45 (1.033)	162.10 (2.582)	1.577
NO.5	41.15 (1.175)	54.43 (1.033)	149.04 (2.374)	1.527
NO.6	41.29 (1.179)	55.47 (1.053)	135.57 (2.159)	1.464
NO.7	42.97 (1.227)	58.47 (1.110)	115.72 (1.843)	1.393
NO.8	45.24 (1.292)	62.88 (1.193)	101.64 (1.619)	1.368
NO.9	46.46 (1.327)	65.76 (1.248)	80.67 (1.285)	1.287

(c) ピーク電力ミニマム運転 (CASE3)

熱源機器 装置容量比 組合せ	1 次換算エネルギー 消費量日積算値 [ GJ ]	従量料金日積算値 [ 千円 ]	ピーク電力 [ kW ]	総合評価 ( 0 内数 値の平均 )
NO.1	39.06 (1.116)	59.70 (1.133)	194.37 (3.096)	1.782
NO.2	40.43 (1.155)	60.71 (1.152)	172.18 (2.742)	1.683
NO.3	43.11 (1.231)	63.90 (1.213)	161.59 (2.573)	1.652
NO.4	43.33 (1.238)	59.91 (1.137)	146.90 (2.340)	1.572
NO.5	44.55 (1.272)	60.90 (1.156)	136.49 (2.174)	1.534
NO.6	45.98 (1.313)	60.55 (1.149)	121.73 (1.939)	1.467
NO.7	49.89 (1.425)	65.71 (1.247)	106.63 (1.698)	1.457
NO.8	51.78 (1.479)	69.06 (1.311)	94.91 (1.512)	1.434
NO.9	52.43 (1.498)	70.43 (1.337)	62.79 (1.000)	1.278

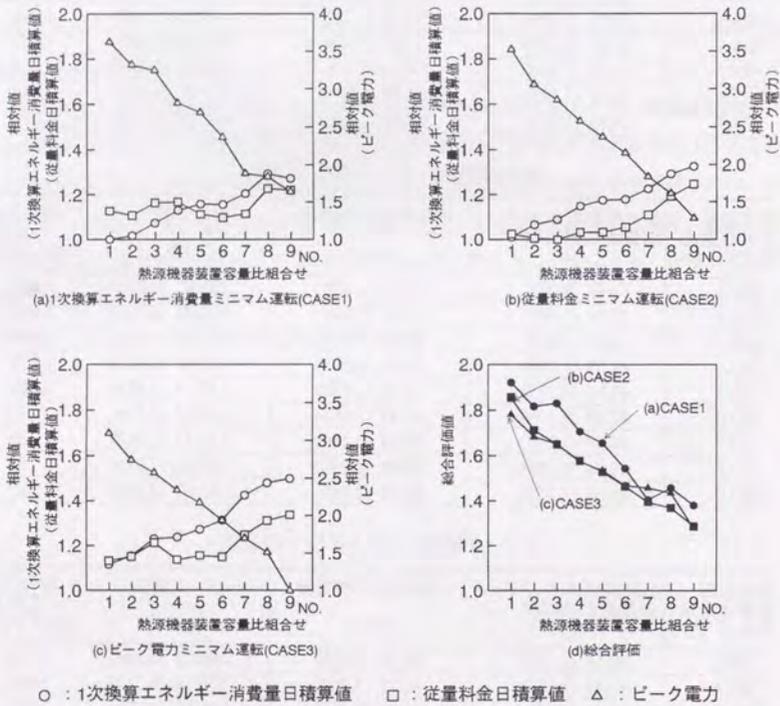


図 6.18 熱源機器の装置容量比と運転方式における相対値とその総合評価

表 6.7 熱源機器の装置容量比と1次換算エネルギー消費量, 従量料金, ピーク電力 (表 6.6 よりも小さい建物熱負荷を想定した場合)

(a) 1次換算エネルギー消費量ミニマム運転 (CASE1)

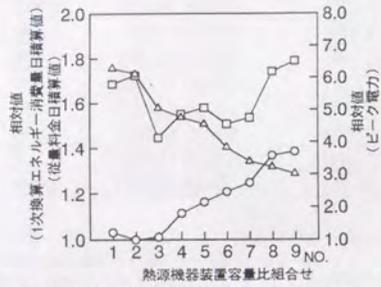
熱源機器 装置容量比 組合せ	1次換算エネルギー 消費量日積算値 [GJ]	従量料金日積算値 [千円]	ピーク電力 [kW]	総合評価 (○内数 値の平均)
NO.1	23.89 (1.032)	45.64 (1.687)	198.57 (6.306)	3.008
NO.2	23.14 (1.000)	46.69 (1.725)	192.88 (6.125)	2.950
NO.3	23.41 (1.012)	39.19 (1.448)	159.30 (5.059)	2.506
NO.4	25.81 (1.115)	42.03 (1.553)	150.17 (4.769)	2.479
NO.5	26.94 (1.164)	42.79 (1.581)	143.70 (4.563)	2.436
NO.6	28.00 (1.210)	40.83 (1.509)	120.99 (3.842)	2.187
NO.7	28.91 (1.249)	41.59 (1.537)	107.04 (3.399)	2.062
NO.8	31.70 (1.370)	47.17 (1.743)	101.82 (3.233)	2.115
NO.9	32.09 (1.387)	48.44 (1.790)	95.29 (3.026)	2.068

