



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	パッケージエアコンの年間効率向上に関する研究
Author(s)	吉田, 康孝
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第12767号
Issue Date	2017-03-23
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k12767
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/65623
Type	doctoral thesis
File Information	Yasutaka_Yoshida.pdf



平成 28 年度博士論文

パッケージエアコンの年間効率
向上に関する研究

Study of Packaged Air-conditioners Intended
to Improve Annual Efficiency

指導教官 長野 克則

2017 年 2 月

北海道大学大学院工学院
空間性能システム専攻
環境システム工学研究室

吉田康孝

Yasutaka YOSHIDA

目次

第1章 序論	
1.1 研究の背景	… 1
1.2 業務用空調機の種類とその変遷	… 3
1.3 業務用建物に用いられるパッケージエアコン	… 4
1.4 パッケージエアコンの優位性	… 5
1.5 業務用建物の空調におけるパッケージエアコンが果たす役割	… 6
1.6 冷媒の現状と今後の課題	… 6
第2章 業務用建物空調におけるパッケージエアコンの課題と研究の目的	
2.1 パッケージエアコンの技術的進展	… 9
2.2 パッケージエアコンの制御概要	…11
2.3 パッケージエアコンの課題	…13
2.4 研究の目的と進め方	…18
第3章 業務用建物空調におけるパッケージエアコンの効率改善	
3.1 パッケージエアコンの構成	…21
3.2 現在の効率指標	…21
3.3 提案効率指標と効率改善目標値, 方策	…22
3.4 まとめ	…24
第4章 年間効率向上を目指したパッケージエアコンの開発	
4.1 要素による性能向上	…26
4.1.1 高効率・ワイドレンジスクロール圧縮機	…26
4.1.2 室内外熱交換器	…27
4.1.3 冷凍サイクル系統における要素追加配置	…28
4.2 システム制御による性能向上	…29
4.2.1 適応制御器の開発	…29
4.2.2 自然循環方式の制御設計	…37
4.3 まとめ	…39
第5章 年間効率予測シミュレータの開発	
5.1 予測シミュレータの開発	…41

5.1.1	自然循環方式シミュレータ	…41
5.1.2	蒸気圧縮方式動特性シミュレータ	…42
5.2	年間効率の算出	…44
5.3	まとめ	…47
第 6 章 開発システムの実機性能試験		
6.1	試作と環境試験室による試験	…48
6.2	環境試験室による試験結果	…50
6.3	定格 COP 比の整理	…52
6.4	年間効率の推定	…54
6.5	実使用試験と試験環境	…55
6.6	実使用試験の試験方法	…58
6.7	実使用試験による試験結果	…59
6.7.1	システムの違いによる運転の特徴	…59
6.7.2	適応制御の実証	…60
6.7.3	年間効率の実証	…62
6.8	試験結果データの標準化	…63
6.8.1	計測年の外気温度	…63
6.8.2	実使用試験場所の空調負荷	…65
6.8.3	機器性能バラツキの平均化	…65
6.8.4	空調場の面積	…66
6.9	標準化データでの評価	…69
6.10	まとめ	…72
第 7 章 予熱制御の開発		
7.1	空調場の蓄熱負荷	…73
7.2	予熱制御の設計方法	…76
7.3	数値検証	…79
7.4	空調の負荷特性の検討	…89
7.5	終端条件拘束制御と最短時間制御	…93
7.5.1	終端条件拘束制御	…93
7.5.2	最短時間制御	…97
7.6.	まとめ	…99

第 8 章 総括	
8.1 各章のまとめ	…101
付録	…104
謝辞	…105

第 1 章 序論

1.1 研究の背景

近年の気候変動が存在する事は一定の理解が得られており，IPCC の五次報告によれば人為的な活動がその原因となっている可能性が高い．その中で，温室効果ガスの影響も取り上げられており，省エネルギー化による温室効果ガス排出抑制の効果があると考えられている．しかし，例えば 2010 年度における温室効果ガス排出量は 1,304 百万 ton であり，その内，電力部門で 374 百万 ton，電力部門以外では 930 百万 ton であるが，2013 年度においては電力部門以外が 924 百万 ton と低下したにも拘わらず，電力部門が 484 百万 ton と増加したため，合計では 1,408 百万 ton と増加した¹⁾²⁾³⁾．

その他，気候変動の問題だけではなく，我が国のエネルギー源に関しては，現在殆どのエネルギー源を海外からの輸入に頼っており，Fig. 1.1 に示す通り 1960 年では 58.1%であった自給率は，2010 年には 19.9%にまで減少した²⁾．また東日本大震災以降は，福島第一原子力発電所の事故による影響で原子力発電所の信頼が大きく揺らぎ，稼動が殆ど停止して火力発電比率を約 9 割まで上昇させ，化石燃料輸入の割合が大きくなったため，2013 年では 6.0%にまで落ち込んでいる．

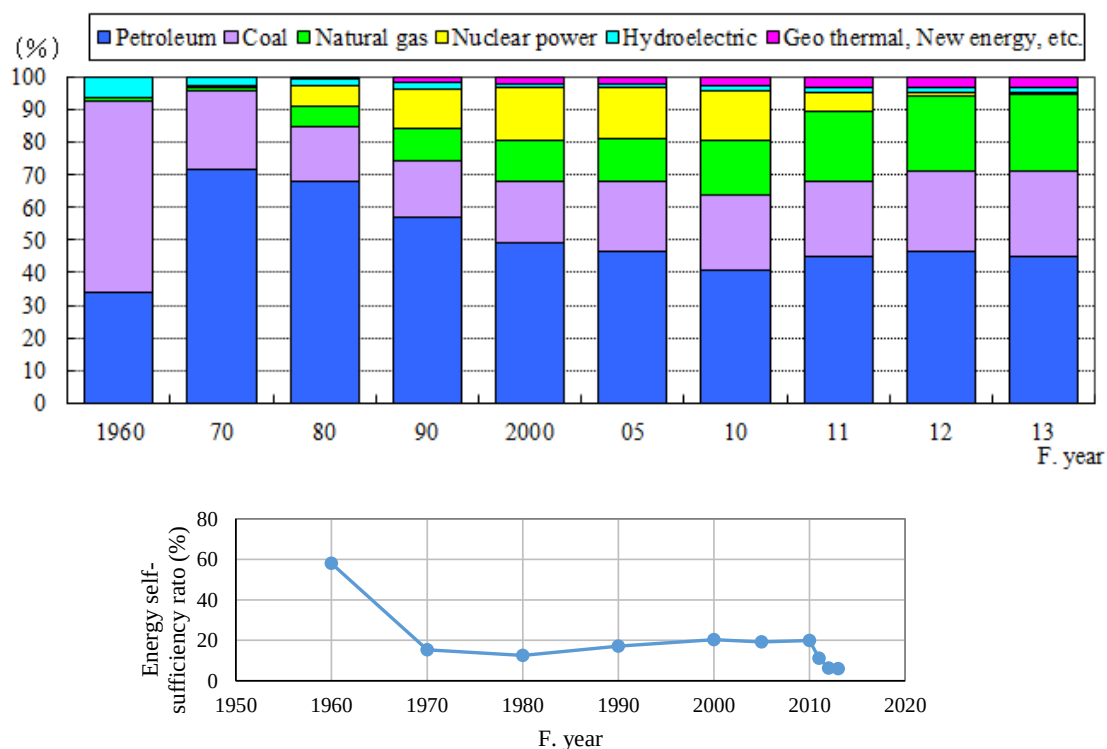


Fig. 1.1 Transit of energy self-sufficiency ratio in Japan²⁾

従って一次エネルギー自給率を上げるために、化石燃料依存を低減する努力を進めると共に、二次エネルギー利用として並行して電力消費機器のエネルギー効率を向上させる必要がある。

ここで日本のエネルギー消費量を見ると、業務他部門は全体の 17.8%を占める²⁾。エネルギー消費量の推移を Fig 1.2 に示す。また業務他部門の中では、事務所・ビル、デパート、ホテル・旅館、劇場・娯楽場、学校、病院、卸・小売業、飲食店、その他サービス(福祉施設等)の 9 種に大別される。これらの消費の内、1976 年以降は、事務所・ビルが最大シェアを占め、現在も 21.8%で一位である。業務他部門のエネルギー消費を用途別に見た場合、動力・照明、冷房、給湯、暖房、厨房、その他の 6 用途があり、冷房や暖房、給湯合計のエネルギー原単位は 44.4%を占める。更に業務他部門のエネルギー源別消費原単位については、電力の割合が年々増加しており、1965 年の 16.4%から、2014 年では 50.7%となった。

よって業務部門の冷暖房消費電力量を低減させる事は、日本全体のエネルギー消費量低減への寄与が大きいと考えられる³⁾。

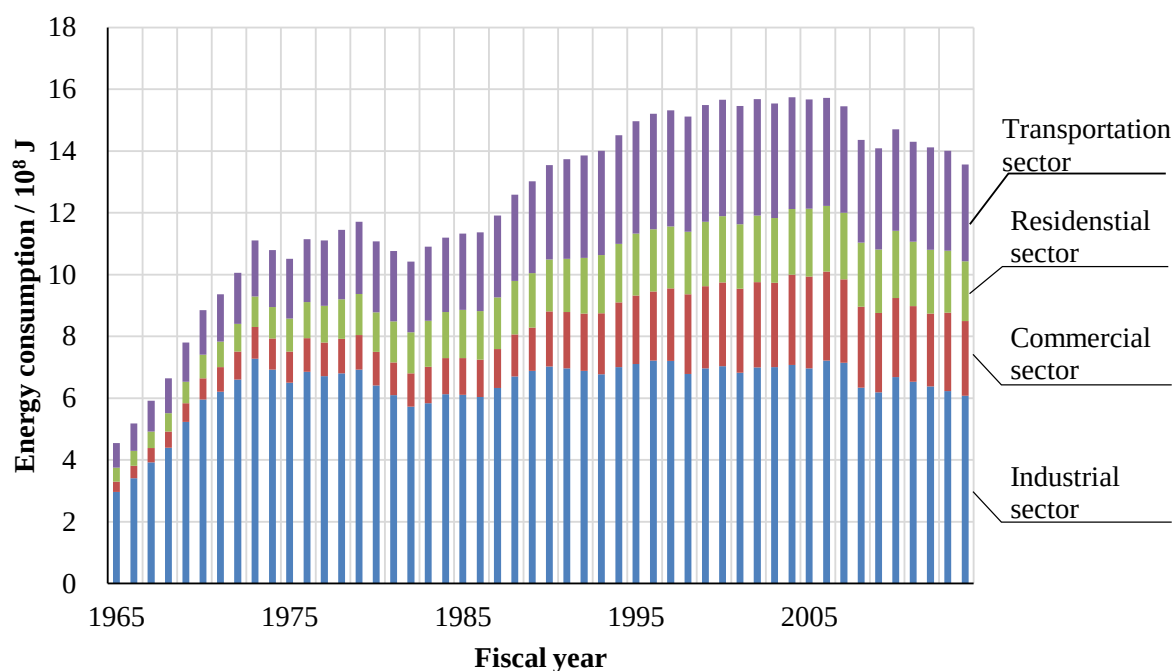


Fig. 1.2 Energy consumption of each sector²⁾

1.2 業務用空調機の種類とその変遷

次に店舗やオフィスビル用等，業務他部門に多く設置されるパッケージエアコンについて説明する．パッケージエアコンとは，業務用に用いている空調機の総称で，元々熱交換器や圧縮機等がユニット内ではなくそれぞれに設置されていたものを，一つのユニットにパッケージ化したため，パッケージエアコンと言う呼

称となった．パッケージエアコンは用途により，店舗・オフィス用，ビル用，設備用等と呼び分けている．パッケージエアコンが普及する前は，チラーと呼ばれる中央熱源方式の空調機が主流であった．これは負荷側の水配管やポンプが必要であり，イニシャル，ランニングコストが大きかった．

しかし二度に渡るオイルショックを受け，省エネルギー法が制定される等，機器の効率化が求められる様になり，主に中小規模の建物を対象として，パッケージエアコンが導入され始めた．この中で，一つの冷媒系統の中で，複数の室内機を接続し，個別運転出来るものが1980年代に開発され，ビル用マルチエアコンと呼ばれる様になった．それに対し，一つの冷媒系統に室内機が一台或いは複数接続されているが，複数の場合でも同時運転するものを店舗用エアコンと呼ぶ場合が多い．主に工場向けの生産ラ



Fig. 1.3 Early type packaged air conditioner



Indoor unit



Packaged air conditioner for shops and offices (Single-split)



Packaged air conditioner for buildings (Multi-split, VRF)



Packaged air conditioner for facilities & factories

Fig. 1.4 Packaged air conditioners

インの対人空調に用いるものや、粉塵発生が多い作業所、情報通信用データセンター、クリーンルームに用いられる場合の空調機は、設備用エアコンと呼ばれる。

本論文では、ビル用マルチエアコンを含むパッケージエアコンを対象とする。これらは従来の中央熱源方式に対して、個別分散方式と呼ばれる。

1.3 業務用建物に用いられるパッケージエアコン

業務用建物に用いられるパッケージエアコンは、レストランの様な店舗等には店舗用エアコン、会議室や執務室等、多くの室を有する建物にはビル用マルチエアコンが設置される事が多い。ここでは容量が大きく種類が多いビル用マルチエアコンについて主に説明する。

前述した通り、ビル用マルチエアコンは一つの冷媒系統に対して複数の室内機が接続され個別分散運転が出来る空調システムである。室外機も一つの場合と複数の場合がある。個別運転の中でも、室内機の運転モードが冷房と暖房で混在出来るものを冷暖同時型(或いはヒートリカバリータイプ)、運転モードが冷暖房どちらか一方で運転されるものを冷暖切換型(或いはヒートポンプタイプ)と呼ぶ。また、普及して 30 年以上経つ事から、既設置のビル用マルチエアコンの配管をそのまま用いる事が出来る更新型(或いはリニューアルタイプ)がある。これは冷媒及び冷凍機油が更新前後で異なる場合でも施工と運転が出来る様に、配管内冷凍機油の回収を行い、既設配管の耐圧に応じて運転時の高圧圧力を制限する様に設計されている。室外熱交換器の種類としては空冷と水冷があるが、空冷の需要が多いので空冷だけのメーカーもある。

空調機容量は、店舗用エアコンは殆どのメーカーで 1.5 馬力(冷房定格能力 3.6kW)から用意されており、大型のもので 12 馬力(冷房定格能力 30.0kW)がある。またビル用マルチエアコンは、日本市場向けで 5 馬力(冷房定格能力 14.0kW)から 54 馬力(冷房定格能力 150kW)が用意されている。海外の市場では、メーカーによっては 88 馬力(冷房定格能力 246kW)のものが用意されている。

またビル用マルチエアコンの室内外機の接続施工仕様として、室外機から最も遠い室内機までの配管長は、冷媒の種類によって異なるものの R410A を使用したもので 165m まで接続可能であり、総配管長で 1000m、室内外機間の高低差は室外機が上の場合、国内仕様で 90m、海外仕様では 110m まで施工可能のものがある。従って中小規模だけでなく大規模な業務用建物に対しても施工対応が出来る。ここで Fig. 1.5 に、ビル用マルチエアコンの出荷実績台数を示す。2009 年にリーマンショックにより落ち込ん

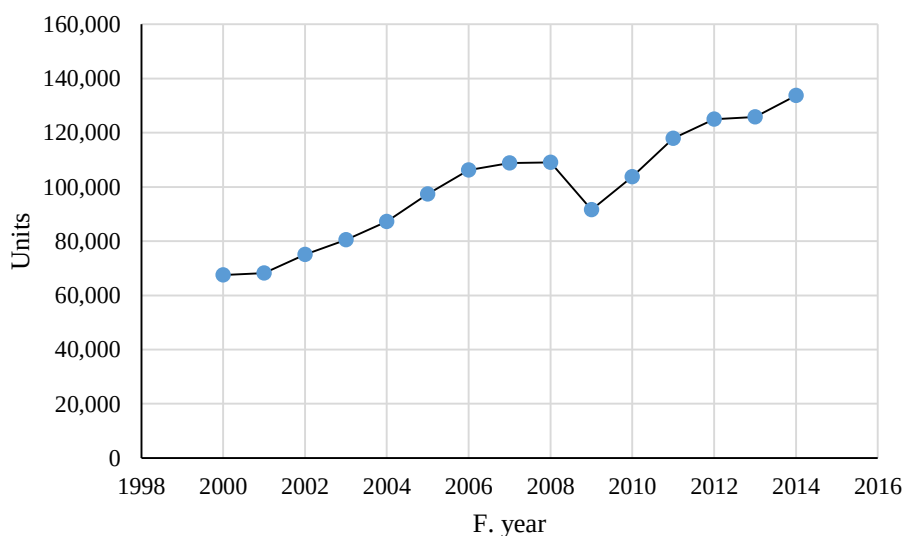


Fig. 1.5 Shipment of Multi-split (VRF) system

でいるが，基本的に増加基調である．

1.4 パッケージエアコンの優位性

前節に示した通り，パッケージエアコン，特にビル用マルチエアコンの伸張は著しく，普及に至った要因について分析する．経済性，利便性，空気質に大別してその観点より検討する．

経済性としては，中央熱源方式に比べて水搬送系統が不要であるため安価に施工出来る．中央熱源方式の水搬送系統は，冷水，温水系統や，一次，二次ポンプの設置，ポンプの種類や制御方式を含めて検討及び設置が必要であり，更にはポンプ室等のスペース確保が必要となるため，イニシャルコストが掛かる．それに対して個別分散方式では冷媒系統によるゾーニングの検討が必要であるものの，熱負荷に基づく室内外機の選定と設置，それらに接続する冷媒配管作業と電気系統作業だけで済むのでイニシャルコストは少なくて済む．

次にランニングコストであるが，空調を行う期間は部分負荷運転が殆どであり，また常に全フロア，全室利用を行う場合は少ないため，個別分散運転の方がランニングコストは小さいと予想される．使用実態によって大きく異なるので一概に論ずる事は出来ないが，個別分散方式が中央熱源方式の半分と言う試算もある⁴⁾．よって経済性から見た場合，個別分散方式の方が優位であると予想出来る．

利便性については，先に述べた様に中央熱源方式と比べて施工の簡易さや，ポンプ

等が不要なのでスペースに自由度がある事、また小型室内機を多く配置する事で後々部屋がパーティションに区切られた場合でも対応可能である等、幾つかの優位点がある。またシステムが故障でダウンした際の損害は一つの冷媒系統だけで済み、全空調システムがダウンする事が無い。更には室外機がモジュール方式を採用している場合は故障した室外機だけを停止する事で、その冷媒系統の応急運転も可能である。

次に空気質について述べる。個別分散方式は、大部屋において室内機の位置を千鳥配置等に工夫する事で室内温度ムラを防ぐ事が出来ると言う利点はあるものの、逆に分散配置されるため汚染に対する維持管理が面倒と言う側面がある。また湿度に関しては加湿がしにくいとか、部分負荷運転時の潜熱処理が弱い等の問題点がある。その他、天井カセット型室内機の場合は暖房運転時に足元が寒い、除霜運転が不快等の快適性に関する弱点もある。

以上の通り、優位な点と不利な点が混在するが、イニシャルコスト等の経済性と、施工の簡易さ等の利便性に優るために広く普及してきたと考える。

1.5 業務用建物の空調におけるパッケージエアコンが果たす役割

前節で示した通り、二次エネルギー消費として事務所・ビルが最大シェアを占めている事、冷暖房や給湯の割合が 44%と多い事、またエネルギー源別消費原単位としては電力が 51%と多くなっている事、更にはパッケージエアコンが年々伸張している事と電気駆動の蒸気圧縮式が全パッケージエアコン出荷台数の 95%以上を占めている事⁵⁾も踏まえると、現在実際に多く使われている店舗用エアコン、ビル用マルチエアコンに関して高効率化を行えば、日本全体の消費エネルギーを低減する事が期待出来る。

1.6 冷媒の現状と今後の課題

本章では、気候変動、日本のエネルギー消費量と自給率を背景に、エネルギー消費が多い冷暖房用途に焦点を当ててパッケージエアコンについて述べてきたが、現在の空調システムには冷媒に関する問題がある。以前は、冷媒としてハイドロクロロフルオロカーボン(HCFC)が使用されていた。しかし 1987 年に採択された「オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書」は、ウィーン条約に基づきオゾン層を破壊する恐れのある物質を特定し、生産や消費を規定しているもので、その中の塩素成分がオゾン層を破壊するものとしてオゾン破壊物質として特定された。これにより、

HCFC は順次全廃となるスケジュールとなっており、代わって塩素成分を持たないハイドロフルオロカーボン(HFC)に変更されてきた。

ところが HFC は、地球温暖化係数(GWP)が数百から数万と大きく、温室効果ガスを抑制する京都議定書の対象となった。温室効果ガスの代表として CO₂ を基準にしたトン数で見ると、全世界での CO₂ 排出量が約 222 億トンである内の、冷凍空調設備機器からのフロン冷媒排出量は CO₂ 換算で約 20 億トンであり、総排出量の約 8% に相当する⁶⁾。また日本においては、2010 年のデータで総排出量は CO₂ 換算で 12 億 5900 万トンであるところ、HFC 冷媒の排出量は CO₂ 換算で 1830 万トンであり、約 1.5%を占めている。これは気候変動抑制と言う意味からは軽視出来ない。

HFC 冷媒の GWP は、パッケージエアコンで最も用いられている R410A で 1920 であり、冷凍機で用いられている R404A は 3940 である。また近年ルームエアコンや店舗用エアコンに多く用いられている R32 は 677 である⁷⁾。しかし、体積当たりの能力値(kJ/cm³)を保持しながら GWP 値が小さい冷媒は、米国暖房冷凍空調学会(ASHRAE)規格では A2L に分類される微燃性を有する性質であり、使用時に安全性の問題が生じる。例えば R32 は A2L の微燃性冷媒であり、ルームエアコンや店舗用エアコンの様な封入冷媒量が少量の場合は漏洩が発生しても室内で拡散されて着火濃度にまで到達しないため、燃焼に至る確率が非常に小さくなる⁸⁾。よってこれらの製品に使用する事は安全と見なされるが、ビル用マルチエアコンの様に最大 50kg 以上封入するシステムでは一つの室内に漏洩する場合は考えられるため、安全を確保するために漏洩検知装置、及び換気装置か冷媒遮断弁を設ける必要がある。更に微燃性冷媒の取り扱いが法的に整備されていなかった事、また上記の安全方針が必要であるため、現在、高圧ガス保安法施行令や一般高圧ガス保安規則、冷凍保安規則等、政令や規則の整備がなされているところである。

参考文献

- 1)経済産業省 エネルギー基本計画(第四次)(平成 26 年 4 月)
<http://www.meti.go.jp/press/2014/04/20140411001/20140411001-1.pdf> (Jan. 2017)
- 2)経済産業省 資源エネルギー庁 エネルギー白書 2016 年
http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2016pdf/whitepaper2016pdf_2_1.pdf (Jan. 2017)
- 3)経済産業省 資源エネルギー庁 日本のエネルギー
http://www.enecho.meti.go.jp/about/pamphlet/pdf/energy_in_japan2016.pdf (Jan. 2017)
- 4) <http://www.hues.kyushu-u.ac.jp/education/student/pdf/2004/2HE03127Y.pdf> (Jan. 2017)
- 5)<http://www.jraia.or.jp/statistic/> (Nov. 2016)
- 6)公益社団法人 日本冷凍空調学会 冷媒による温暖化影響抑制に向けた世界に先駆ける冷媒管理手法の確立
http://www.jsrae.or.jp/info/Proposal%20for%20refrigerants%20management_201304.pdf (Jan. 2017)
- 7) <http://www.jsrae.or.jp/annai/yougo/246.html> (Jan. 2017)
- 8)公益社団法人 日本冷凍空調学会 微燃性冷媒リスク評価研究会 最終報告書
http://www.jsrae.or.jp/committee/binensei/final_report_2016_jp.pdf (Jan. 2017)

第2章 業務用建物空調におけるパッケージエアコンの課題と研究の目的

2.1 パッケージエアコンの技術的進展

前章で述べた通り、パッケージエアコンの高効率化による日本でのエネルギー消費量の削減が期待されるが、これまでも技術進展による高効率化は図られてきた。ここで Fig. 2.1 に、今までの主な技術進展を示す。

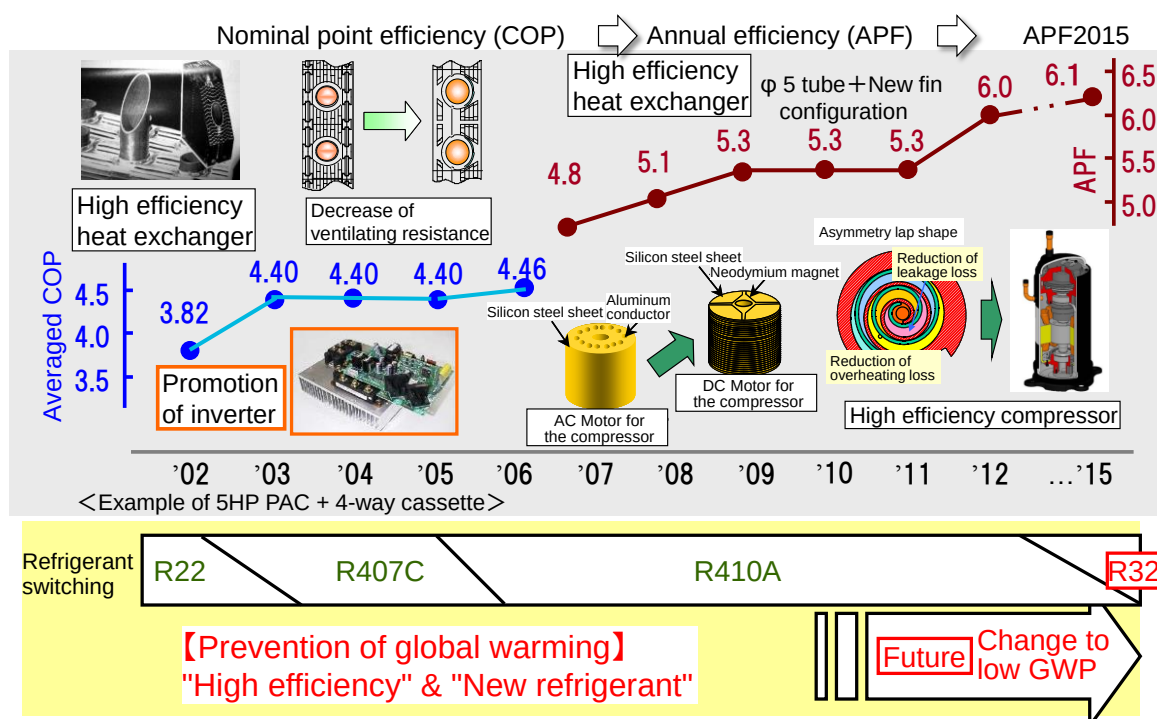


Fig. 2.1 Technology development for packaged air conditioner

要素として、圧縮機の駆動モータには以前は AC モータが用いられてきたが、スリップ等による効率低下を改善するため、近年では DC モータが用いられている。更に、希土類磁石材料がモータの小型化や性能向上に大きく貢献した。従来は回転子にフェライト磁石が用いられてきたが、近年ではアルニコ磁石、サマリウムコバルト磁石等を経て、ネオジム磁石が用いられている。また固定子は分布巻であったがネオジム磁石の適用に当たり集中巻とし、高効率化を図ると共に電磁界解析技術によりコイルエンドも小型化された¹⁾。

圧縮機機構部も、小型のルームエアコンではロータリ圧縮機が使用されていたが、パッケージエアコンでは当初レシプロ圧縮機が使用されていた。しかしレシプロ型は部品点数が多くスペースも必要であるため、1980年にスクロール圧縮機が開発された。そのスクロール圧縮機のスクロールラップを形成する曲線としては、インボリュート曲線が使用されていた。しかし、近年は性能向上のため、固定スクロールと旋回スクロールの巻き終わり角が異なる非対称ラップが採用され、より脈動が少ない流れとなり圧縮機として高効率化されている²⁾。またスクロール圧縮機は機構上、圧縮過程の途中にインジェクション機構を設ける事が容易であるため、効率向上や低温用途の圧縮機温度上昇防止のために、二相状態の冷媒をインジェクションして使用するものも開発されている。更に、近年軸受けには、低速回転条件による低摩擦化による効率向上、耐摩耗性向上のためダイヤモンドライクカーボン(DLC)皮膜等が検討されている。

圧縮機の容量制御であるモータドライブ制御は、当初は電力変換器としてサイリスタを用いていたが、PWMインバータが搭載され、制御アルゴリズムもシーケンス制御からベクトル制御に代わってきた。近年では、位置センサ、電流センサを使わないセンサレスベクトル制御が開発されている¹⁾。これらのモータドライブ技術は、圧縮機だけでなくファンモータにも一部採用されている。