(b) 従量料金ミニマム運転 (CASE2)

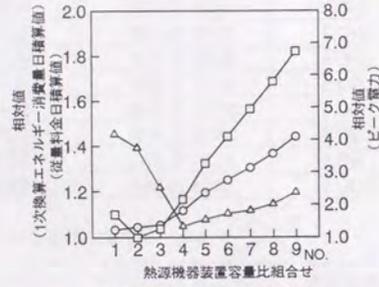
熱源機器 装置容量比 組合せ	1次換算エネルギー 消費量日積算値 [GJ]	従量料金日積算値 [千円]	ピーク電力 [kW]	総合評価 (○内数 値の平均)
NO.1	23.94 (1.035)	29.78 (1.101)	131.86 (3.526)	2.108
NO.2	24.20 (1.046)	27.06 (1.000)	118.26 (3.064)	1.934
NO.3	24.43 (1.056)	28.10 (1.038)	79.66 (2.859)	1.541
NO.4	25.85 (1.117)	31.58 (1.167)	42.49 (2.582)	1.211
NO.5	27.68 (1.196)	35.85 (1.325)	48.89 (2.374)	1.358
NO.6	28.96 (1.252)	39.06 (1.443)	54.71 (2.159)	1.477
NO.7	30.22 (1.306)	42.36 (1.565)	57.26 (1.843)	1.563
NO.8	31.64 (1.367)	45.64 (1.687)	63.47 (1.619)	1.690
NO.9	33.38 (1.443)	49.28 (1.821)	74.97 (2.285)	1.882

(c) ピーク電力ミニマム運転 (CASE3)

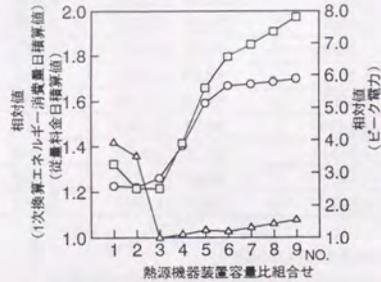
熱源機器 装置容量比 組合せ	1次換算エネルギー 消費量日積算値 [GJ]	従量料金日積算値 [千円]	ピーク電力 [kW]	総合評価 (○内数 値の平均)
NO.1	28.36 (1.226)	35.81 (1.323)	123.39 (3.918)	2.156
NO.2	28.26 (1.221)	32.91 (1.216)	110.14 (3.498)	1.978
NO.3	29.16 (1.260)	32.88 (1.215)	31.49 (1.000)	1.159
NO.4	32.50 (1.404)	38.27 (1.414)	34.67 (1.101)	1.306
NO.5	36.85 (1.592)	44.90 (1.659)	38.50 (1.228)	1.493
NO.6	38.61 (1.669)	48.61 (1.796)	37.59 (1.194)	1.553
NO.7	38.78 (1.676)	50.11 (1.852)	41.14 (1.306)	1.653
NO.8	39.00 (1.685)	51.66 (1.909)	45.04 (1.430)	1.675
NO.9	39.32 (1.699)	53.39 (1.973)	48.77 (1.549)	1.740



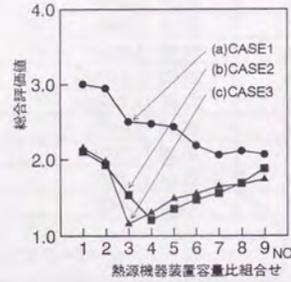
(a) 1次換算エネルギー消費量最小運転(CASE1)



(b) 従量料金最小運転(CASE2)



(c) ピーク電力最小運転(CASE3)



(d) 総合評価

○ : 1次換算エネルギー消費量日積算値 □ : 従量料金日積算値 △ : ピーク電力

図 6.19 熱源機器の装置容量比と運転方式における相対値とその総合評価 (図 6.18 よりも小さい建物熱負荷を想定した場合)

## 6.5 まとめ

本章では、建物の熱負荷モデルと空調機器モデルを第5章で示したシミュレーションに導入して、建物と空調システムを包括したトータルシステムによる熱源システムの最適運転計画シミュレーションを考え、その最適運転効果を十分に発揮できる複合熱源システムの最適な装置容量比について検討した。以下に得られた結果をまとめる。

- 1次換算エネルギー消費量最小運転、従量料金最小運転、ピーク電力最小運転における熱源機器の運転パターンは、熱源システムにおける装置容量比を変化させても第5章で得られた傾向がそのまま保持される。
- トータルシステムシミュレーションによって得られる室温湿度変動は、熱源機器の装置容量比の変化にほとんど影響されない。また、最適化計算の過程で予冷運転が自動的に選択され、8時と12時の室温が他の時刻の室温(約24℃)よりも低い値(約22℃)を示す。
- 12時の室温は予冷運転のため低すぎる結果となり、1次換算エネルギー消費量や従量料金を小さくする代償として室の快適性が損なわれていると考察できた。室温に関する拘束条件に上限値と下限値の両方を設けることは、本論文における现阶段の最適化手法では困難であり、今後の改良が望まれる。
- 熱源システムの最適運転効果を十分に得ることのできる最適な装置容量比は、建物が発生する熱負荷の大きさによって左右される。
- 1次換算エネルギー消費量最小、従量料金最小、ピーク電力最小を総合的に達成することのできる熱源機器の装置容量比は次の通りとなる。

・最大負荷の場合

空気熱源ヒートポンプチャラー 0.05

温度成層型蓄熱槽 0.05

ガス焼き冷温水発生機 0.90

(運転方式：1次換算エネルギー消費量ミニマム運転，従量料金ミニマム運転，ピーク電力ミニマム運転のいずれによっても総合的な達成度はあまりかわらない。)

・熱負荷が比較的小さい場合

空気熱源ヒートポンプチャラー 0.35 (0.30)

温度成層型蓄熱槽 0.35 (0.30)

ガス焼き冷温水発生機 0.30 (0.40)

(運転方式：従量料金ミニマム運転，ピーク電力ミニマム運転が有効)

5. 冷房期間中において最大負荷を生じる日数がそれほど多くはないことを考慮すれば，除去熱量のすべてを1種類の熱源機器で賄うシステムよりも，異種エネルギー源による複数の熱源機器をバランス良く設置したシステムの方が，省エネルギーやランニングコストの低減，電力負荷平準化を総合的に推進していくことができると考察される。

## 第7章 総括

本論文では，空調における熱源システムの省エネルギーや電力負荷平準化をより推進していくための1つの手段として，制御工学分野におけるシステム同定手法と最適化手法を建物の熱負荷やエネルギー消費量の特性解析に応用し，それらの熱負荷特性およびエネルギー消費特性に基づいた熱源システムの最適な運転計画を明確にする方法を提示した。さらに，これらの方法を空調に関する実測データに適用したところ，従来の試行錯誤的な運転管理によるエネルギー消費量や従量料金，ピーク電力をいずれも小さくすることができ，本手法による熱源システム運転計画の最適化が省エネルギーやランニングコストの低減，電力負荷平準化に対して大きく貢献することができるという見通しを得た。また，複合熱源システムの最適な装置容量比についても検討を行い，その設計指針を明らかにした。

以下に，本論文で得られた主な知見をとりまとめる。

- (1) 熱負荷の実測値と計算値は，空調の立ち上がり時と室内発熱量の入力が実際と多少異なるとされる土日を除けば，非常に良く一致した。また，熱源機器のエネルギー消費量については，全般的に計算値が実測値よりも小さく算定されたが，その時間変動については実測値と計算値は類似した変動傾向を示した。

計算値が実測値よりも小さく算定されたことは，エネルギー消費量を評価する際に，カタログなどの機器特性をそのまま用いると危険側に陥る危険性があることを示している。(第2章)

- (2) 熱負荷および熱源機器エネルギー消費量の計算値と実測値との間に差を生じる原因として，計算の理論上に根本的な問題があるわけではなく，設計入力データに確定することの困難な項目があり，それらの入力データが計算に与える影響が大きいということが考えられる。

空調システムの省エネルギー評価や適切な運転管理のためには，これらの不確定な入力項目をそのまま用いる熱負荷や熱源機器エネルギー消費量の計算値に基づくのではなく，むしろ，実際の熱負荷の発生状況や空調システムの運転状況を反映した建物の熱負荷特性およびエネルギー消費特性を把握することが必要不可欠となる。(第2章)

(3) システム同定手法を空調システムに関する実測データに適用し、建物の熱負荷特性や熱源機器のエネルギー消費特性を推定する方法を提示した。また、システム同定による熱負荷やエネルギー消費量の計算値は、実測データを良く補足し、本手法が熱負荷特性およびエネルギー消費特性の推定法として有効であることが確認された。(第3章)