また要素として重要なものに熱交換器がある³⁴⁾。種々ある熱交換器の内、クロスフィンチューブと呼ばれる空冷式のものが主流である。従来はフィン形状の適正化の一つとして、フィンルーバを多くして空気側の熱伝達率を高くしていたが、通風抵抗が高くなりファンモータを駆動するための動力が大きくなるため、近年ではバランスを取った設計としている。またフィンルーバの形状によって、暖房運転時の霜の付き方や除霜時の解け方が異なるので、近年では、やや暖房重視の店舗用エアコンではフィンルーバが少ない形状を、冷房重視のビル用マルチエアコンではフィンルーバが多い形状が採用される事が多い。伝熱管については、銅材を用いたものが多く、冷媒側に溝形状を付ける事で熱伝達率を高くしている。但し冷媒が流れる際の圧力損失が大きくなるので、熱伝達率と圧力損失のバランスを取った設計がされている。また管の径を変える事により、管と管のピッチを小さくしてフィン効率を高く出来る事や、死水域と呼ばれる管後流に伝熱が低くなる領域が小さくなる事から、小さな径の管が採用される傾向にある。熱交換器内の冷媒の流れは分配器を用いて複数の流路として設計される。この流路数は蒸発器として用いる際には多い方が圧力損失が少なくなるた

め高性能となり、凝縮器として用いる際には少ない方が高性能であるため、冷暖房でバランスの取れた設計にしている。

更には、近年はマイクロチャネル型と呼ばれる扁平多穴管が採用される機種もあり、この管材はアルミニウムである。多穴管にする事で管内の熱伝達率を上げると共に、扁平型にする事で死水域や通風抵抗を小さくし、単位前面面積当たりの性能向上を図っている。

2.2 パッケージエアコンの制御概要

次に、前述した要素を接続し冷凍サイクルを形成した、システムとしての冷凍サイクル制御について述べる。パッケージエアコンは、特にビル用マルチエアコンでは冷媒配管が長いために封入冷媒量が多く、起動時や室内機の発停、除霜等の冷媒の流れが急変する際には、圧縮機に吸入される冷媒の液成分が多くなり、液圧縮等、圧縮機の信頼性を低下させる事態が発生する。そのためにアキュムレータ(気液分離器)が圧縮機上流に接続されているが、多量の液冷媒がアキュムレータに戻ってくると吸入冷媒の乾き度が低くなり、冷凍機油の粘度を低下させ圧縮機軸受けを損傷させるため、冷凍サイクル制御は圧縮機保護の観点より安定した冷凍サイクル運転をする事を最優先している。また室内機が複数に接続され容量も異なる事から、室内機的能力制御を細やかにする事が重要である。

前述した通り、圧縮機の制御は信頼性確保が必要な上に、Fig. 2.2 に示す通り冷房定格運転時には動力の 90%近くを占めるので省エネルギーの観点から非常に重要になる。制御アルゴリズムは各社、機種によっても異なるが冷房運転の例で基本的な動きを説明する。

先ず冷熱を安定的に供給するという考え方により、室内熱交換器の液冷媒温度を一定にする様に圧縮機回転数が制御される。但し実際の室内熱交換器の液冷媒温度は、各室内機膨張弁の開度により異なるので、平均して用いたり、或いは代用として低圧圧力の値から推定した値を用いる。これは基本的に一定の冷熱を供給するという考え方である。部分負荷時には、後述の通り室内膨張弁が絞られるので室内熱交換器温度が低下し、それを一定値に戻すため圧縮機回転数は低下する動作となる。

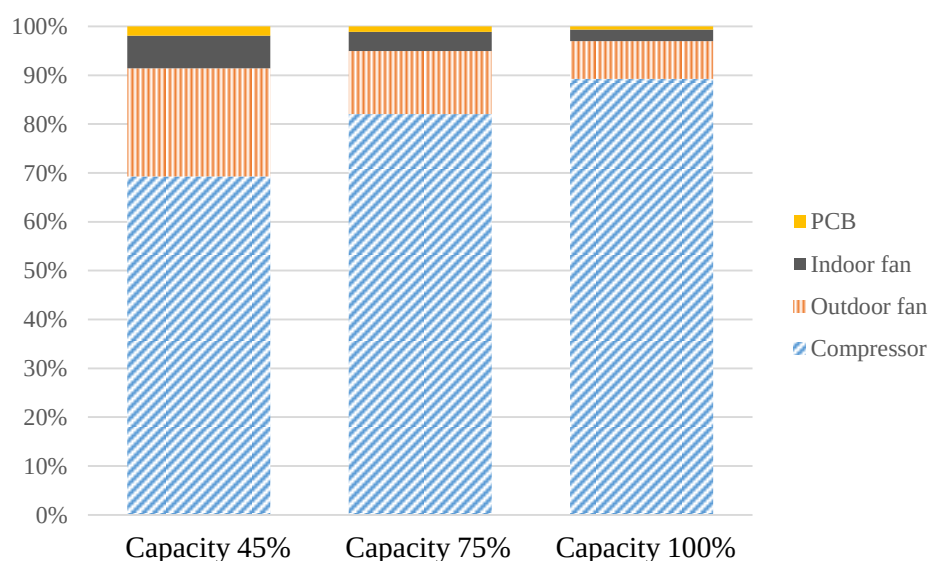


Fig. 2.2 Rate of the electric power of each component at cooling operation

これに対し、冷媒温度と言う二次指標を目標値とするのではなく、一次指標である空気温度を直接検知して、その値を元にして圧縮機回転数を決定する手法がある。この場合は、どの室の温度を指標にするのか処理方法が幾つか考えられるが、室温と設定温度との差異が最も大きい室を指標にする方式や、各室の室温と設定温度との差異の平均値を指標にする方式がある。この手法は冷凍サイクルの状態ではなく負荷側、つまり室温の状態を見ているが、一般的に室温の時定数は大きいので冷凍サイクルとしての安定性もほぼ維持出来る。

その他、ビル用マルチエアコンでは室内機が複数あり各室によって求められる冷房能力が異なるため、室内機間の冷房能力バランスが必要である。実際の要求冷房負荷そのものは不明であるため、室温と設定温度の差を用いる。室内熱交換器にはガス側にも温度センサが設けられているため、液冷媒温度とガス冷媒温度の差異により、どの程度の冷媒が供給されているかが分かるので、液冷媒温度とガス冷媒温度の差異、室温と設定温度の差異を用いて室内膨張弁開度を制御する。つまり室温が設定温度の差異が大きい室内機の膨張弁開度を大きくし、室温と設定温度の差異が小さい室内機の膨張弁開度を小さく制御する。

また圧縮機の吐出や吸入温度は、吸入される冷媒の乾き度を示しており、信頼性に関わる重要な値であるだけでなく、温度により圧縮機効率も異なるので、適正な値に管理する必要がある。そこで圧縮機の温度を調整するために、凝縮器出口からアキュムレータにバイパスさせるバイパス膨張弁が付いている機種がある。バイパス膨張弁

を用いると、圧縮機温度を制御出来るので、冷凍サイクル効率が高かつ圧縮機の信頼性を確保する温度に制御される。しかしバイパス膨張弁が搭載されていない機種は、各室内機の膨張弁開度によりアキュムレータに流入する冷媒の乾き度を決めてしまうので、室内機膨張弁開度により圧縮機の温度が決まってしまう。よって、バイパス膨張弁が付いていない機種では、室内機膨張弁開度は、単純に室内機の液冷媒温度とガス冷媒温度との差異、室温と設定温度の差異だけで決めずに、その値を参照して、最終的に圧縮機温度が適正な値になる様に按分して決められる。

室外膨張弁は、冷房運転時には基本的には全開で固定するが、室外機が上に設置され、室内機が下に設置される場合、ヘッド差により下側の液冷媒圧力が高くなり配管耐圧を超える場合があるので、高低差に応じて適正な圧力となる様に室外膨張弁開度を制御する。

その他、室外機の操作器としては室外ファンがある。冷房運転時には室外温度により冷凍サイクルの高圧圧力が変わるので、圧力が適正值になる様に室外ファン回転数を制御する。圧力が低い程圧縮動力が小さくなるので、基本的に消費電力の観点だけでは高圧圧力は低い方が良い。しかし圧縮機自体の運転圧力範囲が制限されている事、また室外機が下に設置されており、室内機が上に設置されている場合には冷媒が搬送されるための圧力を確保しなければならないので、搬送に必要な圧力となる様に制御される。室外機と室内機の高低差設置情報は、室外機の制御基板に搭載されている設定器により設定される。

2.3 パッケージエアコンの課題

以上の基本動作で制御されるパッケージエアコンは、システムとしての経済性は前章に述べた通りポテンシャルが高いものの、快適性や省エネルギー運転の観点からはまだ課題が残る。

快適性の課題は、前章でも触れた通り基本的に温度制御だけを行い湿度制御が出来ないところである。例えば冷房運転において、室内熱交換器に吸込まれた室内空気は冷やされて顕熱処理される。その際に露点にまで温度が低下して潜熱も処理されるが、顕熱量に対する潜熱量の比は、熱交換器容量に対する冷媒流量と室内ファン風量で決まってしまうため、独立して制御する事が出来ない。更に部分負荷運転時には、圧縮機回転数が低下し室内機の熱交換器温度が上昇するので、吸込み空気の露点に達しない場合は顕熱比が1となり、潜熱処理はされなくなる。また室内熱交換器の液冷

媒温度を一定にする制御方式でも、部分負荷運転時には冷媒ガス温度が高くなる様に室内膨張弁制御を絞るので、やはり潜熱処理は低くなり顕熱比が高くなる。室内機に加湿器を備える機種もあるが、基本的には再熱処理を行わないパッケージエアコンは、湿度制御が出来ない或いは不十分と言う課題がある。

また省エネルギー運転の課題として、ルームエアコンよりも規模が大きく冷媒量を多く使用するためシステムの信頼性、特に圧縮機の信頼性が重要視されている。よって冷凍サイクル制御の安定性と応答性のバランスについては考慮されているが、負荷側、つまり室温の制御に関しては、早く冷やして欲しい、暖めて欲しいと言う顧客の声もあり、安定性と応答性のバランスは余り考慮されていない。よって前述した制御の通り、負荷側つまり空気側には一定量の冷熱・温熱を安定して供給すれば良いと言う考え方があるため、空気側に過剰な冷熱・温熱が供給され、圧縮機が最低回転数に低下する前に室内機がサーモ OFF する事が多い。従って、省エネルギーの観点からは空気側への配慮が不足している。

しかも、空調機容量の選定時に実際の負荷とのアンマッチが大きい。これは、容量選定の基準である建築設備設計基準に元々安全係数が入っている事に加えて、設備設計時には、不測の事態に備えて余裕を見込んで設計をするからである⁵⁾⁶⁾⁷⁾⁸⁾⁹⁾。これはパッケージエアコンの選定時に建物のテナント業種が決まっておらず、安全を期して大きい負荷を仮定する場合も含まれる。例えば大学施設の例では、年間で最大負荷でも各棟 60%以下であり、年間平均では約 15%になっている事例がある。また中央熱源式であるが、冷房能力の 50%以下での運転が時間にして 63%もある事例があり⁷⁾、サーモ ON/OFF の発生頻度が非常に多い事が分かる。

パッケージエアコンとは別に、現在、中央熱源方式用に様々な省エネルギー制御が開発されている。例えば天気予報に基づき 1 時間毎の空調負荷計算結果を、ファンコイルユニットやエアハンドリングユニットの運用に反映させる数理計画型モデル予測制御を用いて VAV 制御を改善する手法や¹⁰⁾、ファンコイルユニット等の空調機や VAV が制御する室温制御単位を、単純な温度を指標にするのではなく、温度に加えて湿度、放射温度、活動量、着衣量、気流速度からなる快適指標 PMV を求めてそれを目標値にし、制御則はニューラルネットワークを用いている手法¹¹⁾、またナイトパージ制御や外気取り入れ制御、熱源の運用として熱源台数制御や最適起動制御を取り入れた制御に PMV を指標にした冷水弁制御¹²⁾、その他熱負荷予測が誤差を持った際に、予測誤差を考慮してロバストな最適化手法を取り入れたものもある¹³⁾。

しかしここでは熱源が常に安定している中央熱源方式が前提で、安定供給された冷温熱をどの様に空気側へ伝え、省エネルギーと快適性を両立させるかと言う事が議論されており、中央熱源方式に用いられているブライン水の熱容量が大きく、安定性に優れている事が基本になっている。これは中央熱源方式の良い面でもあり、一方、余分な熱容量を持つ要素でシステムが構成されているために逆に空調システム全体として効率が悪化している側面でもある。

それに対し、パッケージエアコンは室内機に直接冷凍サイクルの冷媒が流入するので、効率が高い反面、応答性が高く安定性に欠ける。この様に空調場に直接冷媒が流入する方式を直膨式と言う。この語句に対応して、ブライン水を用いる方式は近年、間膨式と呼ばれる事がある¹⁴⁾¹⁵⁾。この分類法だとパッケージエアコンは直膨式の個別分散方式であり、チラーは間膨式の中央熱源方式となる。パッケージエアコンは直膨式であるために、室内機側の風量や膨張弁開度は、冷凍サイクルに大きな影響を及ぼし、機器制御として一括管理されなければならない。よって前述した様な独立した冷水弁制御や VAV 制御をパッケージエアコンの冷凍サイクルに直接適用する事は出来ず、その意味ではパッケージエアコンの空調場の観点からの制御はまだ十分に検討されていない。

新しい研究では、NEDO による次世代型ヒートポンプ研究開発「ビル用マルチエアコンの革新的省エネ制御の研究開発」において、空調場の特性をモデルを用いて予測し、その値に応じて室内熱交換器の液冷媒温度や凝縮温度の目標温度を変更する事に用いている¹⁶⁾。従ってこの研究では間接的に空調場特性を考慮している。

以上の様な状況の下、エネルギー使用の合理化に関する法律(省エネ法)では、産業、業務・家庭、運輸の各部門について効率向上を求めており、住宅・建築物については 2017 年から規制措置が施行となる¹⁷⁾。規制措置は非住宅 2000m² 以上のものは新築時に建築物のエネルギー消費性能基準への適合義務・適合性判断義務が必要となり、建築物 300m² 以上のものは、新築・増改築に係る計画の所管行政庁への届出義務が必要となる。つまり、一定規模以上の建築物の新築・増改築が対象となり、省エネ基準に適合する必要がある。ここで省エネ基準とは、非住宅では一次エネルギー消費量の設計値が基準値よりも小さい事が必要である。

これらの点を踏まえ、パッケージエアコンの課題を省エネルギー運転の観点から再度述べる。

現在のパッケージエアコンはインバータ駆動圧縮機によって冷暖房能力制御を行う。冷暖房能力を横軸に、冷暖房能力を消費電力で割った効率つまり COP を縦軸に表したものを Fig. 2.3 に示す。以後、パッケージエアコンの能力とは、冷暖房能力の事を表す事とする。能力が定格の 100% から減少していくと Fig. 2.3 に示す通り効率が上昇し、能力 50% 付近で最高効率を示す場合が多い。更に能力が減少すると効率が急激に低下する。これは搭載している圧縮機の特徴が、能力 50% 付近で高効率になる様に設計している事に加え、最低能力付近では、起動と停止(発停)を繰り返して能力を調整するためである。一度停止したパッケージエアコンは、次に起動して冷凍サイクルが安定するまでは圧縮機や熱交換器等の各要素での効率が悪化する。しかも前述の通り、実際の空調現場での運転では元々空調機が持っている圧縮機制御係数のアンマッチ、更には空調負荷に対して空調機の容量選定が過剰である事が多いため、能力を過剰に出力して圧縮機の最低回転数に低下する前に停止してしまう。結果的に発停による断続領域が広がっており、本来ハードウェアが持っている最小能力まで絞れずに特性を十分活かしていない。冷房において設定温度を下げた方が省エネルギーになると言う見込みも報告されている程である⁹⁾。

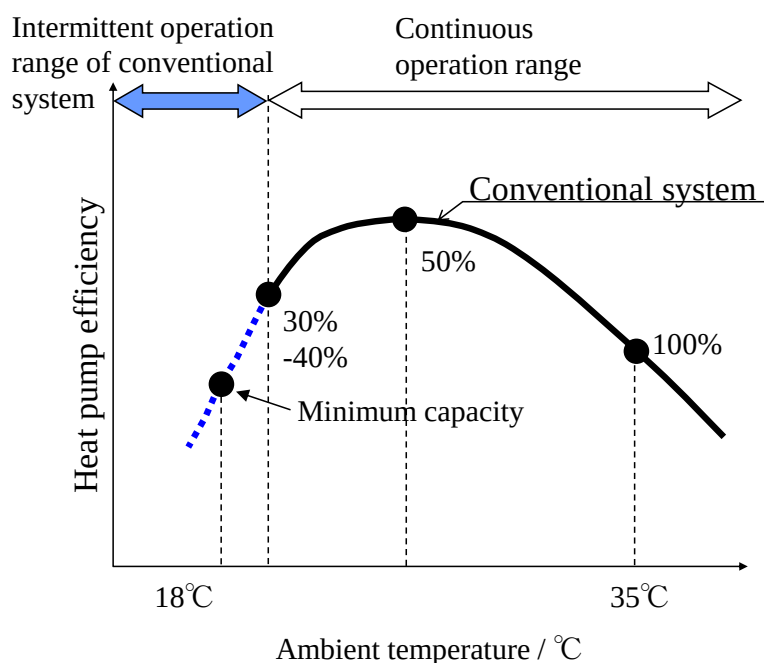


Fig. 2.3 Heat pump efficiency vs. ambient temperature

一方、空調負荷の主な要因となる外気温度の出現頻度は JIS B8616 附属書 1 付表 3 「事務所における地域ごとの冷房期間及び発生時間」の東京地域¹⁸⁾を例に見ると Fig. 2.4 にも示す通り、低外気温度すなわち低負荷領域が多い。

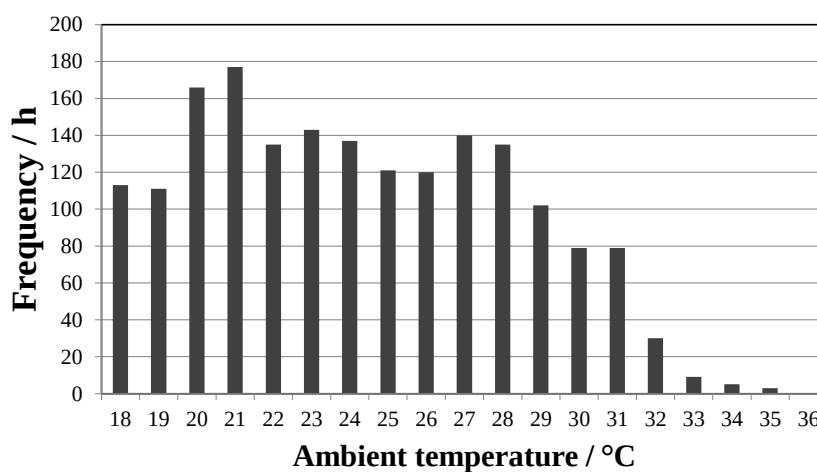


Fig. 2.4 Appearance frequency

その他の問題点として、業務用建物では終日運転は少なく間欠運転を行う事が殆どであるので、建物の蓄熱負荷を処理しなければならない。特に暖房時の場合には、週初めの朝起動時の負荷が大きく、これが更に容量の大きな空調機を必要とする要因にもなっている。

2.4 研究の目的と進め方

以上より、パッケージエアコンには特に省エネルギー運転の課題が残っており、本来空調システムとして効率が高い個別分散方式の直膨式は、年間効率で本来のポテンシャルが十分活かしきれていない。従ってこれらを解決し、パッケージエアコンの年間効率を向上させる事が本研究の目的であり、以下の通りに研究を進める。

年間効率を向上させるための研究の進め方としては、まずは国の方針を参考にして現状システムに対する年間効率向上率の目標値を決定する。

次に通常運転と予冷熱運転の二通りで考える。通常運転だけで無く予冷熱運転を考慮する事で、建物の蓄熱負荷を処理して間欠運転起動時の過大な消費電力量を低減させる。

通常運転の場合は、年間効率向上を達成するための課題が、実際の負荷とパッケージエアコンの効率特性が合致していないところにあるから、特に能力 50%以下での効率向上と、最低能力付近での発停ロスの低減が必要となる。これを要素とシステム制御の両方を組み合わせて改善する。通常運転では要素とシステム制御の両方の手段を対象として具体方策を決定する。

また決定した具体方策の効果を事前に予測出来る様にシミュレータを開発する。これを用いて適用検討した方策による年間効率向上率が目標値になっているかを確認する。

更に具体方策を取り入れた開発システムを実際に試作する。そして温熱環境を模擬出来る環境試験室にて試験を行い、加えて実際に使用している部屋に設営して実使用試験を行い、効率向上を確認する。但し、実使用の場合は試験を行った地域と気候、設営条件に限られてしまうので、地域別や平年の気温における場合や標準的な設営方法ではどうであるか議論出来る様にデータを標準化する。

最後に、予冷熱運転について検討する。ここではシステム制御のみに注目する。特に蓄熱負荷が大きい暖房について注目し、蓄熱負荷をモデル化して最適な予冷熱運転を開発し、シミュレータによってその効果を確認する。

参考文献

- 1) http://www.hitachihyoron.com/jp/pdf/2010/12/2010_12_07.pdf (Jan. 2017)
- 2) Tojo, K., Development of Scroll-type Compressors and Its Transition, *Journal of the Heat Transfer Society of Japan*, 2014, **53**(4), pp. 1-8.
- 3) Miyara, A. and Koyama, S., Survey on Technical Subject of Heat Exchanger for Refrigerating and Air-Conditioning : Report of Heat Exchanger Technology Committee, *Refrigeration*, 2013, **88**(1025), pp. 215-221.
- 4) Shibata, Y., Proc. of 2007 JJSME Conference, Kyoto (2007), pp. 25–32 (in Japanese)
- 5) Inooka, T., Proc. of 2004 the Architectural Institute of Japan Annual Convention, Hokkaido (2004), pp. 203-206. (in Japanese)
- 6) Urayama, S., Akashi, Y., Kang, S., Koshio, M., Kawase, T., Miyata, M., Proc. of 2010 SHASE, Yamaguchi (2010), OS-25, pp. 1783-1786. (in Japanese)
- 7) Matsushita, N., Yoneyama, M., Proc. of the 29th Symposium of Association of Sanitary and Environmental Engineering Research, Kyoto (2007), pp. 183-186. (in Japanese)
- 8) Kawano, M., Yanagihara R., Sakamoto Y., Murayama, H. and Shiochi, S., Proc. of 2010 SHASE, Yamaguchi (2010), B-31, pp. 927-930. (in Japanese)
- 9) <http://www.kyoto-u.ac.jp/ja/profile/environment/saveenergy/shoene8/shoene18.htm#kuutyuu> (Jan. 2017)
- 10) Yoshida, Y., Fujinuma, Y., Study on the improvement of air conditioning system using mathematical principle method control technology, *Journal of Environmental Engineering (Transactions of AIJ)*, 2010, **75**(651), pp. 455-464.
- 11) Kinoshita, T., Comfort Air-conditioning Control for Building Energy Saving, *J SHASE*, 2006, **80**(3), pp. 35-42.
- 12) Yonezawa, K., Wada, Y., Hanada, Y., Nishimura, N., Development and Utilization of Comfort Air-conditioning Control System for Building, *SICE Trans. on Industrial Application*, 2005, **4**(3), pp. 17-24.
- 13) Sumiyoshi, D., Wada, A., Akashi Y., Hayashi, T., Effects on Optimization Results by Thermal Load Prediction Errors and Proposal of Robust Optimization Method, *Journal of Environmental Engineering (Transactions of AIJ)*, 2009, **74**(641), pp. 829-836.
- 14) http://www.meti.go.jp/committee/sankoushin/seizou/kagaku/freon_wg2/pdf/002_01_00.pdf (Jan. 2017)

- 15) https://www.jpo.go.jp/shiryout/pdf/gidou-houkoku/26_8.pdf (Jan. 2017)
- 16) <http://www.nedo.go.jp/content/100552004.pdf> (Jan. 2017)
- 17) <https://www.mlit.go.jp/common/001127790.pdf> (Jan. 2017)
- 18) JIS B8616 Package air conditioners: Japanese Standards Association, (2015). (in Japanese)

第3章 業務用建物空調におけるパッケージエアコンの効率改善

3.1 パッケージエアコンの構成

パッケージエアコンの効率改善について述べる前に、パッケージエアコンの要素構成を Fig. 3.1 に示す。Fig. 3.1 は代表して店舗用エアコンを代表しているが、ビル用マルチエアコンも室内機や室外機が複数に並列接続されるだけで基本的には同じである。

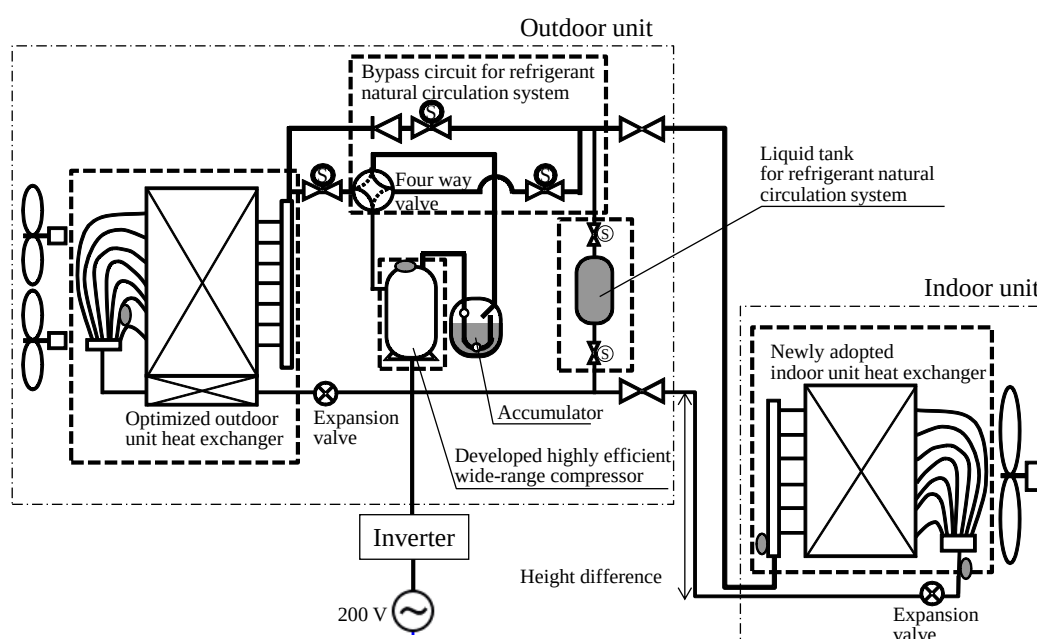


Fig. 3.1 Refrigeration cycle diagram

3.2 現在の効率指標

現在の効率指標としては、JIS 規格がある。家庭用であるルームエアコンと業務用であるパッケージエアコンには、それぞれ JIS C9612「ルームエアコンディショナ」¹⁾、JIS B8616「パッケージエアコンディショナ」²⁾として制定され、その中で年間効率を規定する指標に「通年エネルギー消費効率」APF(Annual Performance Factor)がある。この算出方法は、ルームエアコンもパッケージエアコンもほぼ同等であり、従来の規定では5点、2015年以降は7点の試験を実施して年間効率を測定するというものである。5点から7点に増えた理由は、以前は低負荷時の性能を測定せずに定格と中

間性能から一律的に仮定・算出するものであったが、それでは実態に合わないとの声を受け、実際に測定する様になったためである。試験方法はバラツキを出来るだけ排除し、安定性を重視するため圧縮機の回転数は固定する方法を取っている。JIS B8616でのAPFの算出方法は、APFの値を F_{AP} とすると

$$F_{AP} = \frac{\left\{ \sum_{j=1}^k L_c(t_j) \cdot n_j + \sum_{j=k+1}^m \phi_c(t_j) \cdot n_j \right\} + \left\{ \sum_{j=1}^n L_h(t_j) \cdot n_j \right\}}{\left\{ \sum_{j=1}^m P_c(t_j) \cdot n_j \right\} + \left\{ \sum_{j=1}^n P_h(t_j) \cdot n_j \right\}} \quad (3.1)$$

で求める。ここで分子は冷暖房負荷、分母は冷暖房消費電力であり、分子の $L_c(t_j)$ は外気温度 t_j の時の想定冷房負荷、 n_j は外気温度 t_j の発生時間、 ϕ_c は定格冷房能力を発揮する設定で運転した時の外気温度 t_j における冷房能力で、 j はJIS表中の温度区分、 k は $L_c(t_j) \leq \phi_c(t_j)$ の範囲の最高温度 t_j に対応する温度区分、 m は全冷房範囲の最高温度 t_j に対応する温度区分である。同様に $L_h(t_j)$ は外気温度 t_j の時の想定暖房負荷、 n は全暖房範囲の最高温度 t_j に対応する温度区分である。また分母の $P_c(t_j)$ は外気温度 t_j においてパッケージエアコンが想定負荷に応じた冷房運転で消費する電力、 $P_h(t_j)$ は外気温度 t_j においてパッケージエアコンが想定負荷に応じた暖房運転で消費する電力である。式(3.1)では、負荷と能力が釣り合っており等しい、という考え方をしている。