(4) 熱源システム運転計画の最適化手法として、動的計画法と逐次パラメータ変化法を取り上げ、それらの手法の特徴について考察した。

動的計画法は、大域的な最適解が効率よく求められるものの、最適化を行うシステムの状態変数や操作変数の次元数が大きくなると計算量の爆発的な増加がみられ、実用的でなくなる。

一方、逐次パラメータ変化法は、目的関数に多峰性がある場合には局所的な解に陥る危険性があり、実行可能な操作変数の組み合わせを初期条件として設定する必要があるが、状態変数、操作変数が多次元の場合でも計算負荷が顕著に大きくなることはなく、現実的な熱源システムへの適用が容易である。(第4章)

(5) 動的計画法と逐次パラメータ変化法を同一の実測データに適用して、それぞれの最適化計算結果を比較することにより、熱源システム運転計画の最適化に対する逐次パラメータ変化法の有効性について検討した。

両手法による最適化の結果として導出される最適操作量については、一致する場合もあれば、異なる場合もあるという結果が得られたが、目的関数の値には大きな差は見られなかった。逐次パラメータ変化法は広範囲な熱源システムに対して適用可能であり、その最適計算結果も検討した範囲では十分な精度を持つので、熱源システム運転計画の最適化問題に対する有効な手段として期待できる。(第4章)

(6) 熱源システムの実測データに最適化手法を適用し、熱源機器の冷水出口温度や流量を操作変数としたときの最適運転効果をシミュレーションにより明らかにした。運転方式は、1次換算エネルギー消費量ミニマム運転、従量料金ミニマム運転、ピーク電力ミニマム運転を主に取り上げ、以下の点が明らかになった。(第5章)

- ・1次換算エネルギー消費量ミニマム運転によると、省エネルギーに対する蓄熱システムの寄与は小さい。
- ・従量料金ミニマム運転では、蓄熱槽の蓄放熱運転が主体的に行われるが、昼間の熱源

システムの運転は、ポンプ電力も含めた熱源機器の従量料金に対する効率のバランスにより運転パターンが選択される。

- ・ピーク電力ミニマム運転では、夜間に最大限蓄熱され、昼間は、蓄熱槽放熱とガス焚き冷水発生機で可能な限り負荷に対処する。空気熱源ヒートポンプチラーによる昼間の運転はできるだけ行わない運転パターンとなる。
- ・1次換算エネルギー消費量ミニマム運転、従量料金ミニマム運転、ピーク電力ミニマム運転のそれぞれの運転方式は、従来の固定した運転スケジュールに基づいた熱源システムと比較して、1次換算エネルギー消費量を3ヶ月で約400~500GJ、従量料金を3ヶ月で約700~1,000千円節約でき、ピーク電力も従来の約37~68%に低下させることができる。
- ・1次換算エネルギー消費量、従量料金、ピーク電力の総合的な評価を各運転方式で行うと、従量料金ミニマム運転またはピーク電力ミニマム運転が良い結果となり、蓄熱システムの導入とその適切な利用が必要不可欠であることが明らかになった。
- ・最適運転計画を機器のON-OFFのみによるものから、操作変数の積極的な制御によるものへと変更していったとき、その最適運転効果の達成度が、目的とするミニマム運転の内容によって異なる。
- ・上記の達成度は、1次換算エネルギー消費量ミニマム運転では大きいですが、ピーク電力ミニマム運転では、それほど顕著な効果が見られない。

(7) 最適運転効果を十分に発揮することのできる複合熱源システムの最適な装置容量比について検討した。その際には、建物の熱負荷モデルと空調機器モデルを第5章で示したシミュレーションに導入し、建物と空調システムを包括したトータルシステムによる熱源システムの最適運転計画シミュレーションを考えた。

熱源システムの最適運転効果を十分に得ることのできる最適な装置容量比は、建物で発生する熱負荷の大きさによって左右されるが、冷房期間中において最大負荷を生じる日数がそれほど多くはないことを考慮すれば、除去熱量のすべてを1種類の熱源機器で賄うシステムよりも、異種エネルギー源による複数の熱源機器をバランス良く設置したシステムの方が、省エネルギーやランニングコストの低減、電力負荷平準化を総合的に推進していくことができると考察された。

また、トータルシステムシミュレーションより得られる室温については、最適化計算の過程で熱源機器の予冷運転が自動的に選択され、8時と12時の室温が他の時刻の室温よりも低い値(約22℃)を示す結果となった。しかしながら、12時の室温について

は、1次換算エネルギー消費量や従量料金を小さくするための代償として室の快適性が損なわれているとも考えられ、最適化手法の更なる改良が望まれる。(第6章)

本論文の冒頭にも述べたように、建築の空調分野における省エネルギーや電力負荷平準化はこれからますます重要な課題となるであろうし、現在ですでに、それらへの対策が強く求められている状況にある。本論文では、このような焦眉の課題を解決する1つの方策を熱源システムの運転計画に求めたわけだが、それには、建物の熱負荷予測とシステムの制御が密接に関係する。今後、空調システムの適切な運用管理を実現するための汎用的かつ工学的な手法を予測・計画・制御という一連のながれの中で構築する必要があり、その手法をもとに、空調システムの設計指針へとフィードバックすることが不可欠と考えられる。本論文はこういった最終的な目標に対して、熱源システムの運転計画を中心に手法の開発とその適用を試みたものであるが、研究としては手始めの段階であり、まだまだ残された問題も多い。本論文で明らかになったいくつかの問題点や課題を以下に列挙し、前述の得られた知見とともに、研究を進めていくための足掛かりとしたい。

#### ・測定項目と測定精度に対する提案

空調システムの運用管理において予測・計画・制御を適切に行うには、実測データの利用が不可欠である。それぞれの段階において必要となる測定項目、精度、方法などを整理する必要がある。

#### ・熱負荷、熱源機器モデルおよび熱負荷特性、エネルギー消費特性の同定手法の改良

本論文で示した同定手法は、特性値として推定すべきパラメータが多くなるとその適用が困難となる可能性が高い。物理的にも意味のある特性値を把握するには、同定手法とともにそのモデルにも改良を加える必要がある。

#### ・最適化手法の改良

本論文で提示した最適化手法の逐次パラメータ変化法は、その計算負荷もまだまだ大きく、最適化における操作変数の初期設定も自動的に適切な値が選択されるわけではない。実用化に際してはこれらの欠点を何らかの方法により克服する必要がある。

#### ・予測と計画について

最適運転計画は熱負荷の予測に基づいて行われる。熱負荷の予測をどの程度の精度で行うべきか、また、その際の運転計画における最適化をどのレベルで行うべきか、といったことを工学的な判断に基づいて明らかにする必要がある。このことは、上記の問題

点にも大きく関係する。

#### ・計画と制御について

実際の空調システムでは分または秒の時間オーダーのフィードバック制御が主に行われている。予測に基づいた最適運転計画をこのような空調システム制御に適切に反映させる方法を明確にしておく必要がある。

## 参考文献

- 1) (社) 建築設備技術者協会：HASP/ACLD/8501 解説，1983 年
- 2) (社) 建築設備技術者協会：空調システム標準シミュレーションプログラム  
HASP/ACSS/8502 プログラム解説書，1983 年
- 3) 宇田川光弘：標準問題の提案 住宅用標準問題，日本建築学会環境工学委員会熱分科会  
第 15 回熱シンポジウム，pp.23-33，1985 年
- 4) 資源エネルギー庁長官官房企画調査課編：総合エネルギー統計 平成 5 年度版，  
pp.376-380，1994 年
- 5) 財団法人 住宅・建築省エネルギー機構：建築物の省エネルギー基準と計算の手引き  
第 2 版，1994 年
- 6) 建設省住宅局住宅生産課：わが国における省エネルギー施策の展開，IBEC No.67，  
pp.12-19，1992 年
- 7) 空気調和・衛生工学会：竣工設備一覧 空気調和設備，空気調和・衛生工学 2 月号，  
1987 年 - 1994 年
- 8) 中原信生：運転管理，IBEC，No.67，pp.34-39，1992 年
- 9) 井上 隆，他：空調用エネルギー消費の予測に関する研究 その 1～その 6，日本建築  
学会大会学術講演梗概集，pp.1007-1010 (1991 年)，pp.1589-1592 (1992 年)，  
pp.1627-1630 (1993 年)
- 10) MacArthur, J.W., Mathur, A., Zhao, J. : On-Line Recursive Estimation for Load Profile  
Prediction, ASHRAE Transactions, Vol.95, Part1, pp.621-628, 1989
- 11) 相楽典泰：蓄熱空調システムの熱負荷予測に関する研究，日本建築学会計画系論文報告  
集，第 440 号，pp.11-20，1992 年
- 12) 長井達夫：空調負荷予測手法の開発と制御への応用に関する研究，博士論文（東京大学），  
1994 年
- 13) 長井達夫，松尾 陽，永田明寛，高草 智：制御のための空調負荷予測手法に関する研  
究，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.57-60，1993 年
- 14) Anstett, M., Kreider, J.F. : Application of Neural Networking Models to Predict Energy  
Use, ASHRAE Transactions, Vol.99, Part1, pp.505-517, 1993
- 15) 笹本寿男，山下礼二，坂本光男，辻野慎哉：ファジィ理論応用による負荷予測システム，  
空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.473-476，1991 年