以上より算出式自体は年間の効率を表す形をしているが、問題は、例えば冷房においては測定点が外気温度 $t_j=35^\circ\text{C}$ 、 29°C の二点であるにも拘わらず、実態は前章で述べた通り、もっと低い外気温度の時も運転されている事である。従って、APFでは 29°C から 35°C に掛けて精度の高い効率が求められるが、実態は 29°C 以下での使用も多く、総合的に誤差の要因を含んでいる事が挙げられる。

3.3 提案効率指標と効率改善目標値、方策

前節の問題点より、年間効率の指標をAPFでは無く、より実態に近いものとして制定する。算出法は式(3.1)と同じとする。但し測定点を外気温度二点に限らず、冷房期間、暖房期間に発生する温度全ての値とする。ここで冷房期間と暖房期間については空調現場によって異なる事から、JIS 8616の事務所、東京地域を引用して4月19日から11月11日が冷房期間、12月3日から3月15日を暖房期間とする。

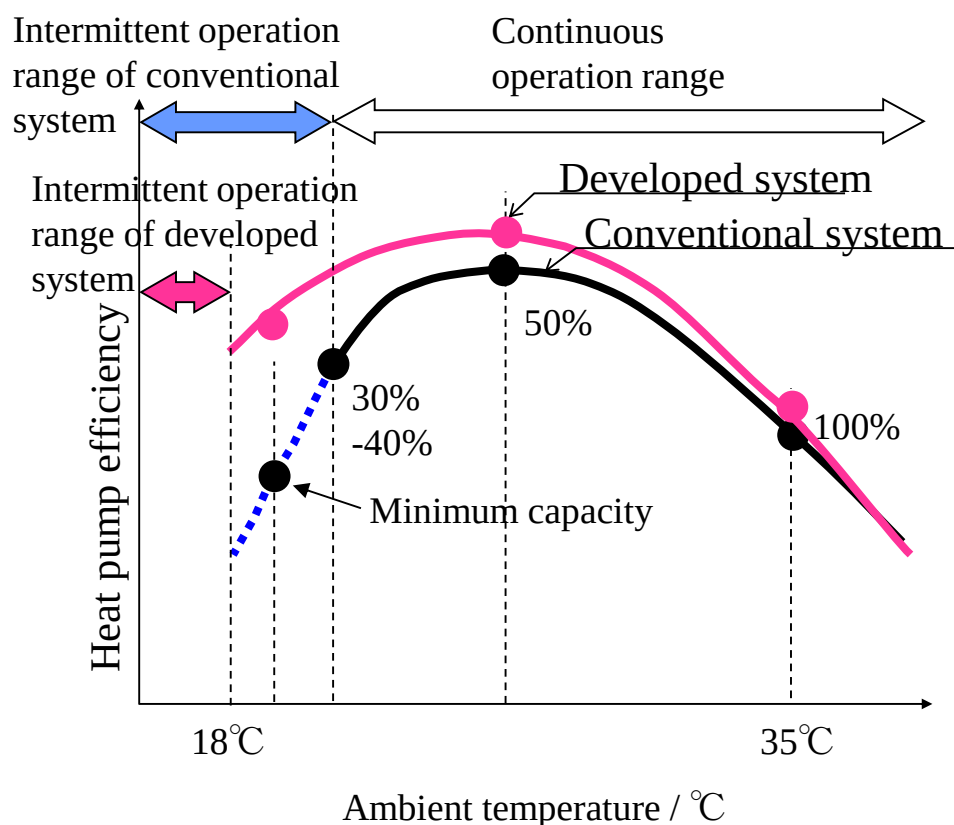


Fig. 3.2 Heat pump efficiency vs. ambient temperature

年間効率向上の目標値としては、国の Cool Earth-エネルギー革新技术計画³⁾に基づき、2030 年における指標である年間効率 1.5 倍とした。現状システムは、研究開始時点で販売量が多いパッケージエアコンを選択する。

次に年間効率を向上させる方策を Table 3.1 に掲げる。前章で説明した通り、通常運転と予冷熱運転に分け、要素とシステム制御に分けてそれぞれ検討する。

通常運転を対象とした要素として、具体的には高効率ワイドレンジ圧縮機を搭載し、高効率熱交換器を開発して Fig. 3.2 における効率を「現状システム」から「開発システム」に引き上げる。

またシステム制御として、蒸気圧縮方式では低負荷時に不要な発停動作を行う場合が多いので、適応制御を用いてこれを解消し、連続運転範囲を広げる事により発停の効率低下を防止する。適応制御とは、空調機が設営された空調場の状況に応じて、機器の制御パラメータを自律的に変化させる制御方式である。

さて低外気温度での運転、低負荷での運転が多い事に対しては、冷媒自然循環方式の採用が効果的⁴⁾である。冷媒自然循環方式とは、室外機と室内機の高低差を利用し

て、室外機にて外気温度で冷媒を凝縮・液化させた後、液冷媒を室内機に搬送し、室内温度で冷媒を蒸発・気化させ、ガス化した冷媒を再び室外機まで搬送させる冷媒搬送動力不要な空調方式である。この方式は、高い COP を発揮する事が出来、種々の方式が考案されている。反面、使用可能な施工条件や温度条件に限られる事、圧縮機を用いる蒸気圧縮方式とは異なり、最大能力が小さい等の特性があり、最適な運用が必要とされる。低負荷時かつ低外気温度時には、この冷媒自然循環を用いる。

次に、予冷熱運転を対象として、時間幅が限られた状況で最適な制御を達成する有限時間最適制御を適用する。加えて時間幅を最短にする最短時間制御についても考察する。纏めると Table 3.1 の通りとなる。

Table 3.1 Study for improvement of annual efficiency of packaged air conditioner

Improvement of annual efficiency		Component	System	
			Vapor compressing system	Natural circulation system
	Normal operation (Improvement of efficiency at low load)	highly efficient wide-range compressor	Adaptive control	Switching control from vapor compressing to natural circulation
		High efficiency heat exchanger		
	Pre-cooling/heating operation	—	Finite-time optimal control	—

3.4 まとめ

パッケージエアコンの年間効率向上 1.5 倍を目指すために、通常制御と予冷熱制御に分けて、それぞれ要素とシステム制御に関して改善する方策を示した。また指標は、現在の効率指標を用いずに、より正確に年間効率を表す提案指標を用いる。

参考文献

- 1) JIS C9612 Room air conditioners: Japanese Standards Association, (2013). (in Japanese)
- 2) JIS B8616 Package air conditioners: Japanese Standards Association, (2015). (in Japanese)
- 3) http://www.enecho.meti.go.jp/category/others/for_energy_technology/pdf/coolearth-hontai.pdf (Jan. 2017)
- 4) Mori, N., Niekawa, J., Sagawa, Y., Kawabata, K., Kamiya, Y. and Kobayashi, T., Proc. of 1996 SHASE, Nagoya (1996), D-26, pp. 733-736. (in Japanese)

第4章 年間効率向上を目指したパッケージエアコンの開発

4.1 要素による性能向上

本章で検討する項目は、開発された高効率ワイドレンジスクロール圧縮機を搭載し、高効率熱交換器を開発し、後に示す自然循環方式を利用するための冷凍サイクルシステム要素を追加する事である。前章の Fig. 3.1 にその構成を示す。Fig. 3.1 の中で点線で囲まれた部分が今回搭載或いは開発した要素と回路である。

4.1.1 高効率・ワイドレンジスクロール圧縮機

このスクロール圧縮機は、シミュレータを用いた最適化計算により基本仕様を決定し、効率評価を行ったものである¹⁾。システムでの運転条件を踏まえて、低速回転での効率低下を抑制するために、開発圧縮機は行程容積が 26 cc であり現状機 36 cc と比べて約 72%と小さく、最大回転数は現状機 100 s^{-1} のところ 140 s^{-1} で運転する事により、現状圧縮機同等の最大能力を得る様に設計されている。また軸系には DLC (Diamond-like carbon, アモルファス硬質膜) 皮膜を処理したすべり軸受の適用等、低速、低圧力比となる低負荷条件での高効率化のための施策が施されている。

また現状圧縮機および開発圧縮機を、試験条件として、低負荷率領域では圧力比を 1.5 に保ち、中間領域では圧力比を 2.0 とし、最も高い負荷率では圧力比を 4.0 と圧縮機回転数を変えて試験した場合は、開発圧縮機は現状圧縮機に対し負荷比率 40%以下の範囲で効率が向上し、ピーク効率も高く負荷比率 10%での圧縮機効率は現状機実測値に対し 1.27 倍に向上したものとなっている。

開発圧縮機の寄与度を調べるため、この負荷比率 10%における各損失を分析すると、開発圧縮機的全損失は現状圧縮機の 50%以下に低減しており、内訳を比較すると、圧縮室への冷媒漏れによる損失、吸入冷媒の過熱による損失の低減割合が大きい。これは開発圧縮機での最適化されたラップ形状の効果によるものと考えられる。また機械損失、モータ損失も開発圧縮機では低減しており、DLC 皮膜処理及びワイドレンジ駆動モータの効果が現れている。開発システムでは、本開発圧縮機を搭載している²⁾。圧縮機的主要仕様を Table 4.1 に示す。

Table 4.1 Specifications of wide range scroll compressor

Refrigerant	R410A	Displacement [cc]	26
Max speed [s^{-1}]	140	Orbiting scroll bearing	Sliding bearing
Motor pole	4	Main bearing	Roller bearing
Motor slot	6	Sub bearing	Ball bearing

4.1.2 室内外熱交換器

冷凍空調学会の過去の調査においても冷凍空調機器については熱交換器の高性能化が重要と報告されている³⁾。本論文の検討では年間効率向上に寄与する様に熱交換器を工夫した。自然循環方式と蒸気圧縮方式を併せ持つシステムとしては、室外熱交換器をそれぞれの特性に合わせたものとして別々に設計し、並設する事も考えられる。しかし据付時の作業性や、製品として実用化した際のコスト及び寸法を考慮すれば共用の方が良い。そこで両方式で使用出来る室外熱交換器を設計した。

室外熱交換器のパス配列を設計するに当たっては、一般的なパッケージエアコンである現状のシステムの場合でも、冷房運転だけでなく暖房運転も考慮する必要がある。加えて開発システムは自然循環方式を採用するため、蒸気圧縮方式と比較して冷媒循環量が少なく、ヘッド差の影響が大きくなるので冷媒分配が不均一になる点を考慮しなければならない。但し自然循環方式の運転は冷房だけに限る。

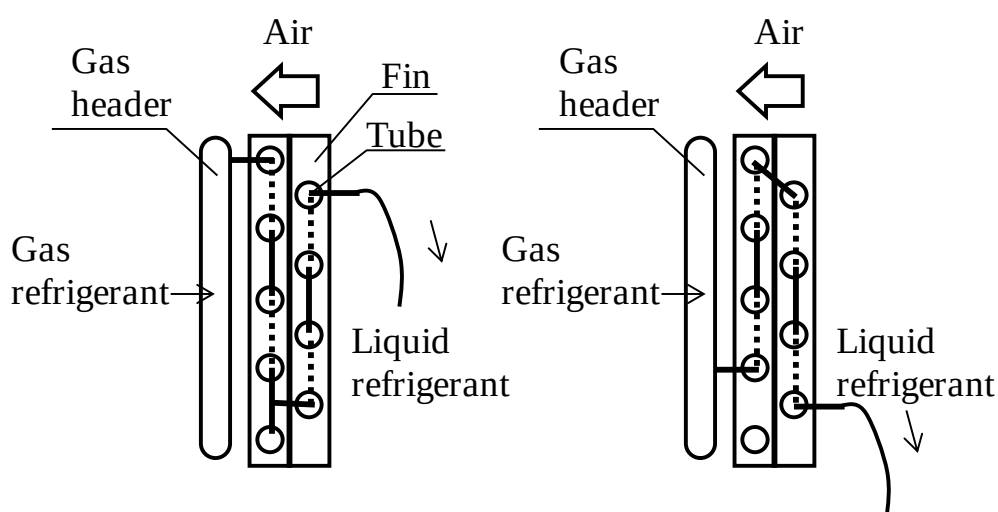


Fig. 4.1 Refrigerant pass diagram of outdoor heat exchanger for both vapor compression and natural circuit cycles

そこで、年間効率の向上を重視し、冷房、暖房の通常運転での最適化に加えて自然循環方式でも有利となるパス配列とした。Fig. 4.1 に示す様に冷房運転時に熱交換器の途中で液化した冷媒が重力により滴下しやすい構成である。Fig. 4.1 は1パス分を示しており、開発システムは室外熱交換器全体で10パスで構成した。

室内熱交換器については、従来の伝熱管外径 $\phi 7$ を細径化した $\phi 5$ とし、伝熱管を細密実装する事で伝熱性能を向上させた⁴⁾。これについては冷房定格能力出力時を基準にしたパス配列とし、熱交換器の曲げ半径を変更する等、工夫して伝熱面積を3%拡大して定格能力を確保した。

4.1.3 冷凍サイクル系統における要素追加配置

冷凍サイクル系統としては、自然循環方式に切替えた場合の冷媒バイパス回路及び閉止弁を追加した。自然循環方式と蒸気圧縮方式では必要冷媒量が異なるため冷媒を貯留するタンクが必要となる。そこで Fig. 3.1 に示す通り液ラインと低压ガスラインを接続し、その中間に液タンクを配置した。液タンクの前後には、電磁弁を設けて冷媒

Table 4.2 Specifications of conventional and developed system

		Conventional		Developed	
		Cooling	Heating	Cooling	Heating
Nominal capacity [kW]		12.5	14.0	12.5	14.0
Nominal power consumption [kW]		4.30	4.13	4.17	4.04
Nominal COP		2.91	3.39	3.00	3.46
Heat transfer area (air side) [m ²]	Outdoor	43.9		60.3	
	Indoor	19.6		20.2	
Refrigerant		R410A		R410A	
Refrigerant Charge [kg]		2.9		7.2 (Pipe length 15m)	
Compressor		Conventional		Developed	
Refrigeration cycle		Vapor compression		Vapor compression/ Natural circulation	
Indoor unit pipe size		$\phi 7$		$\phi 5$	
Unit height [mm]		800		1380	
Unit width [mm]		950		950	
Unit depth [mm]		370		370	

外必要な際には冷媒を循環させ不要な際には回収する様にしている。この電磁弁の開閉は自然循環方式の制御ソフトウェアにより作動を行う。その他の構成は通常の蒸気圧縮方式と同じである。今回開発した仕様を、現状システムと共に Table 4.2 に示す。

4.2 システム制御による性能向上

4.2.1 適応制御器の開発

第 2 章でも述べた通り、現状のパッケージエアコンは部分負荷運転の時間が長く、年間効率の低下を招いており⁵⁾、これは空調機の定格能力の過剰選定と不要な発停動作が主な原因である。定格能力を基準にした空調機の容量選定においては、しばしば一般社団法人公共建築協会発行の建築設備設計基準に準拠した選定ツールを用いられるが、空調対象がビル内の店舗でありテナントがまだ決まっていない等、容量を選定する時点では空調負荷が推定出来ない時もあり、余裕を見て大きい容量を選定する場合がある。その様な場合も含め、連続運転時を 100%、停止時を 0%とした運転率は、夏場においても 80%程度で、負荷率は 20%程度との報告もあり⁶⁾、年間効率を目標値の 1.5 倍とするためには、低負荷時の圧縮機の効率の改善や自然循環方式の適用だけでは十分では無く、運転中の不要な発停動作を抑制する事が不可欠である。

そこで空調機と、据え付ける前には推定出来ない据え付け先の空調場の特性に合わせて、運転時に制御係数をチューニングする適応制御を採用する事とした。これはソフトウェアとして独立した概念であり、ハードウェアとの組合せに影響されないものとして設計する。適応制御の定義は種々あるが、ここでは最適制御と、制御係数を求める際に必要な空調場パラメータを同定する機構を組み合わせる方式を指す事にする。制御器の具体的な構成は、最適制御部とシステム同定部で成り立つ。空調機が稼動している最中に、システム同定部によって時々刻々空調場のパラメータを同定し、得られたパラメータ値を最適制御のフィードバック係数として用いる様に設計する。

4.2.1.1 物理モデル

先ず空調場の室温モデルを

$$C \frac{dT_i(t)}{dt} + K[T_i(t) - T_a(t)] = Q(t) \quad (4.1)$$

とした．ここで t は時刻[s]， T_i は室温[°C]， T_a は外気温度[°C]， Q は空調機能力[kW]， C は部屋の熱容量[kJ/K]， K は部屋の熱通過率[kW/K]である．一般に室温は空間的な広がりを持つ分布定数系であるので偏微分方程式で記述されるが，計測の問題や負荷計算の軽減を考慮して室温を代表点で表し，常微分方程式で表す事とした．基本的に室温は室内機の吸込み温度で代表させる．また部屋の内部負荷は外部からの負荷と切り分けする必要が無いとし省略した．

次に最適制御を求める際の制御規範 J を

$$J = \int_0^{t_F} \{m[T_i(t) - T_s]^2 + nW^2(t)\} dt \quad (4.2)$$

とした． T_s は設定温度， W は空調機の消費電力であり， t_F は制御終端時刻， m ， n は重み係数を表す．Eq. (4.2)の意味するところは，制御偏差 $[T_i(t) - T_s]$ を小さくしたい時，起動時の応答を良くして消費電力 W が大きくなるトレードオフのシステムにおいて，互いの二乗和を最小化する事で，どちらも小さく抑制するという考えを示している．この時，空調機能力 Q と消費電力 W を，圧縮機回転数 r に対する静的な一次式

$$\left. \begin{aligned} Q(t) &= q_A r(t) + q_B \\ W(t) &= w_A r(t) + w_B \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

で近似し，定数 q_A ， q_B ， w_A ， w_B は既知とした．本来，パッケージエアコンの空調機能力は動特性を持ち，かつ安定後の特性も Eq. (4.3)の様な一次式では無く二次式以上で近似される形であるが，今回は最適解を解く上での隘路となる事を避けるため，静特性の一次式とした．Eqs. (4.1)-(4.3)は，標準的な最適制御問題となるため解を持つ．以下に Bellman の動的計画法による解の導出を説明する．

4.2.1.2 動的計画法による最適制御解の導出

先ず Eq. (4.1)と Eq. (4.2)で変数を出来るだけ同じ形に対応させるため，

$$\Delta T(t) = T_i(t) - T_s \quad (4.4)$$

を定義する．Eqs. (4.1)(4.2)に Eqs. (4.3)(4.4)を代入すると

$$\frac{d\Delta T(t)}{dt} = -\frac{K}{C} \Delta T(t) + \frac{1}{C} \{q_A r(t) + q_B\} + \frac{K}{C} \{T_a(t) - T_s\} \quad (4.5)$$

$$J = \int_0^{t_F} \{m\Delta T^2(t) + n[w_A r(t) + w_B]^2\} dt \quad (4.6)$$

となる．次に Eq. (4.6) に対し最小コスト汎関数 V を

$$V(t, \Delta T_t) = \min_{r(s), t \leq s \leq t_F} \left[\int_t^{t_F} \{m\Delta T_s^2 + n[w_A r_s + w_B]^2\} ds \right] \quad (4.7)$$

と定義し，両辺を Δt で割り，更に $\Delta t \rightarrow 0$ の極限操作を行えば，次の Bellman 方程式を得る⁷⁾．

$$\begin{aligned} -\frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial t} = & \min_{r(t)} [m\Delta T_t^2 + n[w_A r(t) + w_B]^2] + \left\{ -\frac{K}{C} \Delta T_t + \frac{1}{C} [q_A r(t) + q_B] \right. \\ & \left. + \frac{K}{C} [T_a(t) - T_s] \right\} \frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial \Delta T_t} \end{aligned} \quad (4.8)$$

ここで右辺を圧縮機回転数 r に関して偏微分し，最小となる条件は

$$2n[w_A r(t) + w_B]w_A + \frac{q_A}{C} \frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial \Delta T_t} = 0 \quad (4.9)$$

となるため，これを満たすのが最適圧縮機回転数である．最適圧縮機回転数を $r_o(t)$ で表すと

$$r_o(t) = -\frac{1}{2nw_A^2} \left\{ \frac{q_A}{C} \frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial \Delta T_t} + 2nw_A w_B \right\} \quad (4.10)$$

となる．Eq. (4.10) によって Bellman 方程式(4.8)の右辺を最小化出来るので，Eq. (4.10) を Eq. (4.8) に代入して整理すると，

$$\begin{aligned} -\frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial t} = & m\Delta T_t^2 - \frac{1}{4nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \left\{ \frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial \Delta T_t} \right\}^2 \\ & + \left\{ -\frac{K}{C} \Delta T_t + D(t) \right\} \frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial \Delta T_t}, \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$D(t) = -\frac{1}{C} \left[\frac{q_A w_B}{w_A} - q_B - K \{T_a(t) - T_s\} \right]$$

となる．ここで Eq. (4.11) の解を $\Pi(t)$ ， $\alpha(t)$ ， $\beta(t)$ を用いて Eq. (4.12) の様に仮定する．

$$V(t, \Delta T_t) = \Pi \Delta T^2(t) + \alpha(t) \Delta T(t) + \beta(t) \quad (4.12)$$

そこで Eq. (4.12) を ΔT で偏微分すると

$$\frac{\partial V(t, \Delta T_t)}{\partial \Delta T_t} = 2\Pi(t)\Delta T_t + \alpha(t) \quad (4.13)$$

となり, Eq. (4.13) を Eq. (4.11) に代入し, 次の方程式を得る. $(\dot{\cdot})$ は時間微分を表す.

$$\left. \begin{aligned} & \left\{ \dot{\Pi}(t) + m - \frac{1}{nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \Pi^2(t) + \left(-\frac{2K}{C} \Pi(t) \right) \right\} \Delta T_t^2 \\ & + \left\{ \dot{\alpha}(t) - \frac{1}{nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \Pi(t) \alpha(t) + 2D\Pi(t) \right\} \Delta T_t \\ & + \left\{ \dot{\beta}(t) - \frac{1}{4nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \alpha^2(t) + D\alpha(t) \right\} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

ここで最終時間 $t_F = \infty$ の定常解を考えると, $\dot{\Pi}(t) = \dot{\alpha}(t) = \dot{\beta}(t) = 0$ となる. 従って定常解をそれぞれ $\bar{\Pi}$, $\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$ で表すと

$$\left. \begin{aligned} & m - \frac{1}{nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \bar{\Pi}^2 + \left(-\frac{2K}{C} \bar{\Pi} \right) = 0, \\ & -\frac{1}{nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \bar{\Pi} \bar{\alpha} + 2D\bar{\Pi} = 0, \\ & -\frac{1}{4nw_A^2} \frac{q_A^2}{C^2} \bar{\alpha}^2 + D\bar{\alpha} - nw_B^2 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

が Eq. (4.11) の十分条件となる. Eq. (4.15) を用いて解くと,

$$\bar{\Pi} = \frac{-KC + \sqrt{(KC)^2 + \frac{m}{n} \frac{q_A^2}{w_A^2} C^2}}{\frac{q_A^2}{nw_A^2}}, \quad (4.16.1)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{2D\bar{\Pi}}{\left(\frac{q_A^2}{nw_A^2} \bar{\Pi} + \frac{K}{C} \right)} \quad (4.16.2)$$

となる.

以上より, Eqs.(4.16.1)(4.16.2) と (4.13) を Eq. (4.10) に代入して,

$$r^o(t) = -K_1^o \{T_i(t) - T_s\} - K_2^o \{T_a(t) - T_s\} - v \quad (4.17)$$

が $r(t)$ の最適値 $r_o(t)$ として得られる． K_1^o ， K_2^o はフィードバック係数， v は制御係数であり，以下の通りである．

$$K_1^o = \frac{q_A \bar{\Pi}}{n w_A^2 C}, \quad K_2^o = \frac{\bar{\Pi} K}{\frac{q_A^2}{C} \bar{\Pi} + K} \quad (4.18.1)$$

$$v = \frac{\bar{\Pi}}{\frac{q_A^2}{C} \bar{\Pi} + K} \left(\frac{q_A w_B}{w_A} - q_B \right) - \frac{w_B}{w_A} \quad (4.18.2)$$

4.2.1.3 最適制御の検証

以上より求まった Eqs.(4.17)(4.18.1)(4.18.2)の制御係数を用いた制御と PID 制御との室温制御の机上計算結果の比較を Fig. 4.2 に示す．

ここで PID 定数は Ziegler-Nichols 法を元にして調整した値である．室温は Eq. (4.1) に従うとし，設定温度 T_s は 25°C，外気温度 T_a は 33°C，部屋と空気の合計熱容量 C は 1164 kJ/K，熱通過係数 K は 0.5 kW/K，パッケージエアコンの特性を表す q_A ， q_B ， w_A ， w_B の値は冷房定格能力 12.5 kW 機の特性とし，実機試験結果より $q_A=1.24 \times 10^{-1}$ kJ， $q_B=2.76$ kW， $w_A=4.02 \times 10^{-2}$ kJ， $w_B=-3.65 \times 10^{-1}$ kW を与えた．圧縮機の最低回転数は 10 s⁻¹，最高回転数は 100 s⁻¹，重み係数は $m=n=1$ と設定した．

Fig. 4.2 よりどちらの制御も室温が設定値に収束しているが，Eq. (4.2)で表される制御規範 J の値は，PID 制御では 2.80×10^3 ，最適制御においては 2.21×10^3 となり，最適制御の方が 21%小さくなっている．更に 4400 s までの消費電力量は，PID 制御では 0.91 kWh であるのに対し，最適制御では 0.73kWh となり，19.8%改善した．

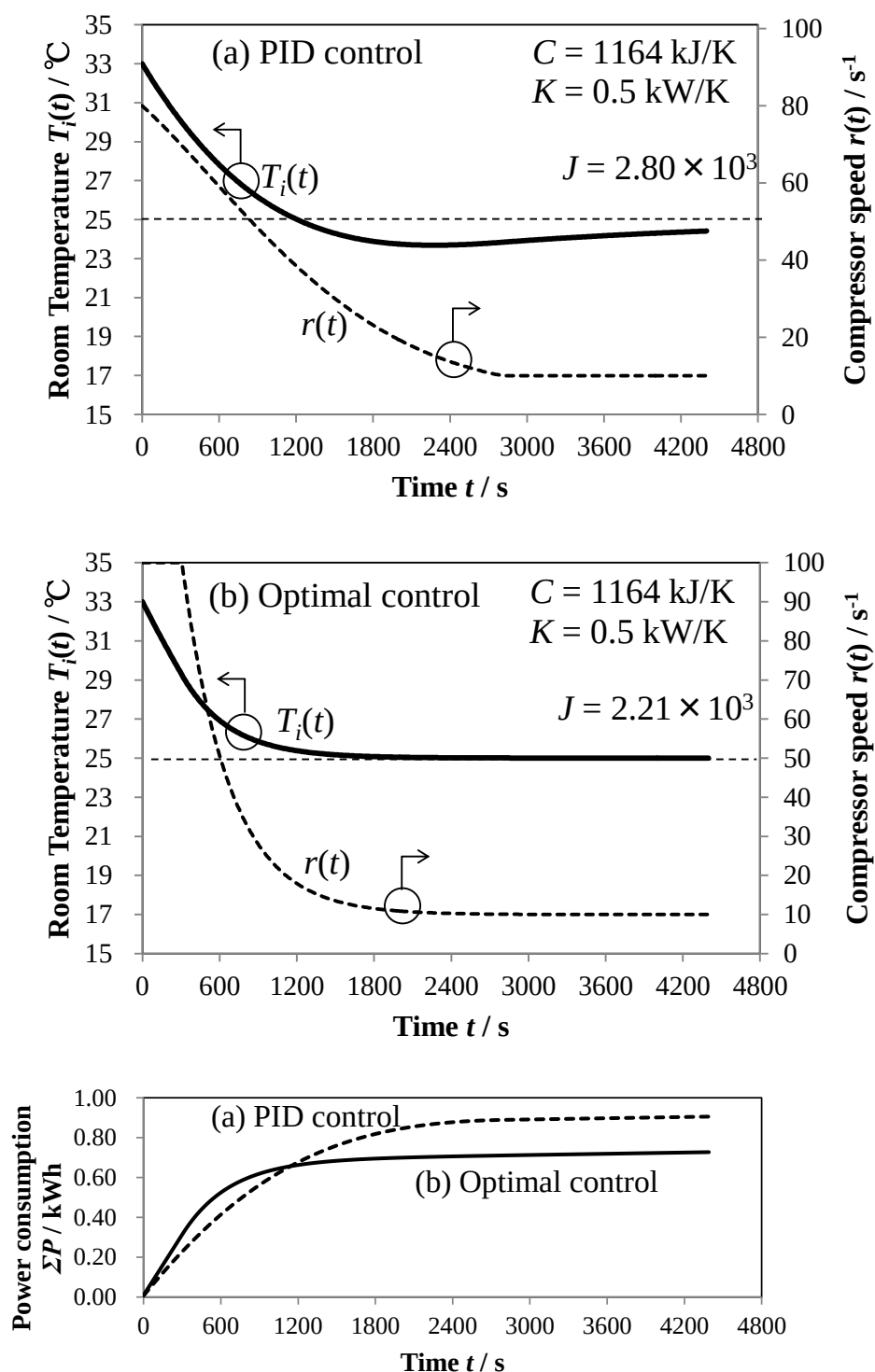


Fig. 4.2 Comparison of calculated behavior of room temperature controlled by PID and optimal controller

4.2.1.4 パラメータシステム同定

以上の最適制御は C , K の値が分からないと使用出来ない．これらはパッケージエアコンの設置される場所の特性であり，予め分かっている事は稀な未知の値であるので，このままでは具体的な設計値として使えない．そこでパラメータシステム同定を用いて，制御を行いながら推定する．Eq. (4.1)から(4.18.1)(4.18.2)における表記は連続時間であるが，システム同定はステップ毎に行うため，離散時間で表現し設計する．先ず Eq. (4.1)は，システム同定を行う短い時間内では $T_a(t)=T_a=\text{const.}$ と考えて

$$\Delta T_{ia}(t) = T_i(t) - T_a \quad (4.19)$$

とすると

$$\frac{d\Delta T_{ia}(t)}{dt} = -\frac{K}{C}\Delta T_{ia}(t) + \frac{1}{C}Q(t) \quad (4.20)$$

に書き直せる．そこで Δt を同定時のステップ時間とし， k をステップ数とすれば， $t=k\Delta t$ より Eq. (4.20)は

$$\left. \begin{aligned} \Delta \tilde{T}_{ia}(k+1) &= a\Delta \tilde{T}_{ia}(k) + b\tilde{Q}(k) \\ a &= \exp\left(-\frac{K}{C}\Delta t\right), \quad b = \frac{1}{C} \int_0^{\Delta t} \exp\left(-\frac{K}{C}\tau\right) d\tau \end{aligned} \right\} \quad (4.21)$$

と離散化される．ここで tilde 記号は離散表現を表す．

$\Delta \tilde{T}_{ia}(k)$ の観測量を $y(k)$ ， $\tilde{Q}(k)$ の観測量を $u(k)$ とすると，Eq. (4.21)は式誤差の形

$$y(k+1) = ay(k) + bu(k) + \gamma(k) \quad (4.22)$$

で表される．但し $\gamma(k)$ は白色雑音である．Eq. (4.22)はシステム同定問題においてしばしば用いられる一次の ARX(auto-regressive exogenous)モデルと見る事が出来るので，パラメータ a と b を推定すれば，すなわち C と K の値を推定出来る．

a の推定値を $\hat{a}$ ， b の推定値を $\hat{b}$ とし，システム同定理論により

$$\left. \begin{aligned} \hat{\phi}(k) &= [\hat{a}(k) \quad \hat{b}(k)] \\ z(k) &= [y(k) \quad u(k)]' \end{aligned} \right\} \quad (4.23)$$

を定義すると， $\hat{a}$ と $\hat{b}$ は

$$\left. \begin{aligned} \hat{\phi}(k+1) &= \hat{\phi}(k) - P(k+1)[z(k+1)z'(k+1)\hat{\phi}(k) \\ &\quad - z(k+1)y_1(k)] \\ P(k+1) &= P(k) - P(k)z(k+1)[1 \\ &\quad + z(k+1)P(k)z(k+1)]^{-1}z'(k+1)P(k+1) \\ \hat{\phi}(0) &= \phi_o, \quad P(0) = P_o \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

の逐次更新の形で求められる⁸⁾. ここで $()'$ は転置を表す. 式中の $P(k)$ は共分散行列で, 雑音の影響が少ないシステムにおいてはその初期値は出来るだけ大きな正数を対角要素に持たせるのが良く, 逆に雑音の影響が大きい場合は小さくした方が良い.

このシステム同定と 4.2.1.2 の最適制御を組み合わせる．つまり Eqs.(4.23)(4.24)で得られた $\hat{a}$, $\hat{b}$ を Eq.(4.21)を用いて $\hat{C}$, $\hat{K}$ に変換し, Eqs.(4.17)(4.18)に離散化した変数を代入して, 近似離散化最適制御 $\tilde{r}^o(k)$ を求める事が出来る．この一連の手法を, ここでは広義の適応制御と称する．Fig. 4.3 にそのブロック線図を示す．ここで $\tilde{o}(k)$ は膨張弁の開度であり, 圧縮機吐出温度 T_d に対する PID 制御とした．

このシステム同定はデータ数が集まらなると収束が悪いため、ある程度の時間が経過するまでは推定値が変動して、そのまま推定値を制御に用いると不安定な挙動となる事がある。そこで実際のプログラムでは始動制御と通常制御に分け、始動制御中は

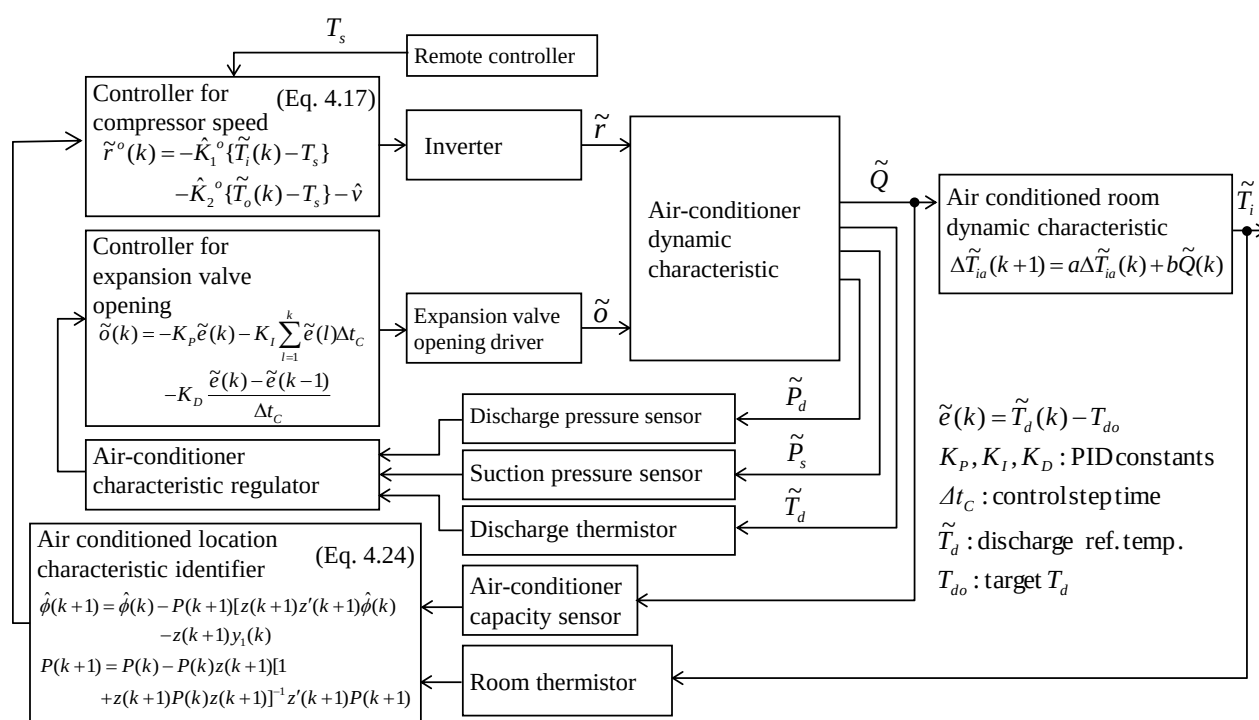


Fig. 4.3 Block diagram of adaptive controller

システム同定の推定値を用いずに通常制御以降から推定パラメータを用いたり，或いは毎回のシステム同定で $\hat{a}$ が負になる等，物理的に有り得ない値は棄却すると言った工夫が必要である．

4.2.2 自然循環方式の制御設計

次に自然循環方式の制御設計を行った．Fig. 4.4 に切替フローの概要を示す．本方式は，蒸気圧縮方式が不要で自然循環方式にて代用可能と判断された場合に切替えて運転するものである．従って蒸気圧縮方式からの切替え判定の指針が重要となる．そこで，現時点から一定時間過去の要求冷房能力の平均値と現在の外気温度条件を比較して，自然循環方式による運転でも冷房能力が不足しないかどうかを判断する事とした．

冷房能力の不足が無いと判断された場合は切替え動作による温度や圧力の過昇や過降が発生しないか冷凍サイクル状態を確認して，条件が満足された場合のみ切替えを行う．切替え制御中は圧縮機回転数は固定とし，その他の操作器は蒸気圧縮方式と同じ動作とする．

また自然循環方式では液側配管を全て液冷媒で満たす必要があり，必要冷媒量が多い．そこで切替動作の過程で冷媒タンクの弁を開放して冷凍サイクル中の冷媒量を増加させ，一定時間経過後，弁を閉じる事とした．

逆に自然循環方式から蒸気圧縮方式に切替わる場合は，

- (a)空調負荷が自然循環方式による能力より大きく室内温度が高くなっている場合
- (b)何らかの原因で自然循環が停止して冷媒が溜り込んで能力が小さくなってしまった場合

を検知して切替え制御を起動する．その際はタンク液側の弁を開放して圧縮機を起動させ，冷凍サイクル中より冷媒を流入させる．そして冷媒量判定を行い，循環している推定冷媒量が定められた値となった場合に液側の弁を閉止する．

自然循環方式の通常制御では主な制御量は室温とし，操作量は室外ファン回転数のみとした．操作量として他に室内機の膨張弁開度や室内ファンの回転数等を用いれば冷房能力の容量を制御出来るが，元々COPが高いために，効率よりも安定性を重視した．よって室外ファン以外の操作量は固定として，室温が設定温度になれば単純にサーモ ON/OFF する様にした．

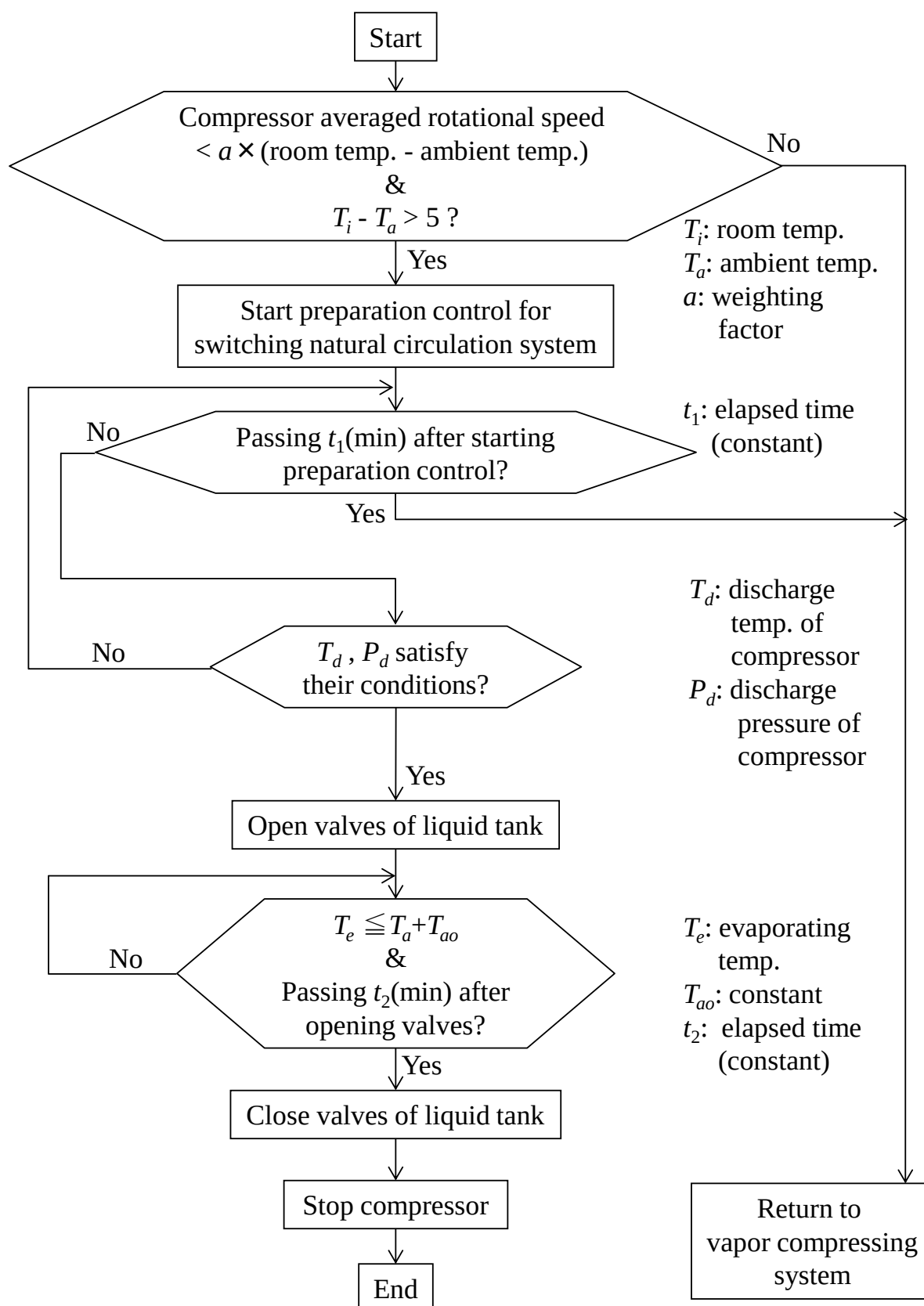


Fig. 4.4 Flowchart for switching control from vapor compressing system to natural circulation system

4.3 まとめ

パッケージエアコンの1.5倍の年間効率向上を目指し、効率を実負荷に合わせるための開発を行った。その結果、以下の結論を得た。

- 1)自然循環方式の運転にて有利となる室外熱交換器パス配列を設計した。また伝熱管を細密実装する事で伝熱性能を向上させた室内熱交換器を設計した。
- 2)空調場の熱容量等のパラメータが既知の際に、目標値からの制御偏差と消費電力がお互いにトレードオフとなるシステムにおいて、制御規範を用いてどちらも小さく抑制し低負荷での不要な断続運転を抑制する最適制御の設計法を示した。
- 3)空調場の熱容量等のパラメータを同定し、最適制御と組み合わせた適応制御アルゴリズムを開発した。
- 4)負荷に応じて蒸気圧縮方式と自然循環方式を切替える自然循環方式の運転アルゴリズムを開発した。

参考文献

- 1) Koyama, M., Yanagase, Y., Chikano, M., Yoshida, Y., Tokusa, K. and Sato, E., Proc. of International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology, Kobe, Japan (2012), pp. 130-133. (in Japanese)
- 2) Yoshida, Y., Tokusa, K., Koyama, M. and Nagano, K., Proc. of 2013 JSRAE Annual Conference, Tokyo (2013), pp. 563-566. (in Japanese)
- 3) Miyara, A. and Koyama, S., Survey on Technical Subject of Heat Exchanger for Refrigerating and Air-Conditioning : Report of Heat Exchanger Technology Committee, *Refrigeration*, 2013, **88**(1025), pp. 215-221.
- 4) Yokozeki, A., Tsuboe, H. and Sasaki, H., Proc. of 2012 JSRAE Annual Conference, Sapporo (2012), pp. 33-36. (in Japanese)
- 5) Inooka, T., Proc. of 2004 the Architectural Institute of Japan Annual Convention, Hokkaido (2004), pp. 203-206. (in Japanese)
- 6) Kawano, M., Yanagihara R., Sakamoto Y., Murayama, H. and Shiochi, S., Proc. of 2010 SHASE, Yamaguchi (2010), B-31, pp. 927-930. (in Japanese)
- 7) Ohsumi, A., “Linear Systems Control Theory”, 2003, Morikita Publishing Co., Ltd., Tokyo, pp. 172-182. (in Japanese)
- 8) Sagara, S., Akiduki, K., Nakamizo, T. and Katayama, T., “System Identification”, 1981, The Society of Instrumental and Control Engineers, Tokyo, pp. 116-118. (in Japanese)

第5章 年間効率予測シミュレータの開発

4章で開発したパッケージエアコンの年間の消費電力をシミュレータを用いて計算し、開発システムと現状システムを比較した。開発システムと現状システムの仕様はTable 4.2に示した通りである。

パッケージエアコンの効率向上評価を実施するためには数値計算のツールが必要となる。そこで、圧縮機や膨張弁、ファン特性を集中定数系で、熱交換器をブロックに分けた分布定数系でモデル化したソフトウェア¹⁾を元にして、自然循環方式シミュレータと蒸気圧縮方式動特性シミュレータを作成した。

5.1 予測シミュレータの開発

5.1.1 自然循環方式シミュレータ

自然循環方式シミュレータは、熱交換器である蒸発器と凝縮器の仕様、それらを接続する配管長さや高低差、送風機風量や冷媒封入量、室内外空気条件を入力する事で、自然循環運転での静的な冷房能力及び消費電力、COPを算出するものである。冷媒の循環量は、配管の高低差に冷媒の液とガスの密度差を乗じた駆動力と、熱交換器や配管の摩擦抵抗が釣り合う条件として算出した。

本シミュレータにて、開発対象である冷房能力12.5 kW相当の室内外熱交換器の伝熱面積を有する場合の冷房能力及びCOPを計算した。ここでCOPは、冷房能力を室内外の送風動力の和で除したものである。Table 5.1に熱交換器仕様等の計算条件、Fig. 5.1にその計算結果を示す

Table 5.1 Calculation condition for natural circulation system

Indoor temperature [°C]		27.0
Heat transfer	Outdoor	60.5
area (air side) [m ²]	Indoor	20.2
Pipe diameter (gas/liq.) [mm]		13.9/7.9
Pipe length [m]		8.0
Height difference [m]		2.0

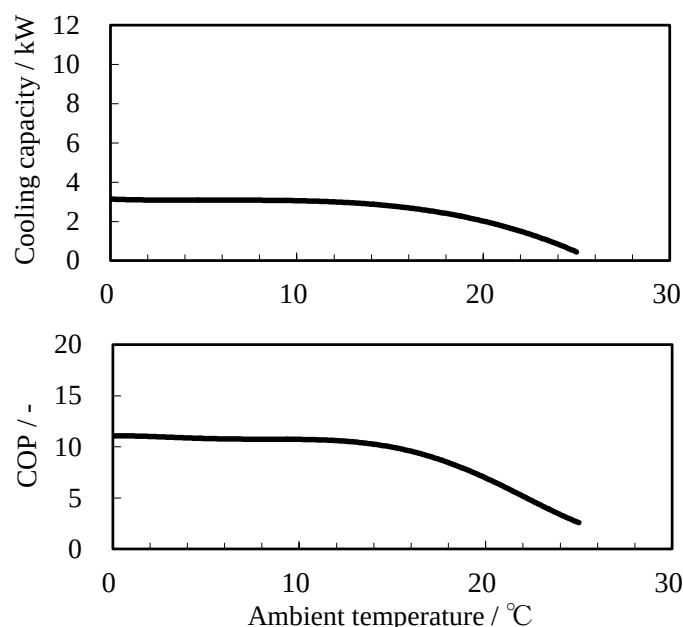


Fig. 5.1 Results of calculation for natural circulation system

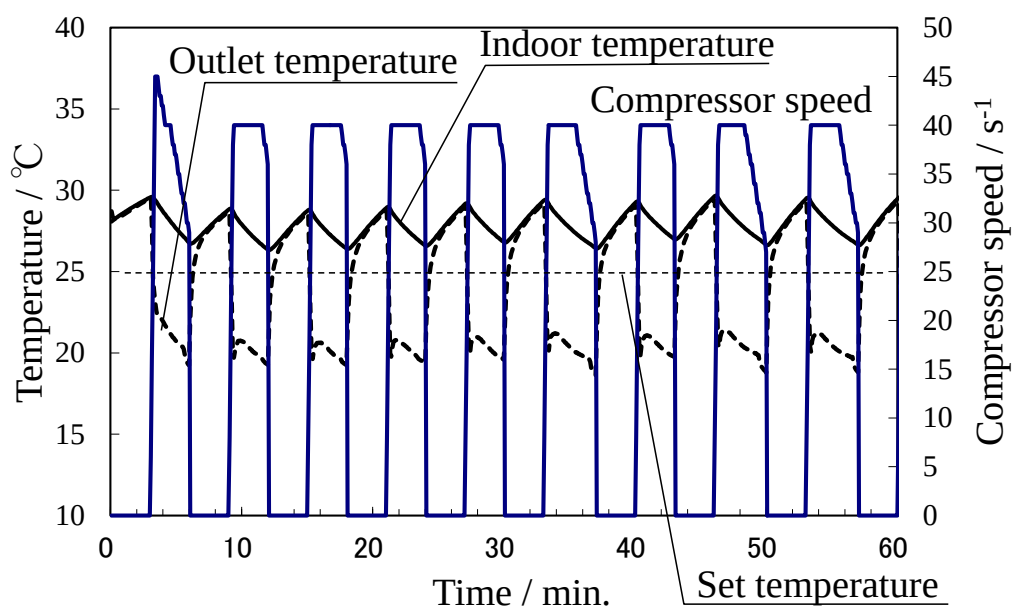
Fig. 5.1 により，室内温度が 27°C の場合は外気温度が 23°C 未満，つまり室内外温度差が 4 K より大きくなると冷房能力が発生する事が分かる．また 10°C 迄は外気温度に応じて能力が大きくなるが，それ以下では約 3.1 kW で飽和する．

5.1.2 蒸気圧縮方式動特性シミュレータ

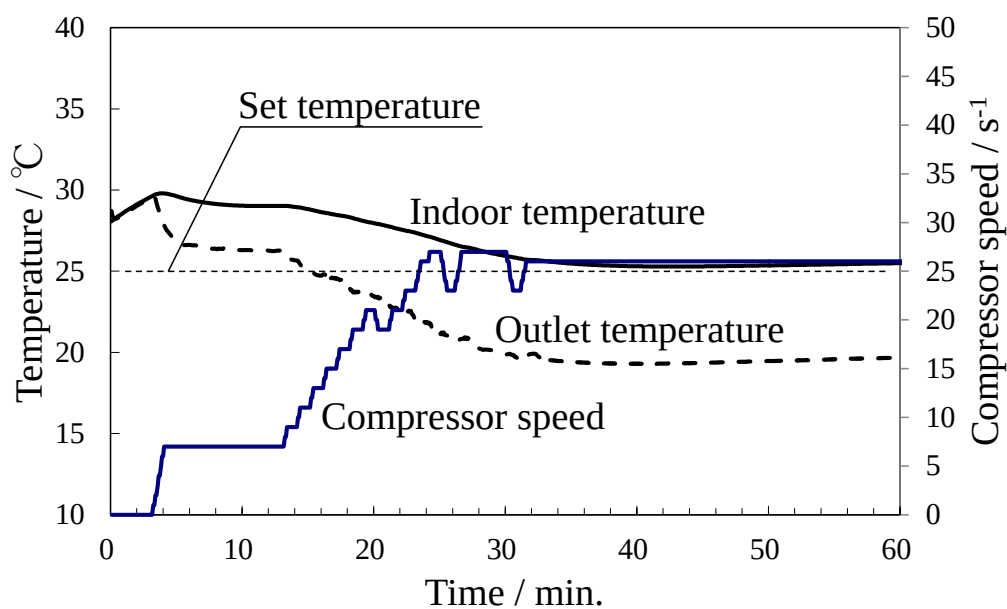
蒸気圧縮方式シミュレータについては，モジュラー解析手法を用いたものが存在する²⁾．本論文では，前節同様に熱交換器仕様や配管接続条件，圧縮機や内臓タンクの熱容量，冷媒量等のハードウェア仕様を入力し，加えて圧縮機回転速度や送風機風量，膨張弁開度等の操作量の時間変化を入力すれば，オープンループ制御系として，蒸気圧縮方式冷凍サイクルの各部の圧力や温度，冷房能力及び消費電力等の時間的变化を算出する一纏めのソフトウェアとして作成した³⁾．更に制御仕様を入力する事でフィードバック制御時の計算も出来る様にした．今回は，低負荷時における発停の頻度等，制御性を検討するためにこのシミュレータを用いた．

Fig. 5.2 に，Table 4.2 に示す機器仕様と Table 5.2 の空調場仕様，Eq. (4.1) の空調場モデルで，外気温度が 32.8°C にて計算した場合の圧縮機動作及び室温と吹出し空気温度の動きを示す．上の図は起動時の圧縮機初期回転数及び PID フィードバック係数を現状システムと同一にしたもので，下の図は Eqs. (4.17)(4.18.1)(4.18.2) で示される値にしたものである．上の図では，低負荷に対して起動時のオーバーシュートが顕著となり

圧縮機が発停を繰り返し、下の図では安定する事が確認出来る。これより適切に調整されたフィードバック係数を用いると、不要な発停を改善出来る事が分かる。



(a) Feedback constant : large



(b) Feedback constant : small

Fig. 5.2 Results of calculation for unsteady operation

5.2 年間効率の算出

5.1.1 項, 5.1.2 項のシミュレータを用いて, 空調負荷モデルに対し, 開発システムと現状システムの年間効率を計算した. 空調負荷モデルは, 東京の一般的な事務所を想定した. 前述した通り, 近年は空調機が設営される時点でオフィスやテナントの用途が不明である事が多く, (社)公共建築協会建築設備設計基準等の標準的な容量選定の目安よりも大きい容量が選定される傾向があるため^{4),5)}, ここでも標準選定より大きく選定した. Fig. 5.3 に空調負荷モデルを, Table 5.2 に主な熱パラメータを示す.

Table 5.2 Parameters for air-conditioning load

Internal heating	
Number of people	10
Lighting [kW]	1.2
Equipment [kW]	1.4
Heat capacity of wall [kJ/m ³ K]	53.8
Overall heat transfer coefficient	
External wall [W/m ² K]	0.46
Internal wall [W/m ² K]	1.35

年間効率は, 年間を通して発生した能力の積算熱量を消費した電力量で割ったものである. ここでは, 1 月から 12 月まで各月の代表日を選び, その日の一時間毎の外気温度の統計値を用いて一日の空調負荷を一時間毎に計算した. ここで統計値はアメダス気象データを用いた.