- 16) 橋本幸博：ニューラル・ネットワークによる空調設備の制御の研究（その2）冷房制御モデルと暖房加湿制御モデルの検討，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.749-752，1994年
- 17) 笠原雅人，松葉匡彦，橋本幸博，遠藤龍司，金原昭臣，神村一幸，黒須 茂：空調システムのモデリングと制御，計測自動制御学会論文集，Vol.31，No.8，pp.1160-1167，1995年
- 18) 中原信生：省エネルギーとBEMS，IBEC，No.72，pp.3-12，1992年
- 19) 中原信生，他：空調システムフォルトの動的シミュレーション その1～その6，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.357-368（1993年），pp.1105-1116（1994年）
- 20) 崔 軍，渡辺俊行，龍 有二，赤司泰義，西山紀光，小島昌一：冷却除湿コイルの動特性に関する研究，空気調和・衛生工学会論文集，No.56，pp.77-86，1994年
- 21) 崔 軍，渡辺俊行，龍 有二，赤司泰義，西山紀光：空調システムにおける温湿度制御プロセスのシミュレーション，空気調和・衛生工学会論文集，No.59，1995年
- 22) 中原信生：空調設備の最適化制御に関する実践的研究 第1報～第5報，空気調和・衛生工学会論文集，pp.63-91（No.17，1981年），pp.1-47（No.18，1982年）
- 23) 石福 昭，松縄 堅，猪岡達夫：各種空調システムのコイルにおける熱消費量，空気調和・衛生工学会論文集，No.6，pp.97-112，1978年
- 24) 猪岡達夫，他：空調システムの評価に関する研究 その1，その2，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.1341-1348，1995年
- 25) 社団法人 空気調和・衛生工学会 地球環境に関する委員会：地球環境に関する委員会報告書 地球環境時代における建築設備の課題，1995年
- 26) 伊東弘一，横山良平，斯波 敬：コージェネレーションシステムにおける蓄熱槽の経済性評価，空気調和・衛生工学会論文集，No.42，pp.69-77，1990年
- 27) 伊東弘一，横山良平：コージェネレーションシステムの最適運用計画法 第1報-方法論の検討，空気調和・衛生工学会論文集，No.42，pp.59-67，1990年
- 28) 伊東弘一，横山良平，阿部裕司：コージェネレーションシステムの最適運用計画法 第2報-地域冷暖房計画におけるガスタービンシステムの評価，空気調和・衛生工学会論文集，No.43，pp.113-121，1990年
- 29) 伊東弘一，白木一成，赤木新介：単槽型蓄熱槽を含む冷房システムの多目的最適運用・設計計画，空気調和・衛生工学会論文集，No.28，pp.45-51，1985年

- 30) 長井達夫，松尾 陽：躯体の熱容量を考慮した空調運転における動的最適化手法に関する研究，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.257-260，1994年
- 31) Braun,J.E.：A Comparison of Chiller-Priority, Storage-Priority, and Optimal Control of an Ice-Storage System, ASHRAE Transactions, Vol.98, Part1, 1992
- 32) 山崎詳明，神村一幸，勝瀬 進，鎌田一宏，山口 誠，宮坂房千加：NEXT21 エネルギーシステムの最適運転制御 その2 エネルギーシステムの最適運用計画，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.181-184，1993年
- 33) 渡辺健一郎，太田 勝，神野正樹，鎌田一宏，大竹育男：熱源設備の運転支援エキスパートシステムの開発（その3），空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.333-336，1993年
- 34) 金島正治，早川一也：地域冷暖房の配管計画に関する研究 その1 管径決定理論，日本建築学会論文報告集，第243号，pp.81-90，1976年
- 35) 宮川保之：大空間の天井ふく射暖房における発熱量分布の最適設計に関する研究，日本建築学会論文報告集，第281号，pp.93-100，1979年
- 36) 山川 宏：最適化デザイン，培風館，1993年
- 37) 松原正一：プロセスシステム工学，朝倉書店，1974年
- 38) 中原信生，他：空気調和における室内混合損失の防止に関する研究 第1報～第3報，空気調和・衛生工学会論文集，pp.1-22（No.33，1987年），pp.51-60（No.41，1989年）
- 39) 小島昌一，渡辺俊行，龍 有二，赤司泰義，西山紀光：オフィスビル空調における室内混合損失の影響，日本建築学会計画系論文集，第473号，pp.25-34，1995年
- 40) 斎藤平蔵，松尾 陽，武田 仁，千田善孝：空気調和の実測調査と理論計算（1）～（3），空気調和・衛生工学，第45巻，pp.1-10（第2号），pp.1-7（第8号），pp.21-30（第12号），1971年
- 41) 石野久彌，郡 公子：事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究，日本建築学会計画系論文報告集，第372号，pp.59-66，1987年
- 42) 坂本雄三：省エネルギー庁舎における実態調査（その6）暖冷房負荷の計算値と実測値の比較，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.33-34，1985年
- 43) 南里弘義，和田真佐人，浦野良美：動的熱負荷計算結果と実際の空調熱源用エネルギー消費量の比較，空気調和・衛生工学会論文集，No.25，pp.41-50，1984年
- 44) 斎藤平蔵：建築気候，共立出版株式会社，pp.149-151，1988年