次にある時間に注目して, 一時間毎に消費電力を求める作業を行った. 先ず空調負荷が蒸気圧縮方式の最低能力より大きい場合は冷凍サイクルは連続運転になると仮定した. 空調負荷が最低能力以下になる場合は, 前節で説明した蒸気圧縮方式動特性シミュレータにて冷凍サイクルの動的な計算を事前に行い, 蒸気圧縮方式のサーモ ON とサーモ OFF 時間比率を求めた. そして断続運転時と連続運転時の消費電力比を計算し, ON/OFF 時間比率を乗じる事で, 断続運転となる場合の消費電力を求めた. 但し開発システムにおいては, 4.2.1.4 で述べた空調場のパラメータシステム同定の予測

精度が不明なため、パラメータシステム同定は行わずに、最初から Eqs. (4.17), (4.18.1)(4.18.2)で示されるフィードバック係数を既知のものとして蒸気圧縮方式動特性シミュレータに入力した。また自然循環方式の能力が空調負荷より大きくなり、かつ外気温度が室温より 5 K 低くなる時間帯に限り、自然循環方式で運転されると仮定し、自然循環方式シミュレータで計算した効率より消費電力を求めた。

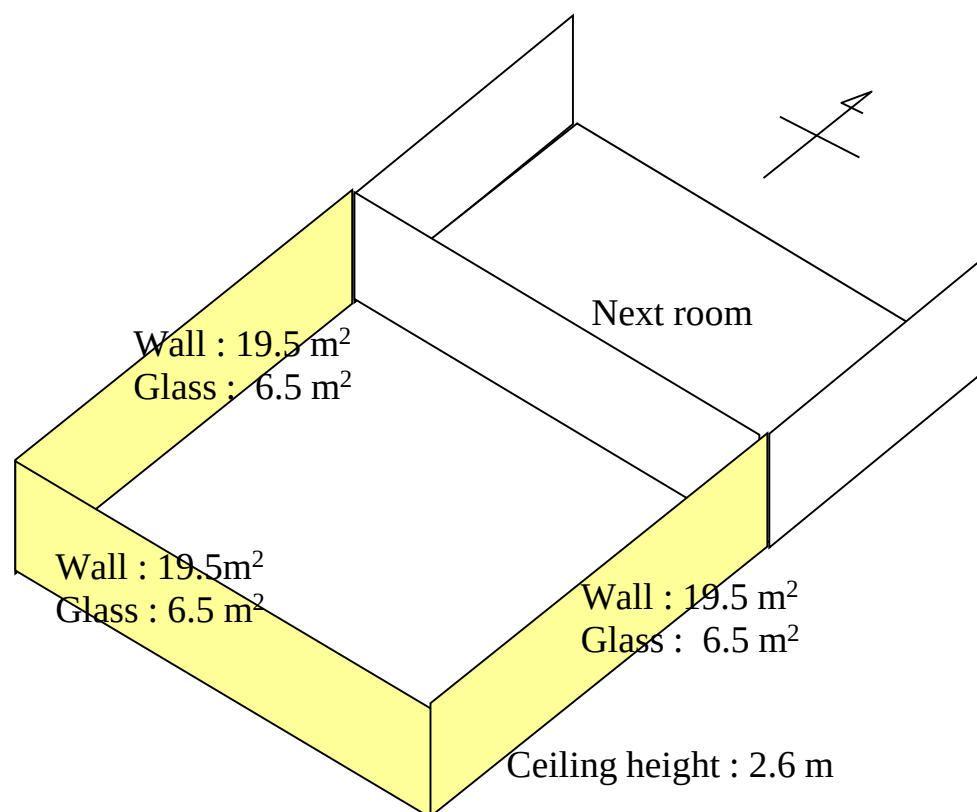


Fig. 5.3 Model of air-conditioning load

この様に各月の代表日に対して計算した一時間毎の冷暖房能力及び消費電力を、月毎に算出し、年間で積算した。運転期間は JIS B8616 の事務所負荷に従い、冷房期間は 4 月 19 日から 11 月 11 日、暖房期間は 12 月 3 日から 3 月 15 日とした。

以上計算した結果、年間を通した向上率は Table 5.3 に示す通り、開発システムは現状システムに対し 1.52 倍となった。特に蒸気圧縮方式運転において低負荷時の圧縮機の性能差異が出やすい冷房運転における向上率が大きく、また運転期間が長いために年間においても寄与が大きかった。

加えて年間向上率の各開発項目の寄与率を計算した。方法としては、現状システム

の計算結果に対し、圧縮機、熱交換器、適応制御、自然循環方式と段階的に開発項目を加えた計算を行い、基準値からの向上率を算出した。結果を Fig. 5.4 に示す。低負荷対応の開発圧縮機の効率向上が 21%、細径化した室内熱交換器及び伝熱面積を拡大した室外熱交換器が 19%、適応制御が 8%、自然循環方式が 4%である事が分かった。

Table 5.3 Efficiency improvement rate of developed system

		Total COP	Improvement rate
Conventional	Cooling	3.07	—
	Heating	2.11	—
	Annual	2.71	—
Developed	Cooling	5.19	1.69
	Heating	2.74	1.30
	Annual	4.13	1.52

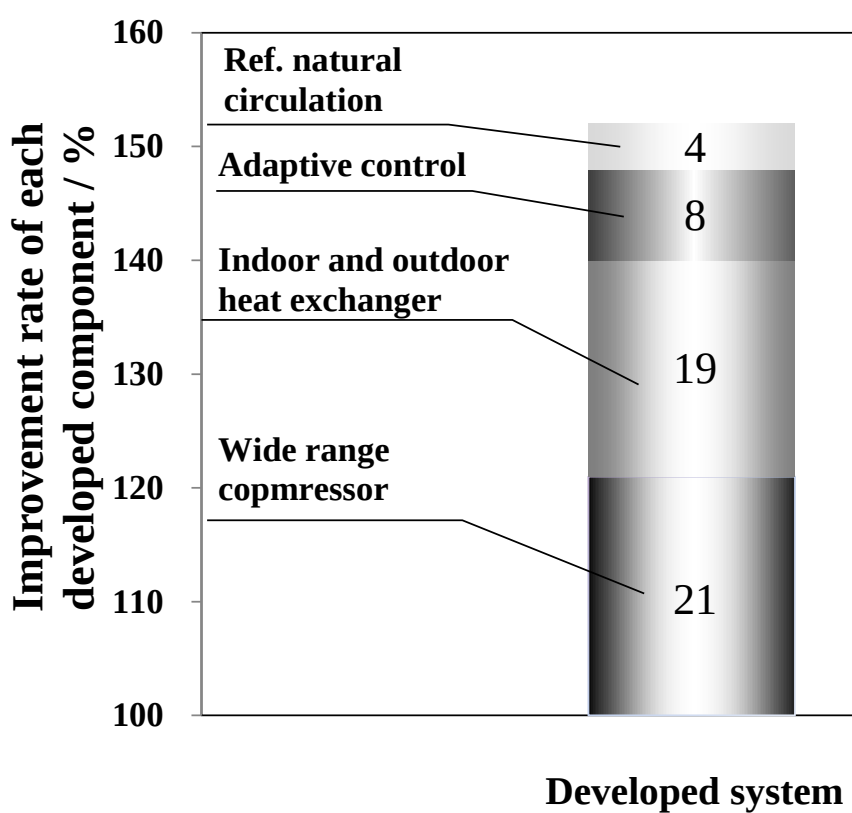


Fig. 5.4 Calculation result of annual efficiency

5.3 まとめ

第 4 章で開発したパッケージエアコンについて、シミュレータによる事前予測計算を実施した。その結果、以下の結言を得た。

1)開発システムの年間効率を現状システムと比較すると、JIS B8616 の東京地域、事務所負荷の冷暖房期間に従うと、冷房定格能力 12.5 kW 機種の場合 1.52 倍となった。

参考文献

- 1) Minakata, R., Oguni, K., Muramatsu, M. and Endo, M., Proc. of the 25th Japanese Joint Conference on Air-conditioning and Refrigeration, Tokyo (1991), pp. 113-116. (in Japanese)
- 2) Ohno, K. and Saito, K., Proc. of 2012 JSRAE Annual Conference, Sapporo (2012), pp. 119-120. (in Japanese)
- 3) Naito, K. and Yasuda, H., Proc. of the 34th Japanese Joint Conference on Air-conditioning and Refrigeration, Tokyo (2000), pp. 77-80. (in Japanese)
- 4) Inooka, T., Proc. of 2004 the Architectural Institute of Japan Annual Convention, Hokkaido (2004), pp. 203-206. (in Japanese)
- 5) <http://www.kyoto-u.ac.jp/ja/profile/environment/saveenergy/shoene8/shoene18.htm#kuutyoushou> (Jan. 2017)

第 6 章 開発システムの実機性能試験

6.1 試作と環境試験室による試験

本章では，開発したパッケージエアコンを試作し，実機性能試験をステップ 1 とステップ 2 で段階的に行い，機器容量と負荷のマッチングも含めた効果を明らかにした．実使用試験の前に，安定した空気条件での性能を確認するため，開発システムの性能を環境試験室にて計測した．これをステップ 1 の試験とする．開発システムと，比較対象となる現状システムの仕様を Table 6.1 に，室外ユニットの外観を Fig. 6.1 に示す．Table 6.1 に示す通り，開発システムの室外ユニット高さは 1.73 倍になっているが底面積は同じであり，施工しやすい様に工夫されている．

Table 6.1 Specifications of conventional and developed system

		Conventional		Developed	
		Cooling	Heating	Cooling	Heating
Nominal capacity [kW]		12.5	14.0	12.5	14.0
Nominal power consumption [kW]		4.30	4.13	4.17	4.04
Nominal COP		2.91	3.39	3.00	3.46
Heat transfer area (air side) [m ²]	Outdoor	43.9		60.3	
	Indoor	19.6		20.2	
Refrigerant		R410A		R410A	
Compressor	Type	Conventional		Developed	
	Displacement ratio [%]	100		72	
	Max speed [s ⁻¹]	100		140	
Refrigeration cycle		Vapor compression		Vapor compression/ Natural circulation	
Indoor unit pipe size		φ7		φ5	
Unit height [mm]		800		1380	
Unit width [mm]		950		950	
Unit depth [mm]		370		370	



Fig. 6.1 Appearance of conventional system (left)
and developed system (right)

Table 6.2 Test conditions for performance test

Cooling		Heating	
Indoor temp. [°C]	27.0/19.0	Indoor temp. [°C]	20.0/-
Ambient temp. [°C]	35.0	Ambient temp. [°C]	7.0/6.0
Operation mode	Mannual	Operation mode	Mannual
Indoor temp. [°C]	27.0/-	Indoor temp. [°C]	20.0/-
Ambient temp. [°C]	33.2	Ambient temp. [°C]	7.0/6.0 ^{※1}
	19.8	Ambient temp. [°C]	5.0/4.0 ^{※2}
			2.9/1.7
			0.3/-2.9
Operation mode	Automatic	Operation mode	Automatic
Set temp. [°C]	29, 28, 27, 26, 25	Set temp. [°C]	18, 30
A/B	A: Dry temp., B: Wet temp.	※1: in case of conventional system	
		※2: in case of developed system	

ここで試験条件を Table 6.2 に示す．本開発システムは実際の運転における高効率化を目指しており，制御を含めた性能を把握するためにステップ 1 での試験では自動制御にて計測した．能力の調節は，負荷と設定温度を変更する事によって行った．

環境試験室では，ヒータ等で冷房負荷を発生させて冷房能力を出力し，計測する．その際，自動制御では負荷を変更する事で能力が変わるが，最小能力付近の低負荷とした場合は機器が断続運転となる．この場合，一定時間内の平均能力と平均消費電力との比を断続運転時の COP と定義すると，通常環境試験室でも非定常である断続運転時の性能を計測出来る．これを冷房，暖房で行った．但し断続運転を行う事で環境試験室内の温度が変動する事があり，時間平均値が結果として期待したものでは無い例が発生した．特に暖房での外気温度変動が顕著で，Table 6.2 に示す通り現状システムの外気温度が 7.0/6.0℃，開発システムが 5.0/4.0℃と異なる結果となったが，後述する通り COP を外気温度をパラメータとしたモデル化を行う事で補った．

また開発システムは，Table 6.1 にも示す通り，蒸気圧縮方式だけではなく，冷媒自然循環方式運転が出来る．切替え方法は，蒸気圧縮方式運転時，一定時間過去の平均能力と自然循環方式に切替えた場合の能力の大小を比較する方法である．しかし，ステップ 1 性能試験では蒸気圧縮方式の特性を把握するため蒸気圧縮方式でのみ運転させた．

6.2 環境試験室による試験結果

Figures 6.2-6.3 に現状システムと開発システムの冷房性能を，Figs. 6.4-6.5 に暖房性能を示す．ここでは現状システムの定格性能の値を基準に標準化した．

今，環境試験室の室温を制御量とし，空調機の圧縮機回転数を操作量と見たシステムでは，操作量を室温と設定温度の差を用いて負のフィードバック制御をする場合，基本的には一様安定つまり発散しないシステムである．但し PI 制御かつフィードバック係数が大きい場合，室温がオーバーシュートして，冷房の場合は設定温度以下となってしまうサーモ OFF 停止する場合がある．その結果，圧縮機は断続運転となり，圧縮機としてはより低い回転数で運転出来るにも拘わらず最低回転数よりも高い状態で停止するため，圧縮機のハードウェアとしての運転範囲を十分に活かしていない状態となる．しかし PI 制御でも適切な値のフィードバック係数の場合や，本開発システムで採用している適応制御では，過剰出力を抑え最低回転数に近い値までサーモ OFF しないため，連続運転出来る領域が広がる．

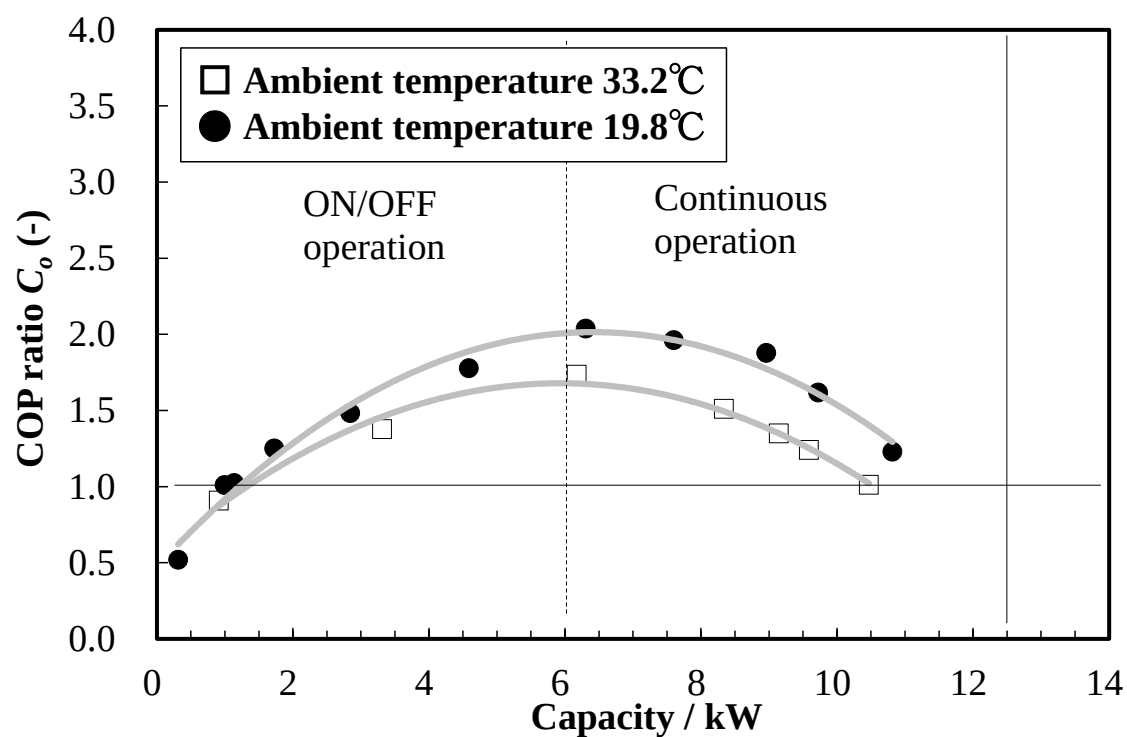


Fig. 6.2 Test results of conventional system in cooling operation

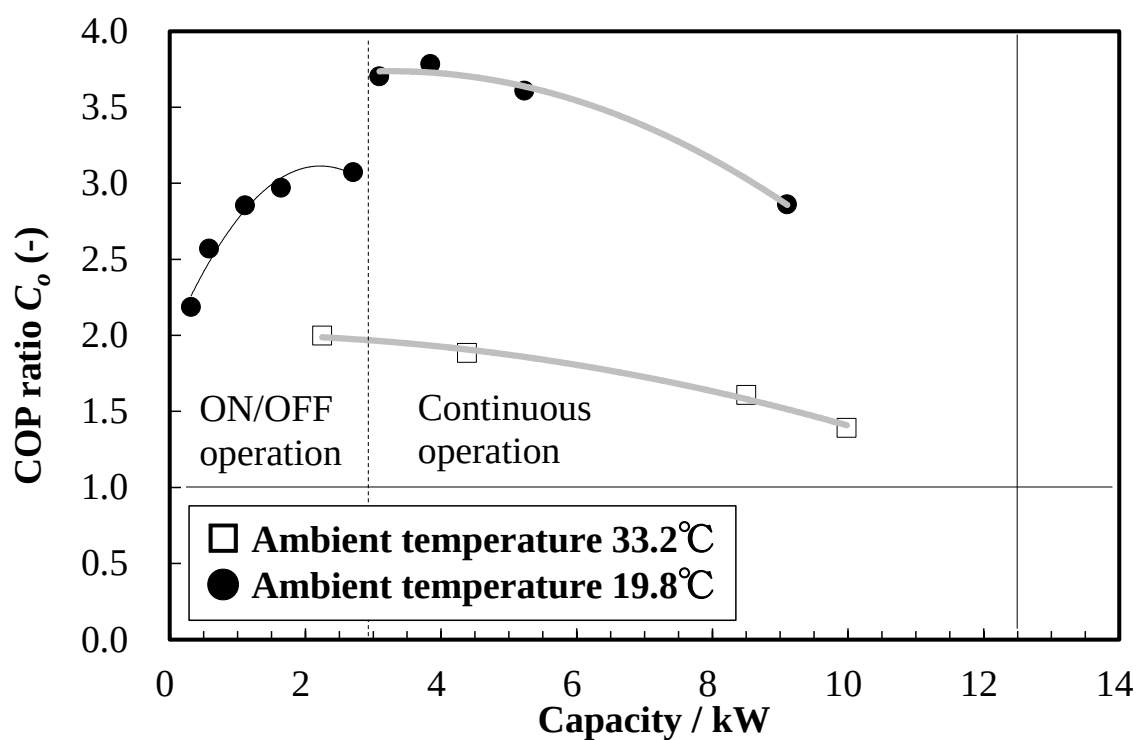


Fig. 6.3 Test results of developed system in cooling operation

Figure 2 より、現状システムでは冷房能力が定格能力 12.5 kW の約半分である 6.0 kW 付近で圧縮機の発停(サーモ ON/OFF)が始まり、これより小さい冷房能力領域で COP が低下している事が分かる。それに対し、Fig. 6.3 に示す通り開発システムでは 3.0 kW まで連続運転出来ている。これは圧縮機の工程容積が小さくハードウェアとして低能力で連続運転しやすくなっている事や、フィードバック係数が小さく過剰出力が抑制されているためである。その結果、低能力の領域において COP が向上し、外気温度 19.8°C の場合、現状システムに対し能力 3.0 kW で 2.50 倍に向上している事を実証した。またピーク値においても、1.86 倍の向上を確認した。開発システムの圧縮機は低圧力比運転時に圧縮機全効率がよく設計されているため、低外気温度における冷房 COP も高くなっている。

暖房についても、Figs. 6.4-6.5 に示す通り、開発システムは現状システムよりも低能力領域で連続運転出来るため、効率低下が少ない。但し暖房運転時は圧縮比が高くなるため冷房運転と比べて効率の向上率が小さい。外気温度 0.3°C の場合、現状システムに対し、能力 2.0 kW で 1.45 倍に向上し、ピーク値において 1.47 倍に向上した事を確認した。

6.3 定格 COP 比の整理

次に試験結果を元に現状システム定格 COP 比と冷暖房能力の関係を

$$C_o = (f_1 T_a^2 + f_2 T_a + f_3) Q^2 + (g_1 T_a^2 + g_2 T_a + g_3) Q + (h_1 T_a^2 + h_2 T_a + h_3) \quad (6.1)$$

で表される二次式で表し、各係数を外気温度をパラメータとして最小二乗法にて決定した。ここで C_o は現状システム定格 COP 比、 Q は冷暖房能力、 T_a は外気温度を表し、 $f_1, \sim h_3$ は係数である。

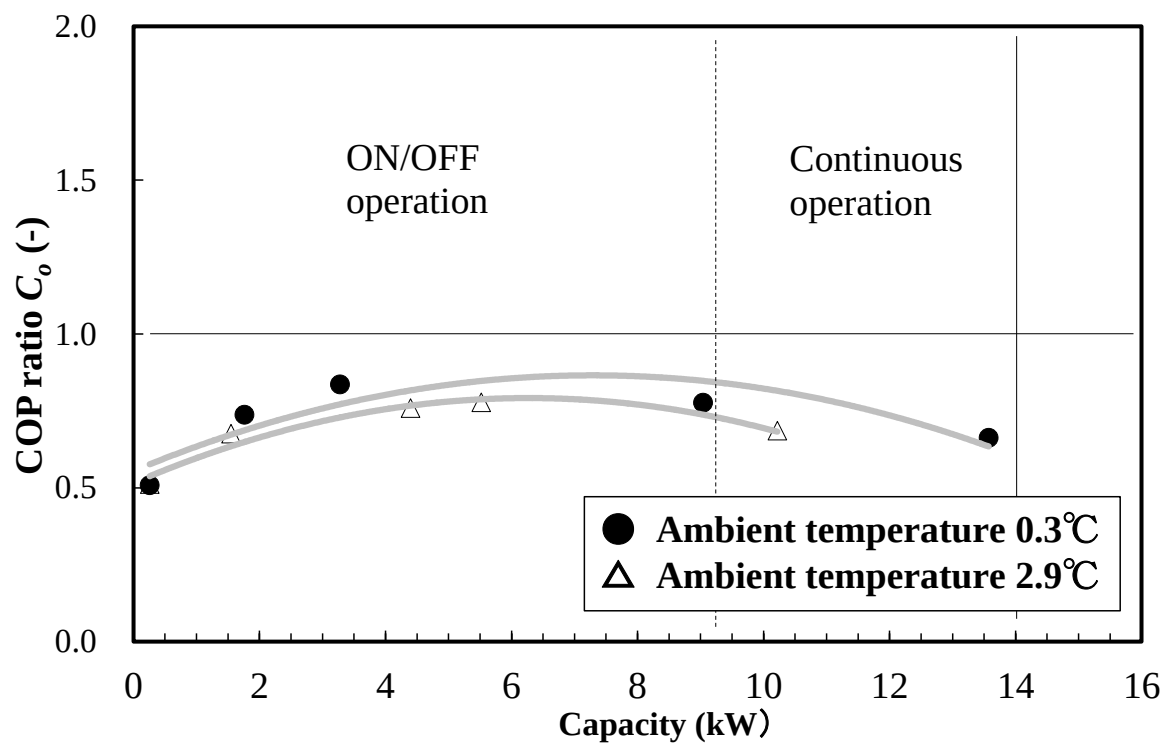


Fig. 6.4 Test results of conventional system in heating operation

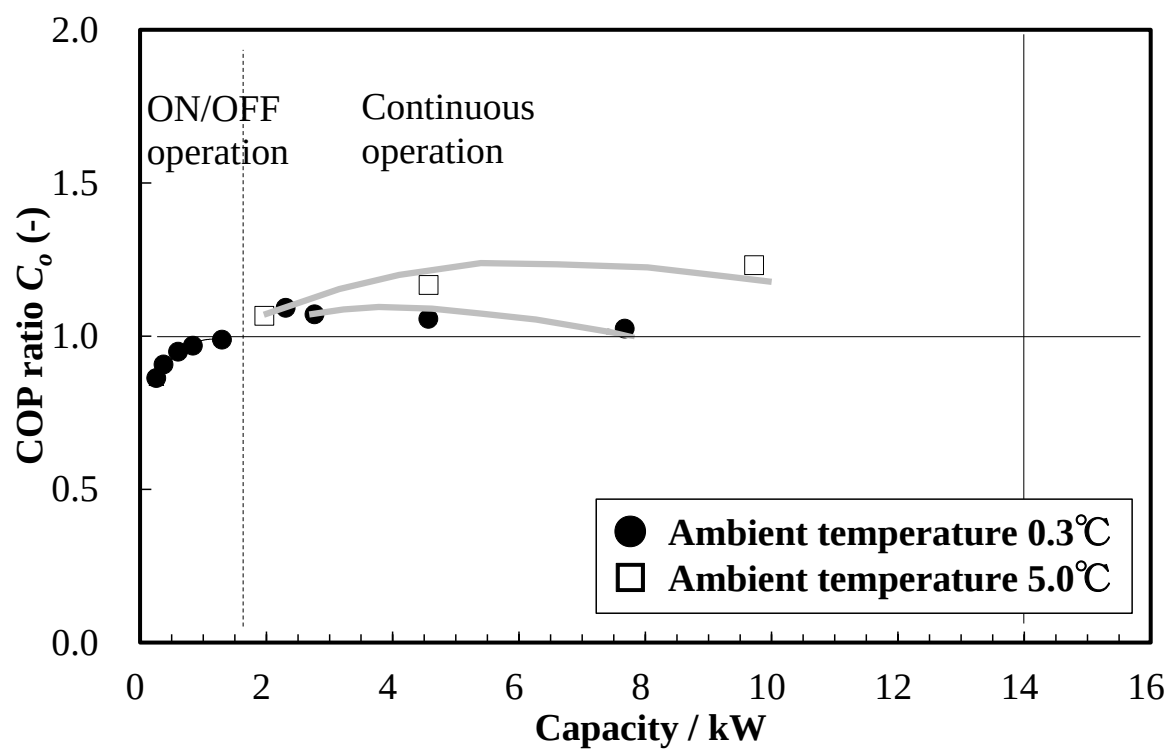


Fig. 6.5 Test results of developed system in heating operation

6.4 年間効率の推定

前節の結果を元に，第 5 章で示した Fig. 5.4, Table 5.3 で示す空調負荷モデルと運転期間を用いて，JIS B8616 に示した東京の外気温度条件における年間効率を計算した．Table 6.3 に開発システムの現状システムに対する比を示す．この年間効率の計算では，圧縮機効率や環境試験室での制御特性が反映され，室内外熱交換器の高性能化の効果も含まれている．この結果より，蒸気圧縮方式シミュレータを用いた初期計算では年間効率が現状システムの 1.52 倍であったのに対し，環境試験室の試験性能を元にした再計算の年間効率は 1.51 倍と，ほぼ同じであった．但し冷房条件での結果は初期計算と再計算で 1.12 倍異なる．これは初期計算において低負荷時における圧縮機の計算モデリング誤差が大きく圧縮機単体の性能実測が計算を上回り，システムとしての性能も冷房運転時には初期計算よりも高くなったためである．一方暖房運転においては，0.91 倍となった．これは初期計算よりも起動時の効率が低いためである．以上より，圧縮機特性の誤差はあるが，初期計算と同様の年間省エネ効果を確認出来た．

Table 6.3 Efficiency improvement rate of developed system

Mode	Cooling	Heating	Annual
Initial calculation	1.69	1.30	1.52
Recalculation based on eq. (6.1)	1.90	1.18	1.51

6.5 実使用試験と試験環境

現状システムと開発システムの実使用条件での性能を比較するため、それぞれ実際に使用している場所に据え付けた。これをステップ2の試験とする。但し、ステップ1で用いた1次試作機ではヒートポンプ機能だけであるのに対し、ステップ2では防水機能等、製品レベルの2次試作機を用いた。ステップ2では発生外気温度の違いを幅広く見たいため、設置地域を二か所とし、また将来は現在よりもOA機器等の内部負荷が増えると予想されるため、冷房負荷が多い環境を候補とした。そこで据え付ける場所として札幌の北海道大学構内の実験室(以下札幌)、及び静岡にある日立ジョンソンコントロールズ空調(試験実施当時は日立アプライアンス)(株)清水事業所内のCAE室(以下静岡(a))の二か所を選んだ。ここで同じ外気温度でも、内部負荷が異なるデータが取ればより幅広いデータが入手出来る。そこで静岡では更にCAE室の隣の一般事務所に開発システムのみ1台設置し(以下静岡(b))、同一外気温度で内部負荷が異なる条件とした。札幌では向かいの実験室(オープンラボ)からの排熱があるが、常駐の人数が殆ど無く、また静岡(a)では2~3名が常駐し稀に7~8人となるものの比較的安定している。参考として札幌の試験環境の平面図と室内ユニットの設置位置をFig. 6.6に、静岡の平面図と室内ユニットの設置位置をFig. 6.7に示す。

試験においては利便性向上のため、運転中のシステムの圧力や温度、制御情報を遠隔監視システムで取得し、運転に不具合が無いが常に確認出来る様にした。Fig. 6.8に計測システム概要¹⁾を、またFigs. 6.9-6.11に札幌と静岡の設営状況を示す。

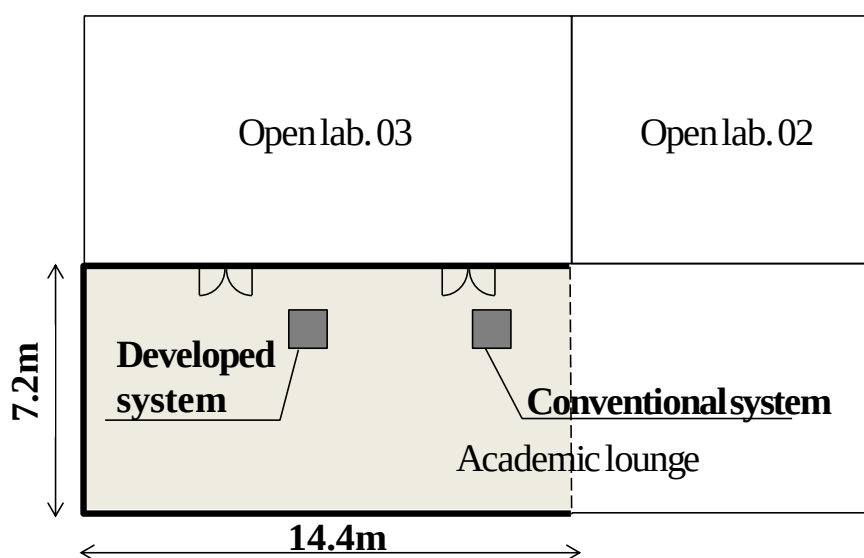


Fig. 6.6 Test ground plan of Sapporo

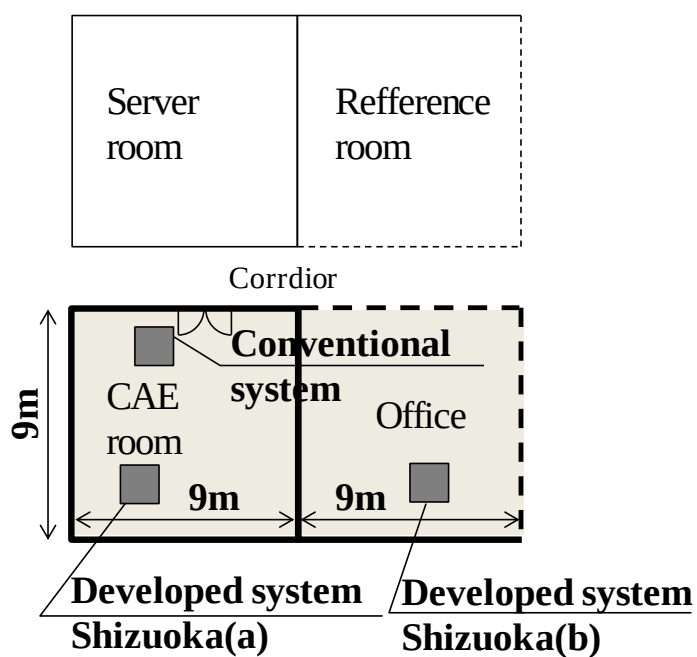


Fig. 6.7 Test ground plan of Shizuoka

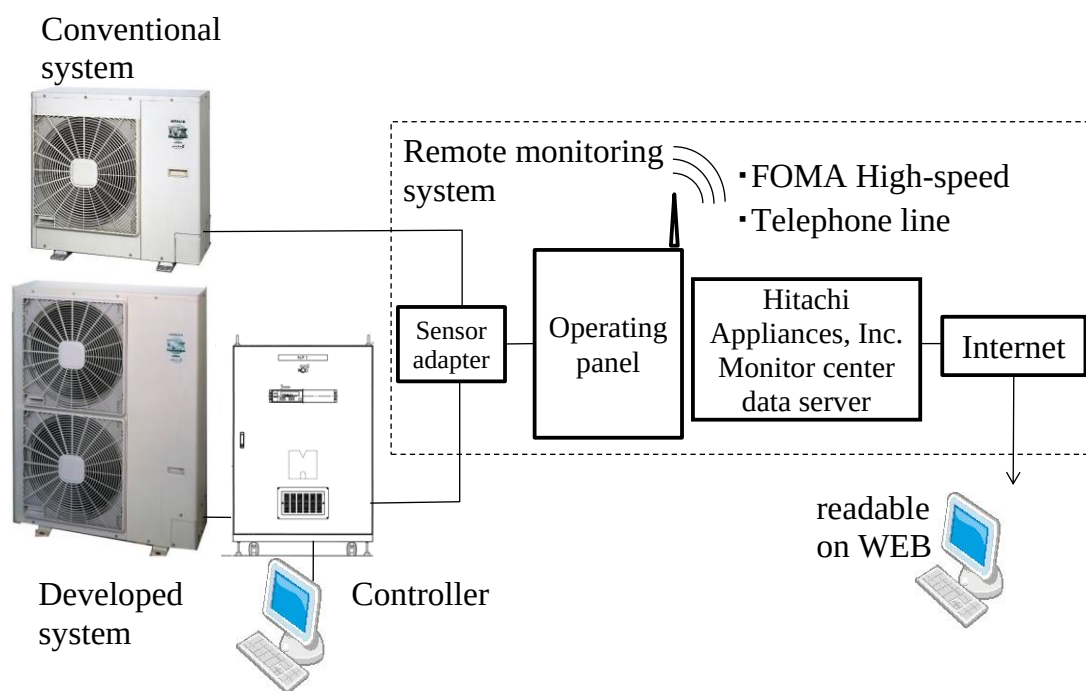


Fig. 6.8 Outline of measurement system



Fig. 6.9 Outdoor unit and indoor unit of conventional system
at Shizuoka (Hitachi-Johnson Controls Air Conditioning, Inc.)



Fig. 6.10 Outdoor unit and indoor unit of developed system
at Shizuoka (Hitachi-Johnson Controls Air Conditioning, Inc.)



Fig. 6.11 Indoor units of conventional system (back) and developed system (front)
at Shizuoka (Hitachi-Johnson Controls Air Conditioning, Inc.)

6.6 実使用試験の試験方法

試験では、現状システムと開発システムを、なるべく近い空調負荷で稼働させる様にした。運転パターンは、札幌において交互運転では空調システム冷房能力が不足するため、開発システムと現状システムの 2 台同時運転とした。また運転時間は 24 時間運転とした。冷暖運転モードは居住者の希望するモードである。一方静岡(a)では冷房能力が 1 台で足りるため、開発システムと現状システムを一週間ずつ交互に運転した。但し静岡(a)では CAE 室のため年間冷房である。静岡(b)ではなるべく静岡(a)と同じ運転モードとしたいものの、一般事務所である事、また暖房のデータを取るためにも居住者の希望する運転モードとした。更に、静岡(b)では制御だけの違いによる効果を確認するために、中間期に一週間毎に適応制御と、後述する調整済 PI 制御で交互に運転した。以上述べた試験環境と試験方法を Table 6.4 に示す。

Table 6.4 Conditions of field test

	Sapporo (Hokkaido Univ.)	Shizuoka (Hitachi-Johnson Controls A.C.)	
	Collaboratory	CAE room	
Conventional system	Pipe length [m]	15	15
	Height difference [m]	-1.7 (Indoor unit above)	2.0 (Indoor unit below)
	Number of units	1 unit	1 unit
	Test period	12 Feb. '12 - 5 Jan. '13	6 May '12 - 5 Jan. '13
	Operation	Consecutive operation for 24 hours	Alternative operation everyweek
	Control method	PI	PI
Developped system	Collaboratory	(a) CAE room	(b) Office
	Pipe length [m]	15	15
	Height difference [m]	5.0 (Indoor unit below)	2.0 (Indoor unit below)
	Number of units	1 unit	1 unit
	Test period	12 Feb. '12 - 5 Jan. '13	6 May '12 - 5 Jan. '13
	Operation	Consecutive operation for 24 hours	Alternative operation everyweek
	Control method	Tuned PI	Adaptive/Tuned PI

6.7 実使用試験による試験結果

6.7.1 システムの違いによる運転の特徴

実使用試験では、現状システムと開発システムで幾つか特徴的な運転の違いが見られた。Fig. 6.12 に札幌における低負荷での冷房運転を示す。運転日は2012年6月で、現状システムと開発システムでは運転日が16日異なるが、定格能力に対する一日の平均冷房能力が現状システムで14.9%、開発システムで15.9%とほぼ同じ条件である。図より現状システムでは、空調の開始直後から圧縮機の発停が持続して運転が安定していないのに対し、開発システムでは安定して運転しており、不要な圧縮機発停が抑制されている。

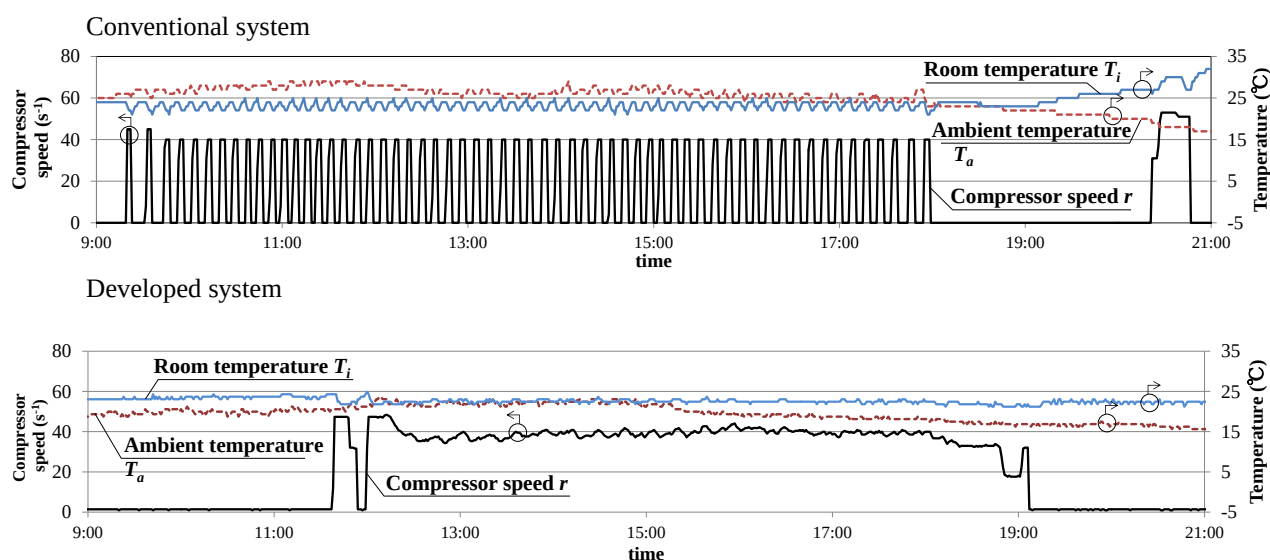


Fig. 6.12 Examples of operation in cooling mode (Sapporo, Jun. 2012)

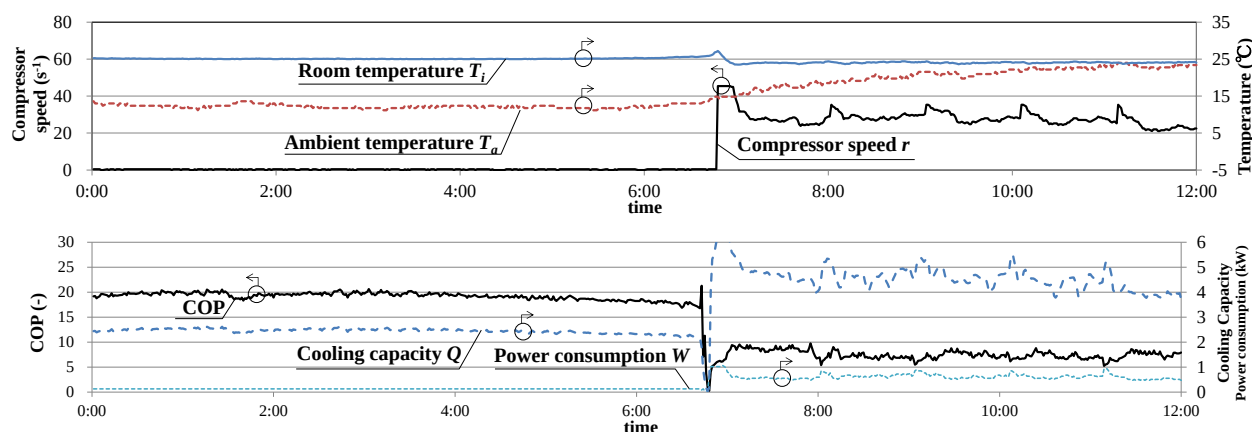


Fig. 6.13 Examples of operation in refrigerant natural circulation mode (Shizuoka, May 2012)

また冷房運転では外気温度が低くて冷房負荷が小さい日に、開発システムの自然循環方式が作動した。場所は静岡(a)で、運転日は 2012 年 5 月である。開発システムでは、室温と外気温度の差が 5 K 以上室温が高く、かつ運転中の一定時間過去の平均能力と自然循環方式での能力を比較し自然循環方式での能力が高い場合は自然循環方式に切替える。Fig. 6.13 にその運転例を示す。自然循環方式は設計通り室温と外気温度の差が 5 K 以上で作動している。自然循環方式の際は室内外のファンモータや制御基板しか稼動しないため、消費電力が小さい。時間平均の消費電力が 0.12 kW、冷房能力が 2.43 kW であり、平均 COP は 20.4 と高くなっている事を確認した。

暖房運転においても冷房運転の場合と同じく、低負荷時に現状システムの圧縮機が発停を繰り返す時に、開発システムは比較的安定した運転を行った。

6.7.2 適応制御の実証

適応制御は種々の方法があるが²⁾、ここでは空調場のパラメータを運転中に同定し、その推定値を元に最適制御を行う制御法と定義する。効果の違いを確認するには、開発システムを設計した際に定義した Eq. (4.2) で表される制御規範 J を比較すれば良い。 J は設定温度に対する目標値との偏差と、消費エネルギーの二乗和で構成される。しかし実運転においては外気温度等の環境条件が日毎に異なり J による比較が困難な事から、ステップ 2 では制御の違いによる低負荷時の COP そのものを比較する事とした。

ここで比較対象は調整済 PI 制御とし、フィードバック制御係数は試運転時に調整されたものとした。調整法として例えば Ziegler-Nichols 法があり³⁾、本手法で調整された PI 制御は高効率の運転が可能である。よって、適応制御での COP がこの調整済み PI 制御と同等以上となれば期待通りの作動をしているとした。また Table 6.4 に示す通り開発システムを用いて制御のみを変更し、静岡(b)の試作機を用いた。高負荷においてはどちらの制御でも最大出力運転となって差が少なくなるため、確認期間は低負荷となる様に、冷房運転は 2012 年 10 月と 11 月、暖房運転は 2012 年 12 月と 2013 年 1 月とした。それぞれの制御は一週間毎の交互運転で運転させ、一日の積算冷房能力と電力量を求めてそれらの比を平均 COP として比較した。

先ず冷房運転における能力に対する定格 COP 比を Fig. 6.14 に示す。実使用条件での試験のため、Fig. 6.3 と異なり、種々の外気温度や設定温度での値が混在している。そこで COP 比が Eq. (6.1) で表されるとし、係数 $f_1, \sim h_3$ を最小二乗法で求め、その結果を Fig. 6.14 の中に曲線で示す。この試験を行った外気温度の平均が調整済 PI 制御、適

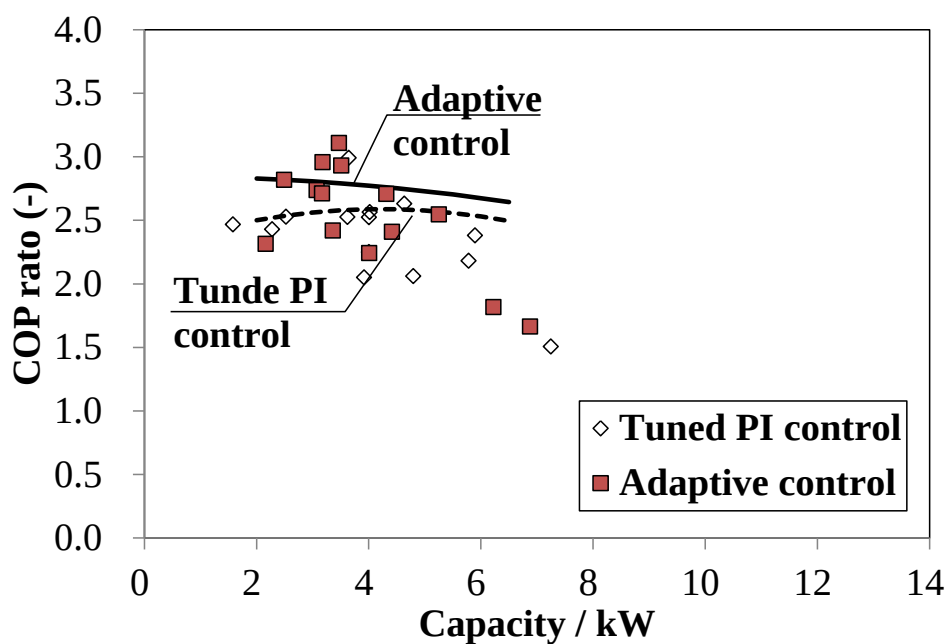


Fig. 6.14 Averaged COP ratio with regards to averaged capacity in cooling mode

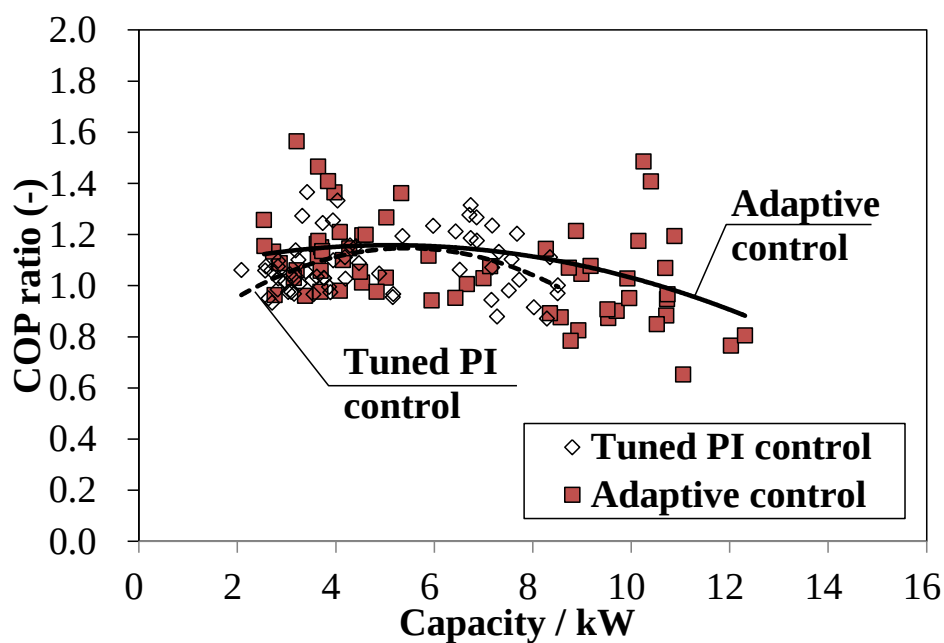


Fig. 6.15 Averaged COP ratio with regards to averaged capacity in heating mode

応制御共に約 23℃であったため、示した曲線は外気温度が 23℃の場合を示している。Fig. 6.14 より冷房能力が小さい領域、つまり低負荷運転領域では調整済 PI 制御に比べて適応制御は COP 比が同等以上となっている。

次に暖房運転に関する能力に対する定格 COP 比を Fig. 6.15 に示す。ここで Fig. 6.15

は補正後のデータである。補正理由は、調整済 PI 制御では室温が設定温度にならずに低い室温で運転を継続したので、調整済 PI 制御の COP を適応制御と同じ室温とするためである。具体的な補正方法としては、現状システム定格 COP 比である C_o が、室温と外気温度、暖房能力で次の式に従うものと仮定する。

$$C_o = \{[(a_1 T_i^2 + a_2 T_i + a_3)] T_a^2 + [(b_1 T_i^2 + b_2 T_i + b_3)] T_a + [(c_1 T_i^2 + c_2 T_i + c_3)]\} Q^2 \\ + \{[(d_1 T_i^2 + d_2 T_i + d_3)] T_a^2 + [(e_1 T_i^2 + e_2 T_i + e_3)] T_a + [(f_1 T_i^2 + f_2 T_i + f_3)]\} Q \quad (6.2) \\ + \{[(g_1 T_i^2 + g_2 T_i + g_3)] T_a^2 + [(h_1 T_i^2 + h_2 T_i + h_3)] T_a + [(i_1 T_i^2 + i_2 T_i + i_3)]\}$$

ここで $a_1 \sim i_3$ は係数、 T_i は室温、 T_a は外気温度、 Q は暖房能力である。データ点数が有限であるため、Eq. (6.2) に合致する $a_1 \sim i_3$ を求め、調整済 PI 制御のデータの室温のみ適応制御のデータと同じになったとして C_o を計算し直した。また Fig. 6.15 に示す曲線は Fig. 6.14 と同じ方法で求めたものである。Fig. 6.15 に示す通り暖房運転においても低負荷運転領域で調整済 PI 制御に比べて適応制御は COP 比がほぼ同等となった。

パッケージエアコンの運転では、冷房、暖房どちらに関しても調整済 PI 制御と適応制御による運転結果の主な違いは低負荷時の圧縮機発停に伴う効率低下である。従って冷房、暖房運転の結果から、適応制御は低負荷において、調整済 PI 制御と比べて少なくとも同等の効率を示す事が確認された。

6.7.3 年間効率の実証

7.2 節で述べた試験方法による運転を、Table 6.4 に示した期間継続し、年間を通して実使用試験を行った結果を Table 6.5 に示す。ここでは年間効率の指標として、冷房と暖房の総合 COP とした。札幌においては現状システムの総合 COP2.69 に対し、開発システムの総合 COP4.24 と 1.58 倍であり、静岡(a)では現状システムの総合 COP3.75 に対し開発システムの総合 COP6.27 と、1.67 倍であった。但し、後述する様にこれは平年との外気温度差や冷暖房負荷の違いの他、機器の個体差等を含んでいるために、平年の外気温度で個体誤差が無い場合にも有意差があるかどうかをデータを標準化して更に検討する。

Table 6.5 Results of field test

Location	Test Period	System	Mode	Capacity [MJ]	Power consumption [MJ]	Total COP	Improvement rate
Sapporo	12 Feb. '12	Conventional	Cooling	36,100	8,672	4.16	-
			Heating	55,500	25,395	2.19	-
			Total	91,600	34,067	2.69	1.00
	5 Jan. '13	Developed	Cooling	41,403	7,497	5.52	1.33
			Heating	28,662	9,016	3.18	1.45
			Total	70,065	16,513	4.24	1.58
Shizuoka (a)	6 May '12	Conventional	Cooling	49,891	13,289	3.75	1.00
		Developed	Cooling	51,367	8,195	6.27	1.67
Shizuoka (b)	5 Jan. '12	Developed	Cooling	23,978	5,777	4.15	1.11
			Heating	5,696	1,614	3.53	-
			Total	29,674	7,391	4.02	-

6.8 試験結果データの標準化

6.7 節の計測データは外気温度の平年値との差や機器の個体差等を含んでいる値であり，更に実使用試験場所の空調負荷が一般事務所の空調負荷と必ずしも一致していないと考えられる．よって

- ①計測年における外気温度が平年の外気温度レベルとなっているか．
- ②空調場の実負荷が一般事務所想定負荷のレベルとなっているか．
- ③機器の性能バラツキが適正か．
- ④空調場の面積が空調機容量に対して適切か．

について検討しそれぞれの条件を一般評価出来る様に標準化した．

6.8.1 計測年の外気温度

気象庁の地上気象観測統計値データ(1991 年～1998 年)⁴⁾の平均値を平年外気温度とした．

最初に札幌におけるステップ 2 の計測年と平年の外気温度出現時間を Fig. 6.16 に示す．これより，計測年における冷房外気温度のピークが平年の 20℃から 24℃まで上昇しており，ピークの出現時間も平年の 141 時間から 246 時間と 1.7 倍以上となり，暑い夏であった事が分かる．

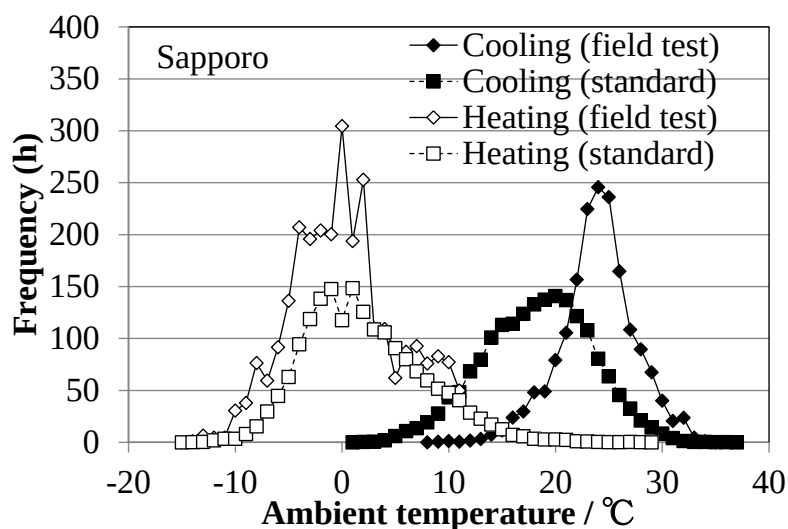


Fig. 6.16 Distribution of ambient temperature in Sapporo region

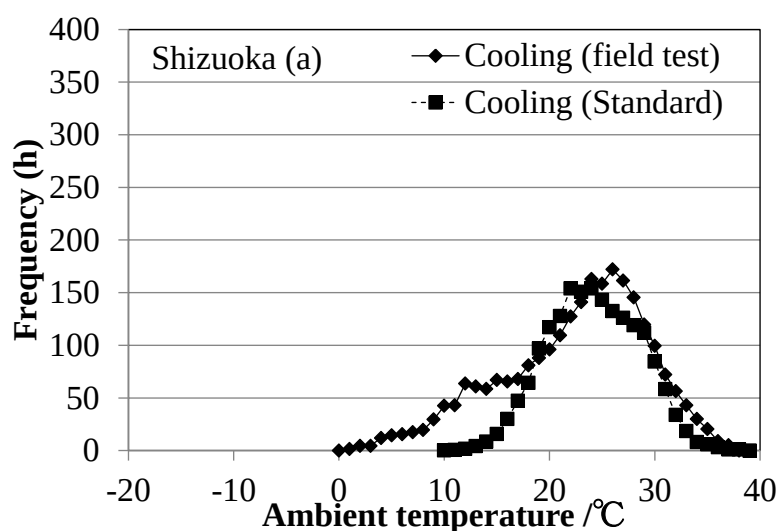


Fig. 6.17 Distribution of ambient temperature in Shizuoka region (Shizuoka(a))

一方、暖房外気温度のピークは平年の 1°C から 0°C まで低下しており、出現時間も全域に渡って低温側に 2°C 程度低下の傾向で、ピークの出現時間も平年の 148 時間から 304 時間と 2 倍となり、寒暖差が激しい年となっていた事が分かる。

次に静岡に関してであるが、静岡(a)システムについて札幌と同様に計測年と平年の外気温度出現時間を Fig. 6.17 に示す。これによると、計測年における冷房外気温度のピークが平年の 24°C から 26°C まで上昇しており、ピークの出現時間は平年の 154 時間から 172 時間と 1.1 倍となり、出現時間も全域に渡り 1°C 程度高くなっている。

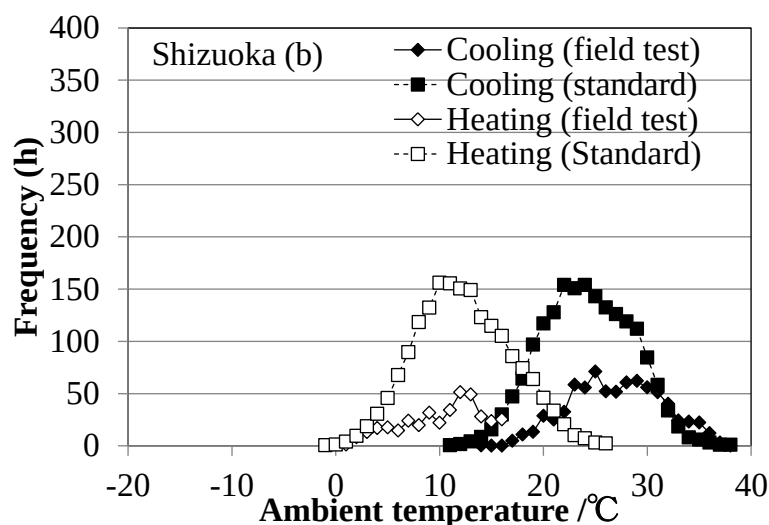


Fig. 6.18 Distribution of ambient temperature in Shizuoka region (Shizuoka(b))

次に暖房運転も実施した静岡(b)システムについて Fig. 6.18 に外気温度出現時間を示す。これによると、静岡(a)システムと同様に冷房において平年よりピークが 2°C から 4°C 高いが、冷房運転時間が短い事から、合計外気温度出現時間が平年で 1820 時間であるのに対し、計測年は 776 時間と 40% 程度である。また暖房においてはピークが 2°C 程度高く、合計外気温度出現時間が平年で 1820 時間に対して 378 時間と、20% 程度であった。

6.8.2 実使用試験場所の空調負荷

負荷とに関しては、一般社団法人公共建築協会平成 21 年度発行の建築設備設計基準⁵⁾に、実使用試験を行った空調場の建築仕様と実使用試験時の内部負荷等を入力し、(i)計測された空調能力と設計基準の負荷がほぼ一致する事を確認し、設計基準と本報告での算出法が合致する事を確認した。
(ii)一般事務所に装備されていないサーバ等の内部負荷を除外し、一般事務所としての負荷を作成した。

6.8.3 機器性能バラツキの平均化

機器の個体差による性能のバラツキに関しては、現状システムが 2 セット、開発システムが 3 セットあり、開発システムについては 1 次試作機と 2 次試作機の違いだけ

でなく、圧縮機の個体差等、2次試作機の中でも個体差が考えられるため、現状システム2セットのCOPの平均値、開発システム3セットのCOPの平均値をそれぞれ算出した。具体的には、得られたデータを1時間毎に切り出してその時の外気温度毎に能力、消費電力を整理し、最終的に全データに対する外気温度毎の能力と消費電力量を求め、総合COPを求めた。また値は現状システムの定格COPで除して標準化し、6.3節と同様に、Eq. (6.1)の形で定式化した。

その結果、現状システム2セット、開発システム3セットのそれぞれのCOP平均値の定格COP比を、Figs. 6.19-6.20に示す。それぞれの設営場所で個別に運転しているので、設定温度の違いや運転中の室温変化、試作機のバラツキ等が影響するため、冷房、暖房共に、Figs. 6.2-6.5に示すステップ1での環境試験室での結果と異なった値となっている。

6.8.4 空調場の面積

札幌、静岡(a)とも標準の床面積と同じ100 m²の場所に、現状システムと開発システムの各1台を設置した想定とし、ステップ1との比較が出来るようにした。ここで、一般事務所の想定地域として札幌と静岡(a)以外に東京、那覇を加える事とした。この場合はシステム空調能力が最大空調負荷より約5%上回る様に空調場の床面積を与え、極力総合COPの検証に影響を与えないように配慮した。以上の内容を纏めてTable 6.6に示す。