- 45) 龍 有二, 渡辺俊行, 西山紀光, 赤司泰義: 中規模事務所ビルにおける電気・ガス複合熱源蓄熱空調システムに関する研究 第1報-システム概要と低水位型温度成層式蓄熱システム, 空気調和・衛生工学会論文集, pp.163-173, No.59, 1995年
- 46) 西山紀光, 渡辺俊行, 龍 有二, 赤司泰義: 中規模事務所ビルにおける電気・ガス複合熱源蓄熱空調システムに関する研究 第2報-システム評価とコスト評価について, 空気調和・衛生工学会論文集, No.60, 1996年
- 47) 足立修一: ユーザーのためのシステム同定理論, 社団法人 計測自動制御学会, 1993年
- 48) 松尾 陽, 斎藤平蔵: 現場測定にもとづく住宅熱特性の推定, 日本建築学会建築環境工学会論文集, pp.13-pp.18, 1981年
- 49) 永村一雄, 斎藤平蔵: 現場における住宅の保温性能試験方法の研究, 日本建築学会計画系論文報告集, pp.32-41, 1985年
- 50) 中尾正喜, 他: 最小2乗法を用いた応答係数の測定 その1, その2, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.489-492, 1978年
- 51) Barakat,S.A. : Experimental Determination of the Z-Transfer Function Coefficients for Houses, ASHRAE Transactions, Vol.93, Part1, pp.146-161, 1987
- 52) Haghight,F., Fazio,P., Zmeureanu,R. : A Systematic Approach for Derivation of Transfer Function Coefficients of Buildings from Experimental Data, Energy and Buildings, Vol.12, pp.101-111, 1988
- 53) 中溝高好: 信号解析とシステム同定, コロナ社, 1990年
- 54) 片山 徹: 応用カルマンフィルタ, 朝倉書店, pp.133-154, 1992年
- 55) 中川 徹: 小柳義夫: 最小二乗法による実験データ解析, 1993年
- 56) 嘉納秀明: システムの最適理論と最適化, コロナ社, 1990年
- 57) 坂和愛幸: 最適システム制御論, コロナ社, 1974年
- 58) 社団法人 空気調和・衛生工学会: 建築・設備の省エネルギー技術指針, 1994年
- 59) 安富重文: 建築物のエネルギーマネジメントに関する研究, 博士論文(東京大学), 1994年
- 60) Kintner-Mayer,M., Emery,A.F., : Cost-Optimal Analysis of Cooling Towers, ASHRAE Transactions, Vol.100, Part2, pp.92-101, 1994年
- 61) 龍 有二, 渡辺俊行: 蓄熱式ヒートポンプシステムのシミュレーションに関する研究 その1 実測との比較, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.237-240, 1993年

- 62) 中原信生, 相良和伸, 他: 蓄熱槽に関する研究 第1報~第5報, 空気調和・衛生工学会論文集, pp.23-35 (No.16, 1981年), pp.29-39 (No.17, 1981年), pp.59-72 (No.20, 1982年), pp.9-19 (No.30, 1986年), pp.15-26 (No.35, 1987)
- 63) 小谷卓也: 国内外の代表的熱交換器, アイピーシー, 1992年
- 64) 富原信之, 渡辺俊行, 龍 有二, 赤司泰義, 吉竹裕二: 事務所ビルにおける躯体蓄熱空調システムの性能評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.989-992, 1995年
- 65) 射場本忠彦, 坪田祐二, 渡辺 聡, 八乙女巖, 近藤 武: 潜熱壁体による躯体蓄熱システムに関する研究(住宅における冷房ピークカット運転の可能性の検討), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.993-996, 1995年
- 66) 日本建築設備士協会空気調和設備シミュレーション研究会: 国内の空調装置シミュレーションプログラムの比較, 空気調和・衛生工学, 第58巻, 第7号, pp.65-78, 1983年
- 67) 井上宇一: 空気調和ハンドブック, 丸善, 1985年
- 68) 社団法人 日本機械学会: 伝熱工学資料 改訂第3版, 1975年
- 69) 石野久彌, 郡 公子: 冷却コイルの詳細熱解析とその基本的応用に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.23, pp.57-69, 1983年
- 70) 新晃工業株式会社: SINKO AIR HANDLING UNIT (SERIES) (カタログ), 1994年
- 71) 三菱電機株式会社: MITSUBISHI 三菱電機空冷ヒートポンプチラー(カタログ), 1994年
- 72) 三洋電機株式会社: SANYO ユニット型吸収冷温水機総合カタログ(カタログ), 1993年
- 73) 空研工業株式会社: KUKEN COOLING TOWER KCM SK No.36 SERIES (カタログ)
- 74) 建設大臣官房官庁営繕部監修: 建築設備設計要領 平成2年度版, pp.344-348, 1990年