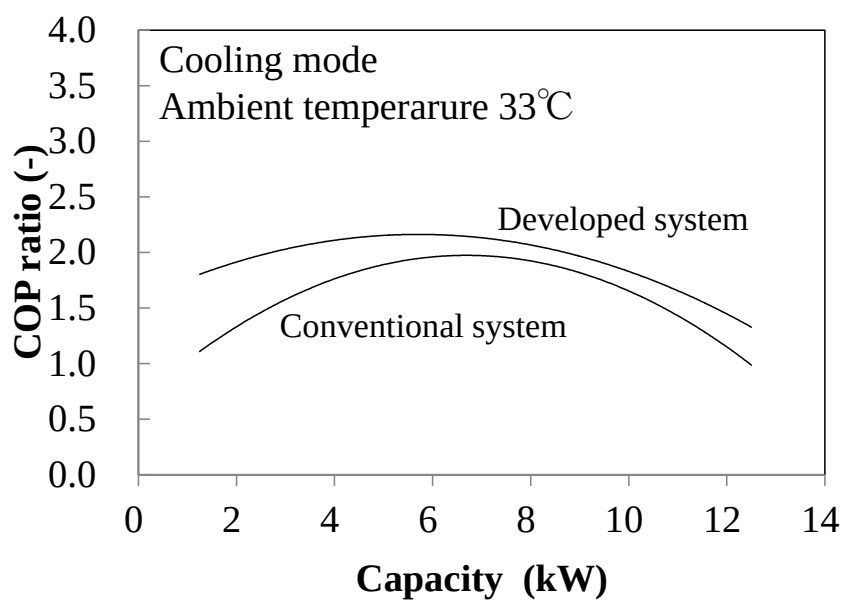


Fig. 6.19 Results of COP ratio in field test in cooling mode

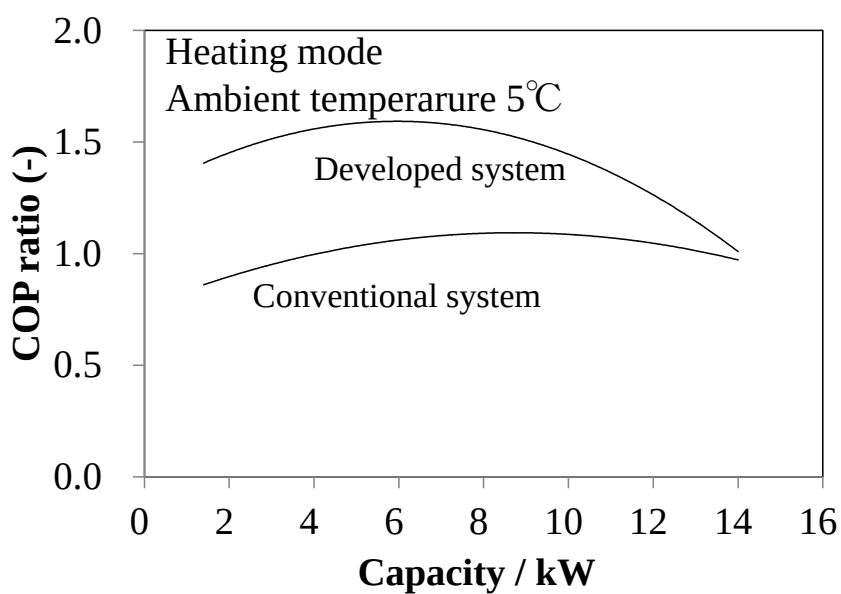


Fig. 6.20 Results of COP ratio in field test in heating mode

Table 6.6 Evaluation conditions

No.	Region	Use	Number of air- conditioners	Set temperature [°C]		Air-conditioning area [m ²]	Remarks	
				Cooling	Heating			
Field test	1	Sapporo	Collaboratory	2	24	24	100	With existing heating equipment operating together
	2	Shizuoka (a)	Simulation room	2	24	—	100	All year cooling operation
	3	Shizuoka (b)	Office	1	28	20	80	With existing cooling and heating equipment operating together
Estimation	4	Sapporo	Office	1	26	22	115	Same as No. 1 except air-conditioning time, holiday, ambient temperature, set temperature, air-conditioning area
	5	Tokyo	Office	1	26	22	80	Same as No. 2 except ambient temperature, set temperature, air-conditioning area
	6	Shizuoka	Office	1	26	22	80	Same as No. 2 except air-conditioning time, holiday, ambient temperature, set temperature, air-conditioning area
	7	Naha	Office	1	26	22	100	Same as No. 2 except ambient temperature, set temperature

6.9 標準化データでの評価

以上の評価方法に基づき、①外気温度条件、②空調負荷条件、③機器个体差、④空調場面積条件の標準化を図ったので、東京や静岡地区で示される様な日本の人口の約 60%を占める太平洋ベルト地帯におけるシステムの総合 COP の向上効果の再評価を行った。地域別の総合 COP 向上効果の比較検討結果を Table 6.7 に記す。Table 6.7 に記す通り、静岡、東京において、開発システムの総合 COP 現状比は 1.5 倍を達成している。札幌、那覇を含めても総合 COP 現状比は 1.5 倍以上となった。特に、札幌においては外気低温度時の暖房能力で機種選定した結果、低負荷運転比率が増加するため、総合 COP 現状比が 1.62 倍と高い値となった。逆に那覇においては建築設備設計基準日最高温度⁵⁾にも記載の通り、最高外気温度が東京や静岡に比べ約 1℃程度低く、空調場の床面積を大きく設定する事が出来るため、東京、静岡に比べ高負荷運転比率が増加するのに起因して総合 COP 現状比が若干低下するものの、1.52 倍となった。

以上の検討は、4.2.2 項、6.7.1 項で説明した開発システムの自然循環方式の効果を包含したものであった。そこで札幌と静岡の開発システムにおいて、自然循環方式だけの COP 比及び総合 COP 現状比すなわち年間効率向上効果を Fig. 8.6, Table 6.8 に記す。

自然循環方式は運転時の COP が大きく向上するので高効率化に寄与出来るが、開発システム低負荷運転時の圧縮機効率向上効果により自然循環方式時の効率差が縮減し、また一般事務所想定負荷のケースにおいては自然循環方式での運転時間が少なく年間におけるエネルギー消費量が少ない等の理由のため、Table 6.8 に示す様に総合 COP 現状比で 0.01 程度の向上に止まった。但し、もしサーバールームや CAE ルーム等の年間冷房で用いる場合、更なる効果が発揮出来ると考える。

Table 6.7 Revised value of total COP

Location	System	Mode	Capacity [MJ]	Power consumption [MJ]	Total COP	Improvement rate
Sapporo	Conventional	Cooling	10,808	4,493	2.41	1.00
		Heating	39,632	18,324	2.16	1.00
		Total	50,440	22,817	2.21	1.00
	Developed	Cooling	10,808	2,058	5.25	2.18
		Heating	39,632	12,069	3.28	1.52
		Total	50,440	14,127	3.57	1.62
Shizuoka	Conventional	Cooling	50,948	14,038	3.63	1.00
		Heating	30,165	12,729	2.37	1.00
		Total	81,113	26,767	3.03	1.00
	Developed	Cooling	50,948	9,264	5.50	1.52
		Heating	30,165	7,941	3.80	1.60
		Total	81,113	17,205	4.71	1.56
Tokyo	Conventional	Cooling	49,767	14,035	3.55	1.00
		Heating	33,635	14,113	2.38	1.00
		Total	83,402	28,148	2.96	1.00
	Developed	Cooling	49,767	9,206	5.41	1.52
		Heating	33,635	8,968	3.75	1.57
		Total	83,402	18,174	4.59	1.55
Naha	Conventional	Cooling	83,937	23,651	3.55	1.00
		Heating	2,975	1,147	2.59	1.00
		Total	86,912	24,798	3.50	1.00
	Developed	Cooling	83,937	15,637	5.37	1.51
		Heating	2,975	715	4.16	1.60
		Total	86,912	16,352	5.32	1.52

Table 6.8 Effect of refrigeration natural circulation

Location	System	Operation of refrigerant natural circulation	Mode	Capacity [MJ]	Power consumption [MJ]	Total COP	Improvement rate
Sapporo	Conventional	Off	Cooling	10,808	4,493	2.41	1.00
			Heating	39,632	18,324	2.16	1.00
			Total	50,440	22,817	2.21	1.00
	Developed	Off	Cooling	10,808	2,089	5.17	2.15
			Heating	39,632	12,069	3.28	1.52
			Total	50,440	14,158	3.56	1.61
		On	Cooling	10,808	2,058	5.25	2.18
			Heating	39,632	12,069	3.28	1.52
			Total	50,440	14,127	3.57	1.62
Shizuoka	Conventional	Off	Cooling	50,948	14,038	3.63	1.00
			Heating	30,165	12,729	2.37	1.00
			Total	81,113	26,767	3.03	1.00
	Developed	Off	Cooling	50,948	9,301	5.48	1.51
			Heating	30,165	7,941	3.80	1.60
			Total	81,113	17,242	4.70	1.55
		On	Cooling	50,948	9,264	5.50	1.52
			Heating	30,165	7,941	3.80	1.60
			Total	81,113	17,205	4.71	1.56

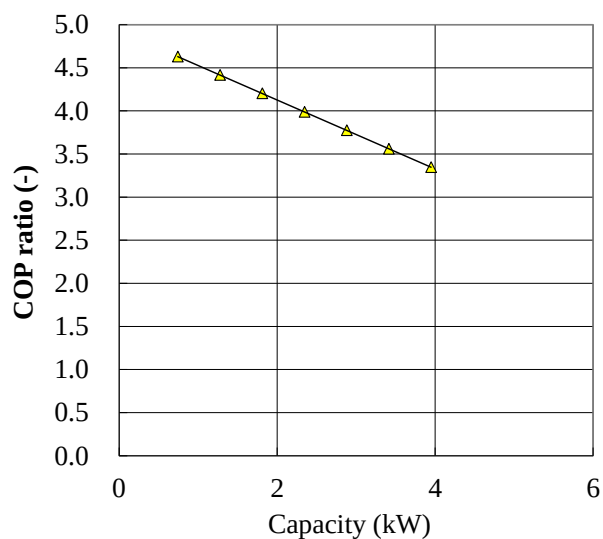


Fig. 6.21 Results of COP ratio in refrigerant natural circulation cooling mode

6.10 まとめ

第 4 章で開発したパッケージエアコンについて、環境試験室による試験と実使用試験を実施した。その結果、以下の結言を得た。

- 1)環境試験室によるステップ 1 試験では、JIS B8616 に示す東京の外気温度条件において、現状システムに対し開発システムの年間効率は 1.51 倍となった。
- 2)実使用条件でのステップ 2 試験では、12 年度の外気温度において、現状システムに対し開発システムの年間効率は、札幌では 1.58 倍、静岡では 1.67 倍となった。
- 3)環境試験室による試験と、実使用試験を実施し、その結果を元に、平年の外気温度相当及び一般事務所の負荷相当に標準化すると、現状システムに対し開発システムの年間効率は、札幌では 1.62 倍、静岡では 1.56 倍、東京では 1.55 倍となり、目標値である現状システム比 1.5 倍以上となる事が分かった

参考文献

- 1) <http://www.hitachi-ap.co.jp/solution/monitoring> (Jan. 2017)
- 2) Masuda, S. and Ohmori, H., Lecture on adaptive control for freshmen, Journal of the Society of Instrument and Control Engineers, 2003, **42**(4), pp. 297-303.
- 3) Nakanishi, E., Hanakuma, Y., "Basis and Practice for Process Control", 1992, Asakura Publishing Co., Ltd., Tokyo, pp. 95-97. (in Japanese)
- 4) Japan meteorological business support center, "Statistic of weather observation on ground (1991-1998)", 2006, Tokyo. (in Japanese)
- 5) Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism, "Design standards for building equipment" 2009, Public Buildings Association., Ltd., Tokyo. (in Japanese)

第7章 予熱制御の開発

7.1 空調場の蓄熱負荷

空調負荷は、前述した通り外気とのやり取りである貫流熱負荷、隙間熱負荷、外気熱負荷や、内部からの発熱である照明、機器、人体熱負荷があり、また日射熱負荷がある。これらの負荷を正確に推定する事は一部を除き困難で、建築設備設計基準を用いて簡易的に算出したり、空気調和衛生工学会規格 SHASE-S112 により推定する事が多い。後者はデュレーションカーブを用いて最大負荷そのものに対して超過危険率の考えを導入して適切な最大熱負荷を選定する考え方で、例えば危険率 2.5%の値を最大熱負荷とする計算法を採用している。空調機の容量選定は基本的にこの最大熱負荷を基準に行うが、貫流熱負荷や隙間熱負荷等以外にも蓄熱負荷があり、間欠空調における休日明けの空調立ち上がり時の熱負荷は、蓄熱負荷により大きくなる事が多い。例えば寒冷地において、蓄熱負荷により暖房時の空調立ち上がり時の必要能力が非常に大きくなる。従って空調機の容量選定もそれに合わせて大きくしなければならず、最大負荷を基準にして選定する限りは、定常時の負荷に対して過剰容量にならざるを得ない¹⁾。これは空調機の設定場所の負荷が既知であっても、立ち上がり時以外の負荷に対して大きい容量を選定してしまうケースである。よって、もし蓄熱負荷を適切に処理する事が出来れば、空調機の選定において過剰な容量にならないで済む。これは寒冷地だけでなく、温暖地においても同様である。間欠空調ではなく終日空調とするのも一つの策であるが、この場合総合的に消費電力量が増加する事が多い²⁾。これより、出来るだけ少ない空調能力、消費電力量で蓄熱負荷を処理する事を検討する。

ここで蓄熱負荷によって同じ外気温度であっても負荷が異なる例を示す。負荷そのものは実測出来ないなので、設定温度に維持するための必要暖房能力を示す。Fig. 7.1 は首都近郊のあるビルにおける外気温度に対する暖房起動時の必要能力を示している。ビルの諸元は鉄筋鉄骨コンクリートの地下1階、地上8階建て、延べ床面積 7000 m²の建築である。プロットデータを起動時間毎に示し、起動時間毎に外気温度と暖房負荷の一次式で最小二乗法で近似している。この時、必要暖房能力を暖房負荷として見た場合、暖房負荷=0 kW となる外気温度を t_b とすると、JIS B8616「パッケージエアコンディショナ」の戸建店舗負荷の想定に準拠し、 $t_b=15^{\circ}\text{C}$ に固定して最小二乗近似した。図中で 1 hour とは、空調機が起動してから 1 時間までの必要暖房能力の平均値

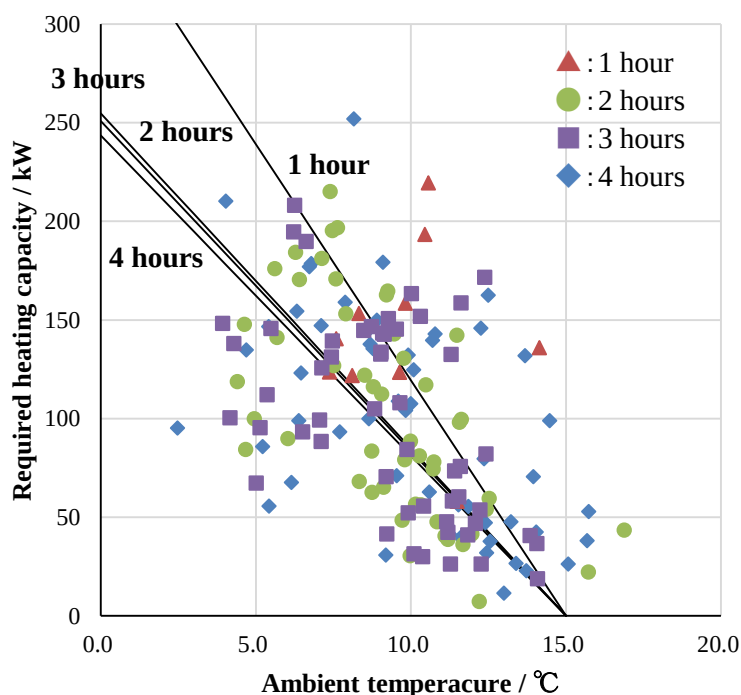


Fig. 7.1 Required heating capacity of heating operation
for a building in the Tokyo metropolitan region

を表し、2 hours は1 時間から 2 時間、3 hours は 2 時間から 3 時間、4 hours は 3 時間から 4 時間の必要暖房能力の平均値を表す。この図より、起動から 1 時間の間では、例えば外気温度 10°C において必要な暖房能力が、プロット点で約 120 kW となっているのに対し、2 時間や 3 時間では約 80 kW と 7 割程度になっている。これは起動時初期の蓄熱負荷が大きく、2 時間経過すると蓄熱負荷が低減している事を示している。Fig. 7.1 には示していないが、実際のデータでは、この後 4 hours 以降も傾きは少しずつ低下していく。

この結果から、予熱運転後は低い暖房能力で設定温度を維持出来る事が示されており、予熱運転の有効性が分かる。予熱運転中は大きな能力及び電力が必要だが、不使用時間であり快適性を考慮する事は不要であるので、予熱時に電力を抑える運転を行い、予熱最終時刻になった時に室温を目標値に到達させる事で、少ない電力量で快適性を保証する運転が期待出来る。

次に、Fig. 7.1 のデータを一例として、蓄熱負荷を含んだ暖房負荷と外気温度、起動時間との関係を近似したい。そこでまずは各時間による傾きをそれぞれ求めると Fig. 7.2 の通りとなった。ここで図中の G_h は Fig. 7.1 で示す負荷の傾きである。Fig. 7.2 でも明らかな通り、時間が経つにつれて段々と暖房負荷の傾きが小さくなっている様子

が伺える．よってその近似式を

$$\tilde{L}_h(t) = -20.1t^{-0.178}(T_a - t_b) \quad (7.1)$$

とする．ここで必要暖房能力は暖房負荷と等しいとし， $\tilde{L}_h(t)$ は暖房負荷 [kW]， T_a は外気温度[°C]， t は空調機を起動してからの時間[h]を表す．暖房負荷の外気温度に対する傾きが，時間に応じて指数的に減少するモデルである．各数値は Fig. 7.1 に示すデータから最小二乗法で算出した結果である．このモデルを図示すると，起動時間と外気温度によるこの建築の暖房負荷は Fig. 7.3 の通りとなる．これらの図より，起動時間に対して負荷は負の傾きとなっており，時間が経つにつれて蓄熱負荷を含む暖房負荷が小さくなる事が分かる．

この Eq. (7.1)で表されるモデルの精度を見るため，回帰分析で定義される決定係数を求める．決定係数の定義は

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N \{L_{hi} - \tilde{L}_h(t_i, T_{ai})\}^2}{\sum_{i=1}^N \{L_{hi} - \mu\}^2} \quad (7.2)$$

である．ここで L_{hi} が負荷データであり， $\tilde{L}_h$ がモデル式， μ はデータの平均値である．

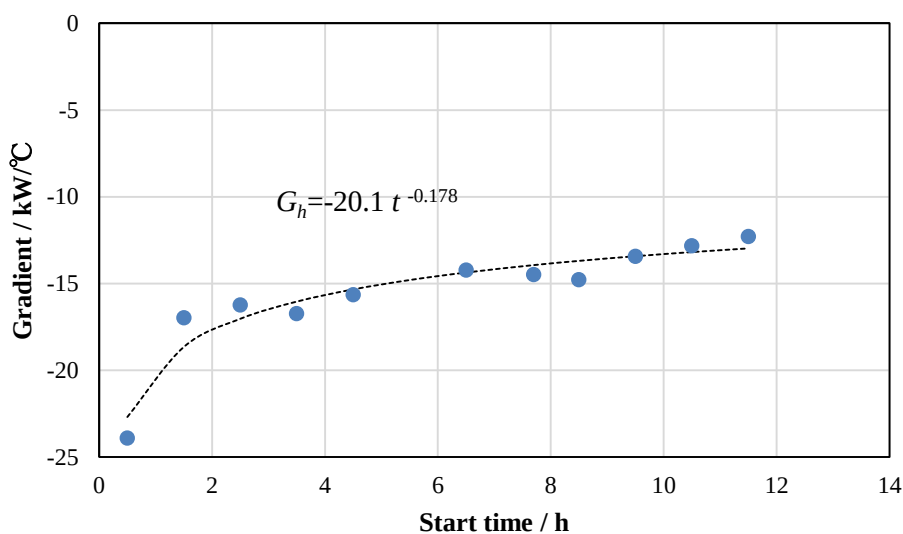


Fig. 7.2 Approximation of gradient of air-conditioning load

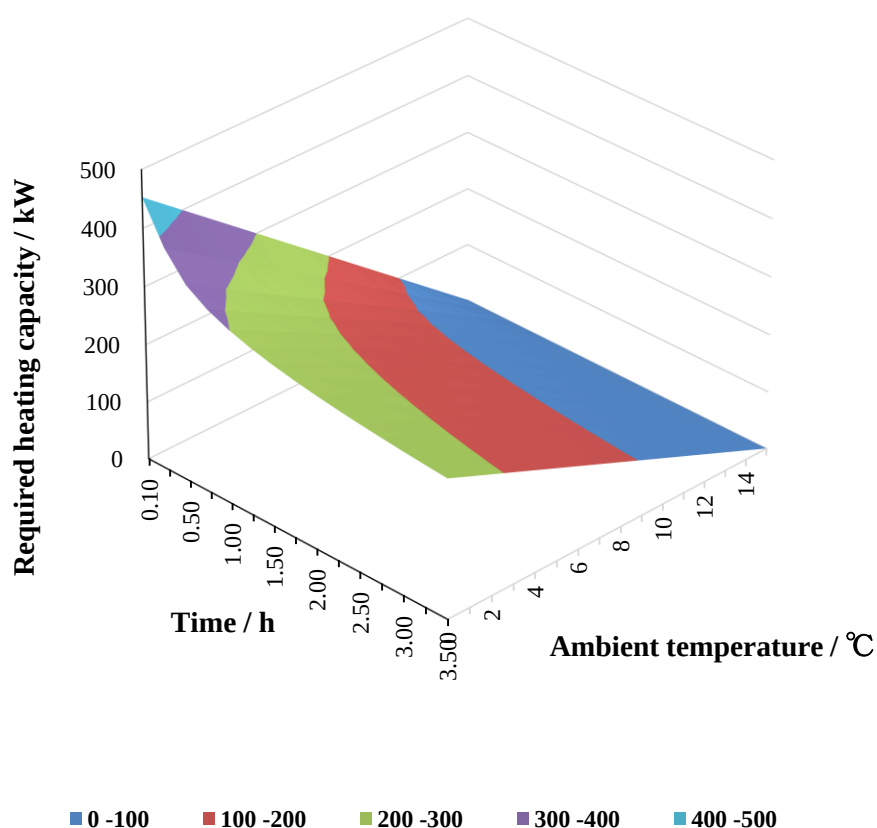


Fig. 7.3 Storage heat load with respect to start time and ambient temperature during heating operation

Fig. 7.1 に表されるデータに対して決定係数を求めると、 $R^2=0.11$ となった。よって Fig. 7.1 からでも読み取れる通り、ばらつきが大きいためには必ずしも正確に暖房負荷を表すものではないが、統計的な取り扱いには使用可能であると考えられる。

7.2. 予熱制御の設計方法

前述の通り、蓄熱負荷は予熱運転により徐々に減少するので、予熱運転を行えば使用開始時刻の空調負荷を低減し、使用時間の消費電力量や空調機容量も低減出来ると期待出来る。予熱運転の効果は空調負荷によって異なるが、一日の消費電力量の抑制とピーク値低減について検討した報告がある²⁾³⁾。ここでは暖房の予熱運転時の省エネルギー化を目指して、先ず制御設計の課題を整理する。

(1)蓄熱負荷は実測及び正確なモデル化が難しい。よって予熱運転を行う制御は、蓄熱

負荷の値を直接用いる形には出来ない。

(2)予熱運転時，始めは一般的に低外気温度であるので，空調機の暖房能力が低下して空調機自体の効率が低下する．しかし後半は外気温度が上昇すると共に蓄熱負荷も徐々に小さくなるので，空調機の効率は向上する．

(3)予熱運転中は快適性の要求は不要であるが，予熱最終時刻では快適性が要求される．

以上の課題を踏まえ，効果的な予熱運転を行う事を検討する．先ずは空調場について，室温のモデルを下記の通りと仮定する．

$$C \frac{dT_i(t)}{dt} + L_h(t) = Q_h(t) \quad (7.3)$$

ここで T_i は室温， T_a は外気温度， C は空気や周囲壁体表面を含めた熱容量， L_h は貫流熱負荷や隙間熱負荷，外気熱負荷，蓄熱負荷，内部発熱全てを含めた空調負荷， Q_h は空調機能力であり， t は時間を示す．本来は空調場のモデルは分布定数系であるが，ここでは簡易的に集中定数系にて示している．Eq. (7.3)は顕熱負荷に関してであるが，潜熱負荷についても同様の考え方を取り扱える．今回は蓄熱負荷が大きくなる暖房時の顕熱負荷について検討する．

しかし， L_h を隙間熱負荷，外気熱負荷，貫流熱負荷に分解する事は非常に困難であるため，建築設備設計基準等によって推定値が精度良く算出出来れば各負荷パラメータの推定値を用いても良いが，ここでは第4章でも用いた

$$C \frac{dT_i(t)}{dt} + K[T_i(t) - T_a(t)] = Q_h(t) \quad (7.4)$$

とする． K は貫流熱負荷，隙間熱負荷，外気熱負荷を発生させる総合熱通過率を表す．つまり $L_h(t)$ は個々に分解出来ないため，値を推定出来る熱負荷 $K[T_i(t) - T_a(t)]$ だけをモデルに入れ，それ以外は外乱と見なして省略する．熱パラメータ C や K が空調場の特性を決める一つの指標であるが，これは空調機が据え付けられる現場によって変わるため，第4章にて説明したシステム同定を用いて推定する手法がありそれを用いても良い．

次に予熱運転の制御設計は，目標値との偏差と，使用するエネルギーをどちらも勘案してバランスを取るところが基本的な考え方であるので，評価規範としては下記とする．

$$J = \int_0^{t_F} \{m[T_i(t) - T_s]^2 + nW^2(t)\}dt + f[T_i(t_F) - T_s]^2 \quad (7.5)$$

ここで J は評価規範を表し、 T_s は設定温度、 W は空調機の消費電力、 m と n 、 f は重み係数、 t_F は制御の最終時刻である。この規範の意味するところは、「第一項の快適性と、第二項のエネルギーとはトレードオフの関係であり、双方のバランスを取りながら、かつ第三項の最終到達状態も注目する」という意味である。第4章で扱った制御規範 J は、前半の積分項のみであり、これは時刻0から t_F までの間の状態を注目する規範である。それに対し Eq. (7.5) で表される規範は最終到達状態にも注目するところが異なる。但しこれは最適制御問題としては標準形である。この問題は、第4章と同様に Riccati 微分方程式を解く事で解決出来る。さて空調機的能力 Q_h と圧縮機回転数 r 、空調機の消費電力 W と圧縮機回転数の関係は、前述した通りそれぞれ二次以上の多項式で表され、また実際は動特性を持つが、今回も制御問題を解くために簡易的に静特性かつ一次式として近似し、

$$\left. \begin{aligned} Q(t) &= q_A r(t) + q_B \\ W(t) &= w_A r(t) + w_B \end{aligned} \right\} \quad (7.6)$$

と表される。すると最適制御の解は

$$\begin{aligned} r^o(t) &= -\frac{q_A}{nw_A^2 C} \Pi(t) \{T_i(t) - T_s\} \\ &\quad - \frac{q_A}{C} \frac{\Pi(t)}{\left(\frac{q_A^2}{C} \Pi(t) + nw_A^2 K\right)} \left[K \{T_a(t) - T_s\} + \left\{ \frac{q_A w_B}{w_A} - q_B \right\} \right] - \frac{w_B}{w_A} \end{aligned} \quad (7.7)$$

と求まる。ここで $\Pi(t)$ は

$$\left. \begin{aligned}
\Pi(t) &= \frac{z(t)}{y(t)} \\
y(t) &= \left[\cosh\{-\gamma(t_F - t)\} - \frac{K}{C\gamma} \sinh\{-\gamma(t_F - t)\} \right] \\
&\quad - \frac{q_A^2}{nw_A^2 C^2} \frac{f}{\gamma} \sinh\{-\gamma(t_F - t)\} \\
z(t) &= -\frac{m}{\gamma} \sinh\{-\gamma(t_F - t)\} \\
&\quad + f \left[\cosh\{-\gamma(t_F - t)\} + \frac{K}{C\gamma} \sinh\{-\gamma(t_F - t)\} \right] \\
\gamma &= \sqrt{\left(\frac{K}{C}\right)^2 + \frac{m}{n} \left(\frac{q_A}{w_A C}\right)^2}
\end{aligned} \right\} \quad (7.8)$$