## 本論文に関連する既発表文献

- 【1】赤司泰義, 松尾 陽, 永田明寛: 実測値に基づいたオフィスビルの熱負荷特性, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.883-884, 1991年
- 【2】赤司泰義: 建物の熱負荷と熱的特性の同定に関する研究, 修士論文(東京大学), 1992年
- 【3】赤司泰義, 松尾 陽, 永田明寛, 渡辺俊行: 建物の熱負荷と熱的特性の同定に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第450号, pp.19-27, 1993年
- 【4】Akashi, Y., Watanabe, T., Ryu, Y., Matsuo, Y.: Identification Methods of Thermal Characteristics for a Short-Range Prediction of Building Heat Load, Proceedings of International Symposium on Energy Efficient Buildings, pp.361-366, 1993
- 【5】赤司泰義, 渡辺俊行, 龍 有二, 松尾 陽: 複合熱源システムの空調負荷予測効果について, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.781-784, 1994年
- 【6】Akashi, Y., Watanabe, T., Ryu, Y., Matsuo, Y.: Building Thermal Load and Optimal Control of Hybrid Energy Source System, Proceedings of the Second International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings, pp.523-530, 1995
- 【7】赤司泰義, 渡辺俊行, 龍 有二, 松尾 陽: 建物の空調用熱源システムにおける最適運転計画, 九州大学工学集報, 第68巻, 第6号, pp.549-556, 1995年

## 謝辞

本論文は、東京大学大学院修士課程の2年間と九州大学助手に着任後の4年間にわたって行ってきた研究をとりまとめたものであり、終始、御鞭撻、御協力頂いた方々に、心より感謝の意を表します。

本論文の主査をお願いした東京大学・松尾 陽教授には、修士課程在学中はもちろんのこと、その後も機会あるごとに研究内容に対する的確な御指導と叱咤激励を賜りました。

また、直接の上司である九州大学・渡辺俊行教授、同・龍 有二助教授には、筆者の研究に対して常日頃から十分な御理解を頂き、また、研究を論文としてまとめるにあたっては、多くの御指導と御助言を頂きました。

東京大学・安岡正人教授、同・鎌田元康教授、同・坂本雄三助教授、同・平手小太郎助教授の先生方には副査をお願いし、本論文の審査では非常に有益な御意見を頂きました。

こうして本論文をまとめることができたのも諸先生方のお力によるところが大きく、この場をお借りして、あらためて深謝申し上げます。

九州大学渡辺研究室の助手に着任した当初、研究室では複合熱源蓄熱システムに関する研究がスタートしたばかりで、筆者はこの研究に初めから関わることができました。この研究は、本論文をまとめるきっかけともなっており、こういった研究に巡り会えたことは非常に幸運であったと思います。実測データを追いかけてながら議論が交わされた定期的な打ち合わせ会議は、実務的な知識が欠けていた筆者にとって大いに役立つものであり、久留米工業大学・西山紀光教授、大成建設・高橋淳一氏をはじめとする関係者の方々に感謝の意を表したいと思います。

在学中には、東京大学・永田明寛助手、同・樋口誠六技官から解析・実測について多くの御指摘、御協力を頂き、また、筆者の先輩であった長井達夫氏（現、鹿島建設株式会社勤務）からは研究に関する直接的なアドバイスを頂くと同時に、今思えば、筆者の多くの未熟な質問にも快く応じて頂きました。ここに記して、謝意を表します。

また、渡辺研究室で行われている学生諸君を交えた研究室ゼミでは、筆者自身も多くの刺激を受け、認識を新たにすることも多々あり、研究を進めていく上で大いに参考となりました。その他にも、委員会や研究発表会等で諸先生方や関係者の方々から多くの貴重な御意見を頂きました。

研究を論文としてまとめることができたのも、これらの多くの方々のお理解と御援助によるものであり、関係者の方々に心よりお礼申し上げます。