である⁴⁾。さて Eq. (7.6)では q_A や w_A は定数としたが、実際には空調機の能力と消費電力は外気温度に依存する。例えば簡易的に下記の様に表される。

$$\left. \begin{aligned}
Q(t) &= q_{A0} [q_{A1} T_a + q_{A2}] r(t) + q_{B0} \\
W(t) &= w_{A0} [w_{A1} T_a + w_{A2}] r(t) + w_{B0}
\end{aligned} \right\} \quad (7.9)$$

ここで q_{A0} , q_{A1} , q_{A2} , q_{B0} , w_{A0} , w_{A1} , w_{A2} , w_{B0} は定数である。従って予熱運転中に外気温度が変わるならば、受ける空調負荷は勿論、出力する能力や消費電力も変化するので、有限時間制御の最適解も異なる筈である。しかし最適制御の解である Eqs. (7.7)(7.8)の導出に当たり、外気温度は独立変数として求めたので、Eqs.(7.7)(7.8)の中で外気温度に依存する q_A や w_A は外気温度の実測値から計算し直すだけで良い。また Eq. (7.7)中の $\{T_i(t)-T_s\}$ や $\{T_d(t)-T_s\}$ に対するフィードバック係数がそもそも時変となっているので、 m , n についても時間的に変化させても良い。例えば予熱運転が最終時刻に近づくにつれて段々快適性の重み係数 m を大きくする。これは、本来は重み係数 f により最終時刻での室温の重みが規定されるが、 f だけでは室温が設定温度に到達しない場合があるので、最終時刻に近づくにつれて m を大きくして室温に注目する事で、最終時刻にて設定温度が到達する様に配慮したものである。

7.3 数値検証

以上の設計方法を用いて、予熱運転を実施した場合の効果を数値計算を用いて検討

する。予熱時の負荷は蓄熱負荷があるため、数値計算による検証では Eqs.(7.1)(7.3)を用いる。但し Eq. (7.1)は延べ床面積 7000 m² のビルの一つの例であるので、数値計算の設定に応じてこの値全体に係数を掛けて補正する。具体的には

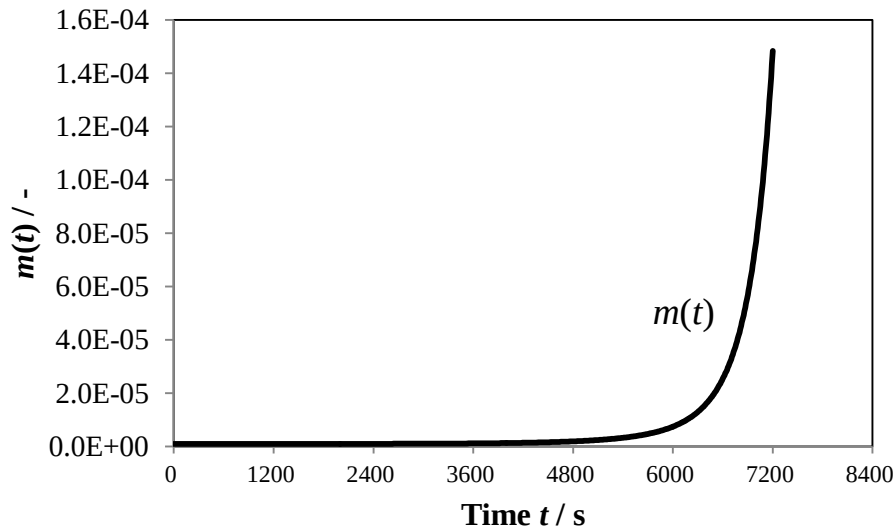
$$L_h(t) = g\tilde{L}_h(t) \quad (7.10)$$

である。

前述した様にこの空調負荷を負荷毎に分解する事は出来ず、制御設計は Eq. (7.4)を用いているので、実際の運転においては Eq. (7.3)と Eq. (7.4)の差異が最適値からの誤差となって現れる。

今回は暖房時の予熱運転の場合を計算検討する。ここでは5馬力相当である冷房定格能力 12.5 kW, 暖房定格能力 14.0 kW の店舗用パッケージエアコンの事例とし、 $q_A=1.67 \times 10^{-1}$ kW/rps, $q_{A1}=2.22 \times 10^{-2}$ 1/K, $q_{A2}=8.45 \times 10^{-2}$ [-], $q_{B0}=0$ kW, $w_A=4.28 \times 10^{-2}$ kW/rps, $w_{A1}=8.40 \times 10^{-3}$ 1/K, $w_{A2}=9.41 \times 10^{-1}$ [-], $w_{B0}=0$ kW, 最低圧縮機回転数 $r_{min}=10$ rps, 最高圧縮機回転数 $r_{MAX}=100$ rps を与え、想定する床面積を 100 m² とし、熱パラメータは $C=1164$ kJ/K, $K=0.5$ kW/K, Eq. (7.10)においては $g=100/7000=0.014$ とした。また予熱時間は $t_F=7200$ s と設定した。設定温度は省エネ推奨設定の $T_s=22^\circ\text{C}$ とし、外気温度は実測に基づく値とした。今回は静岡における 2012 年の 11 月から 2013 年 3 月迄の各月、各時刻の外気温度を用いて朝 7 時から朝 9 時まで 2 時間予熱運転を行う仮定とした。ここで Eq. (7.5)の重み係数の与え方は、前述した通り予熱運転時の電力を抑制したいためにエネルギーを重視し、快適性を無視するので m を相対的に小さくする必要がある。また予熱最終時刻にほぼ設定温度になって欲しいので、最終時刻状態の重み f を大きくする。ただ f の設定だけでは予熱最終時刻に室温が設定温度に到達出来ない可能性もあるので、予熱中に段々と快適性を重視する様に、 m を時間と共に大きくする時変係数とした。この m , n , f の設定は、最終的には試算結果から人間が決定する設計値であり、しかも決まった汎用的な設定方法がある訳では無い。但しこの値により結果が変わるので、今回は設定法を以下に決める。

まず f は定数として固定し、出来るだけ大きな数とする。ある値以上に大きくしても結果が変わらない領域があるのでその領域に近い値を数値確認して決定する。次に m は以下の形とする。

Fig. 7.4 Change of weighting coefficient m with time

$$m(t) = m_0 \cdot e^{5(t/t_F)^5} \quad (7.11)$$

Eq. (7.11)は時刻が後半になると m が指数的に大きくなる様に選んだものである。そして m の初期値である m_0 も定数で固定する。 m は状態量の途中の偏差に対する重み係数であり、 m_0 はその基準であるため、 m_0 は出来るだけ小さくする。Fig. 7.4 にこの方法による m の変化を示す。

次に機器が設置される地域の、最大負荷条件が発生する月の外気温度において、予熱最終時刻 t_F 時点で室温が設定温度に到達する様に最終的にシミュレーションにて n の大きさを調整する。このチューニング作業においては蓄熱負荷を含む暖房負荷を考慮した Eq. (7.3)で計算する。前述の通り $L_h(t)$ は個々の負荷に分解不可能であるので制御設計のモデルは Eq. (7.4)としたが、これでは蓄熱負荷が無い場合のため実際の負荷を小さく見ている事になる。そのため実使用の際に設定温度に到達しない等の不具合が発生する可能性があるため、この重み係数のチューニングでは Eq. (7.3)を用いる。 $L_h(t)$ の実際の値は分からないためにこれをどう想定するかによってチューニング結果が変わるが、今回は本制御においても比較対象の PID 制御においても、チューニング用の想定 $L_h(t)$ と実際の $L_h(t)$ が合致したと仮定する。静岡の1月のチューニング例では、前述した方法にて重み係数を決めると、具体的には $m_0=1.0 \times 10^{-6}$ 、 $f=1.0 \times 10^5$ 、 $n=7.0 \times 10^{-5}$ となった。次に室温初期条件 $T_i(0)$ は建物構造、材質や外気温度に依存するが、住居用ではあるもののリビングにおける外気温度 T_a と室温 T_i の関係を季節毎に表した報告があるため⁵⁾、「冬季の暖房なし」の例を用い下記とした。

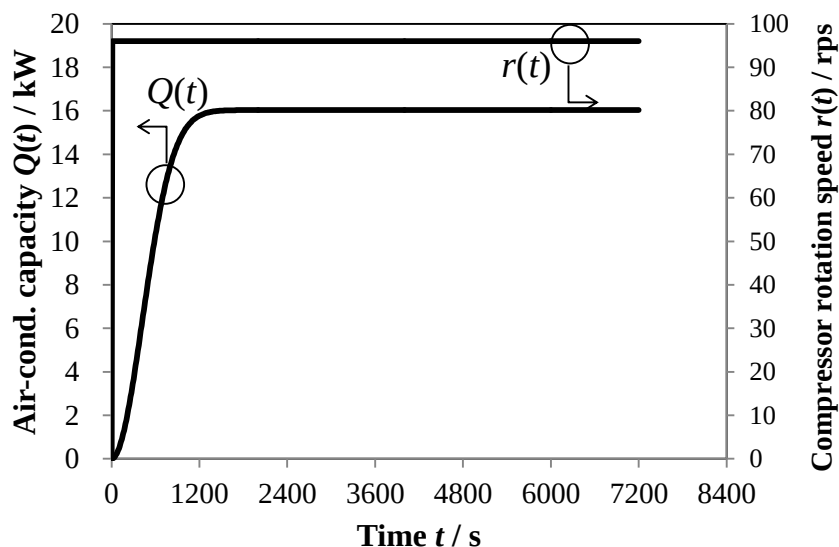


Fig. 7.5 Start up of heating capacity of air conditioner driven with step input

$$T_i(0) = 0.254T_a(0) + 12.803 \quad (7.12)$$

さて本設計法では前述した通り、パッケージエアコンの能力は Eq. (7.6) や Eq. (7.9) に示される様な静的な式を用いているが、現実には動的な特性があり圧縮機回転数と能力の関係は時定数を持つ微分方程式で表される。しかも起動から時間が経つに従い、エアコンが定常状態に暖まるので時定数そのものが小さくなる特性がある。よって数値検証ではその特性も考慮に入れた。Fig. 7.5 は今回計算するパッケージエアコンについて、圧縮機回転数 $r(t)$ をステップ状に動かした際の暖房能力の変化を示したものである。ステップ状に起動した場合でも、暖房能力は20分程度の立ち上がり時間を要する。今回、制御法は Eq. (7.6) を用いた静的な特性で求め、数値検証においては Fig. 7.5 に示した動的な特性を入れる事にした。

Eqs. (7.7)(7.8) の本制御法に対し、一般的な PID 制御を比較対象として検証する。PID 制御の PID フィードバック係数は、上記 C と K 、及び Fig. 7.5 の特性を持つ機器に対して Ziegler-Nichols 法⁶⁾によりチューニングした値である。

以上の条件において、静岡 2013 年 1 月の外気温度条件で PID 制御にて運転した時の室温と圧縮機回転数を Fig. 7.6 に、その時の消費電力を Fig. 7.7 に、出力した空調能力を Fig. 7.8 に示す。また Figs. 7.9-7.11 は有限時間最適制御の結果である。Figs. 7.6-7.11 を見れば、どちらも蓄熱負荷等による影響で立ち上がりは悪いものの、最終的には予熱最終時刻に目標温度に達成している。ただ PID 制御は整定時間が有限最適制御

と比較して短いのに対し、有限時間最適制御は重み m を時変にした事と最終時刻状態に対する重み係数 f が大きいので、最終時刻近くで急激に目標値に近付いている。

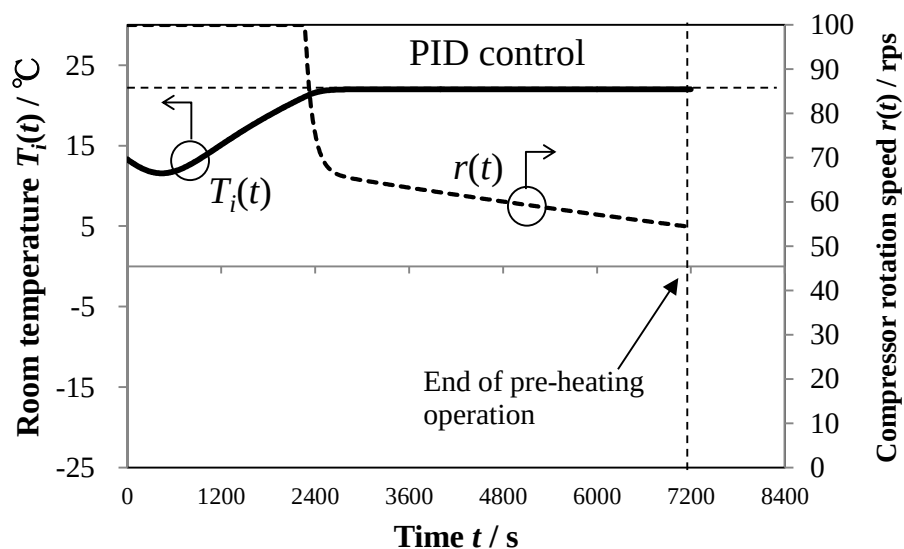


Fig. 7.6 Behavior of room temperature under PID control

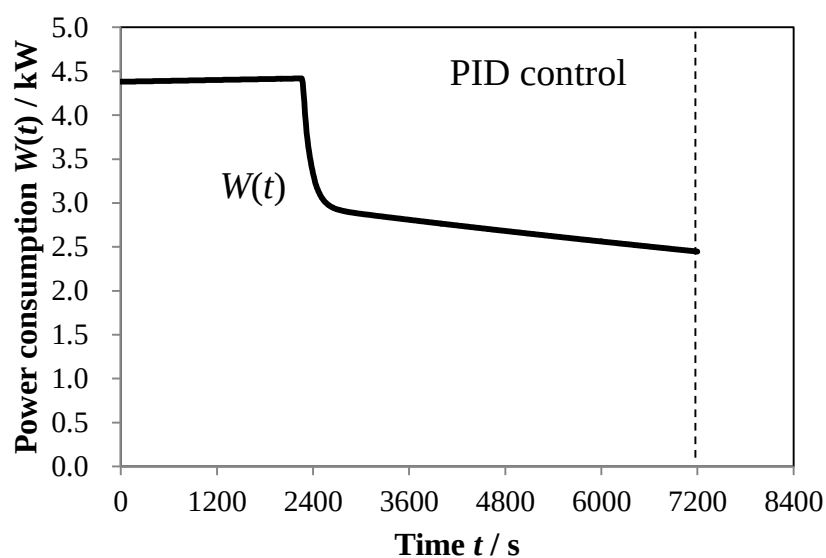


Fig. 7.7 Behavior of power consumption under PID control

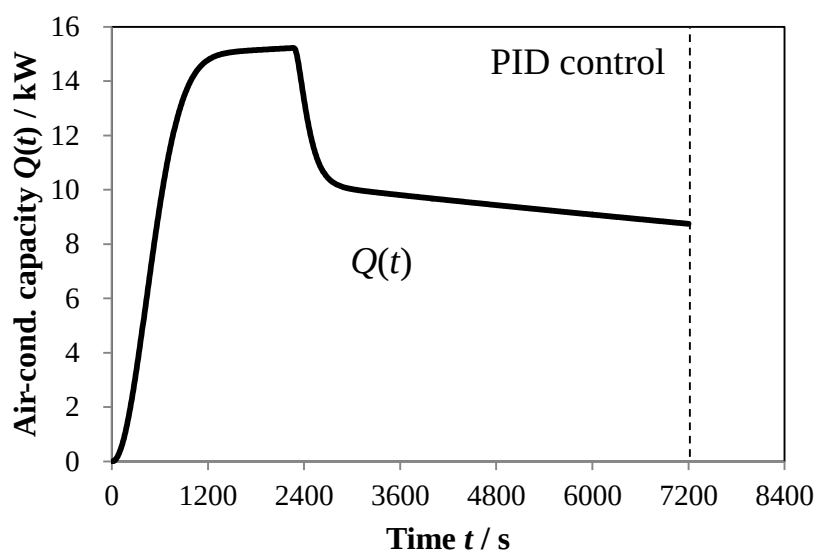


Fig. 7.8 Behavior of air-conditioning capacity under PID control

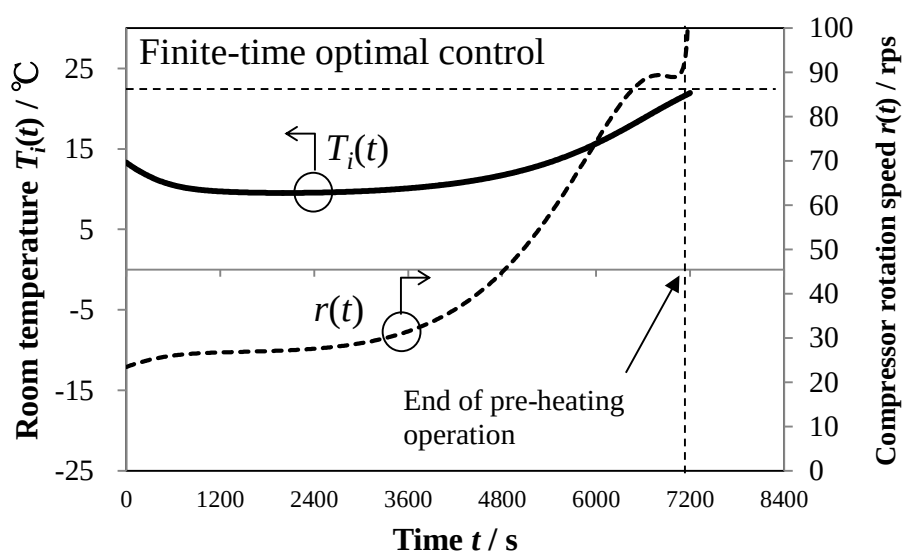


Fig. 7.9 Behavior of room temperature under finite-time optimal control

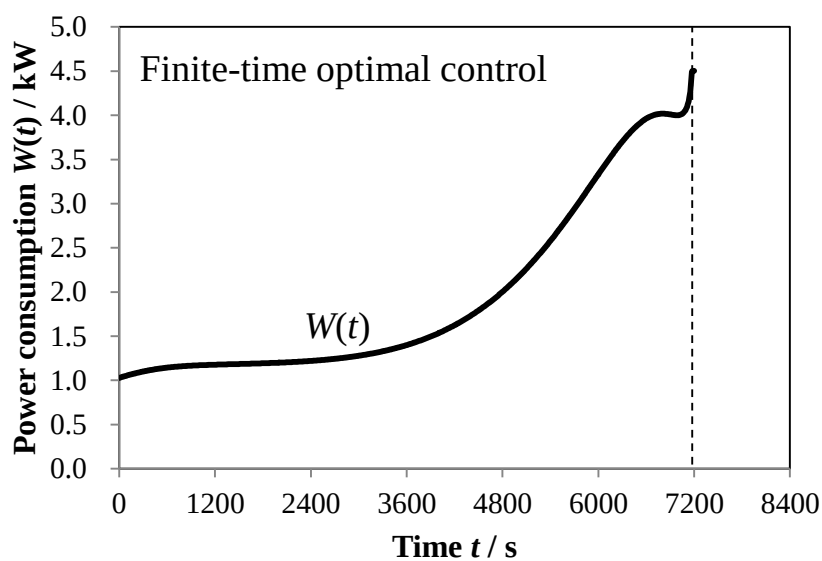


Fig. 7.10 Behavior of power consumption under finite-time optimal control

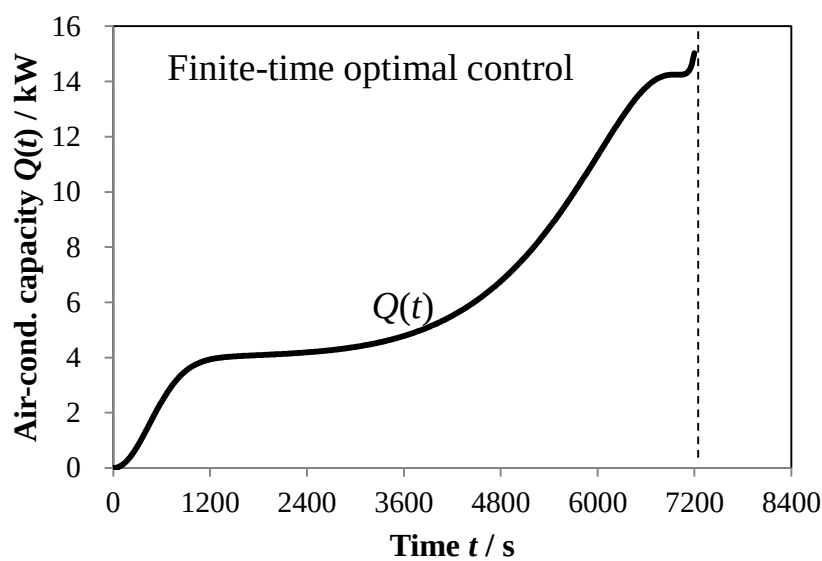


Fig. 7.11 Behavior of air-conditioning capacity under finite-time optimal control

ここで参考に、制御時間を規定しない無限時間最適制御についても検討する．無限時間最適制御は定数のフィードバック係数を用いるものであり，通常は最適制御と言われ，第4章で説明したものである．再度，結果を下記に示す．

$$r^o(t) = -K_1^o \{T_i(t) - T_s\} - K_2^o \{T_a(t) - T_s\} - v \quad (7.13)$$

$$K_1^o = \frac{q_A \bar{\Pi}}{n w_A^2 C}, \quad K_2^o = \frac{\bar{\Pi} K}{\frac{q_A^2}{C} \bar{\Pi} + K} \quad (7.14.1)$$

$$v = \frac{\bar{\Pi}}{\frac{q_A^2}{C} \bar{\Pi} + K} \left(\frac{q_A w_B}{w_A} - q_B \right) - \frac{w_B}{w_A} \quad (7.14.2)$$

$$\bar{\Pi} = \frac{-KC + \sqrt{(KC)^2 + \frac{m}{n} \frac{q_A^2}{w_A^2} C^2}}{\frac{q_A^2}{n w_A^2}}, \quad (7.15)$$

この制御により予熱運転を行った結果を Figs. 7.12-7.14 に示す．重み係数は $m=1.0 \times 10^{-6}$ ， $n=1.0 \times 10^{-7}$ である．最適制御は Eq. (7.13) で表される様に P 制御+補正の形を用いているため，蓄熱負荷の様に実測出来ない負荷が加わる場合，室温が目標設定からずれると言うオフセットが生じやすいので， K_1^o や K_2^o 等のフィードバック係数を PID 制御のフィードバック係数に比べて大きくしなければならない．そのため，PID 制御と近い結果が得られたが，室温が最終安定値(ほぼ設定温度)より少しでも高くなるオーバーシュートが発生した場合，圧縮機回転数は不要と判断し，急激に低下するため，Figs. 7.12-7.14 の 2400 s 付近に示される様な圧縮機回転数や消費電力，能力の一時的な低下が発生する．

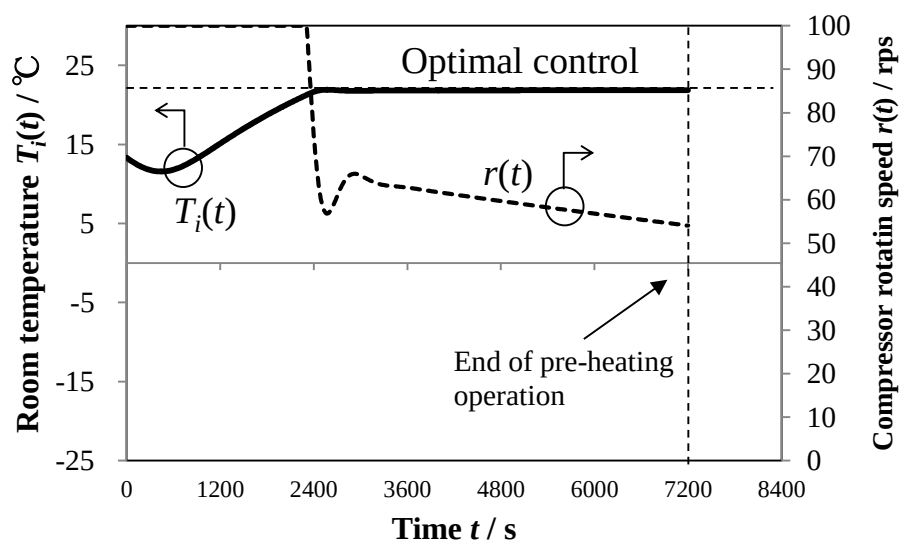


Fig. 7.12 Behavior of room temperature under optimal control

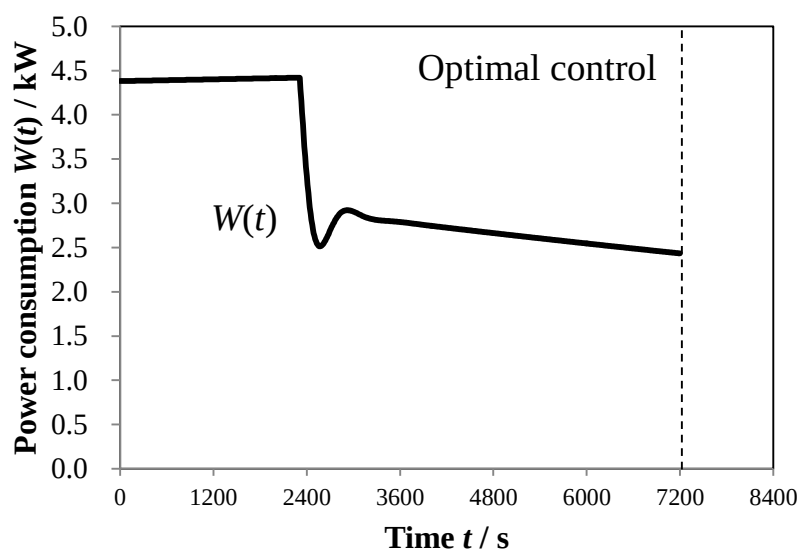


Fig. 7.13 Behavior of power consumption under optimal control

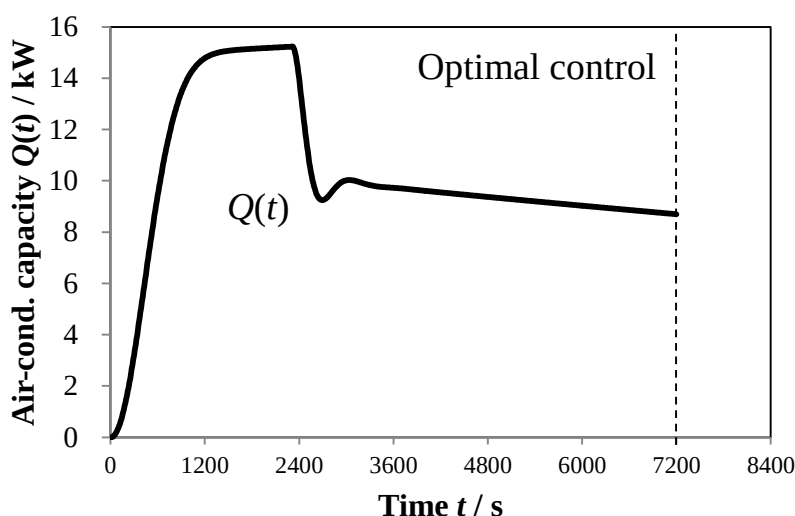


Fig. 7.14 Behavior of air-conditioning capacity under optimal control

さてこれらの制御による予熱運転時の消費電力量を下記

$$E_w = \int_0^{t_F} W(t) dt \quad (7.16)$$

で表すと，Fig. 7.7 で 2.34×10^4 kJ， Fig. 7.10 で 1.41×10^4 kJ， Fig. 7.13 で 2.33×10^4 kJ と有限時間最適制御が PID 制御に対して 40% 小さくなった．これは PID 制御は早い時刻に目標値に達し，その温度を保持するためにエネルギーが多く掛かるためである．また遅い時刻の方が蓄熱負荷は低減する事，また外気温度が高くなるので還流熱負荷や外気，隙間負荷が小さくなり，外気温度や立ち上がり動特性よりパッケージエアコン自体の効率も良くなるため，後半に高出力運転をした方が予熱運転の平均効率が良くなるため効果が增大している．

これに関し，PID 制御を用いながらも最終時刻に室温が設定温度に到達する予熱時間を逆算して，予熱時間自体を最適化する制御も考えられるが，これも最適問題を解く一手法であり一種の最適制御と考えられる．最適化する際の条件を固定時間ではなく自由時間とした場合である．これについては後述するが，最適化の条件を合わせないと比較が出来ないので，この 7.3 節では予熱時間を 7200 s と固定した場合について検証した．

同様に積算空調能力として

$$E_Q = \int_0^{t_F} Q(t)dt \quad (7.17)$$

を定義すると，Fig. 7.7 で 8.13×10^4 kJ，Fig. 7.10 で 4.95×10^4 kJ，Fig. 7.13 で 8.08×10^4 kJ となり，有限時間最適制御が PID 制御に対して 39%小さく，積算空調能力も低減する事が出来た

．よって予熱時間を固定した暖房の予熱運転では，有限時間最適制御を用いる事で，予熱最終時刻に快適な状態に保ちつつ省エネルギーとなる運転が出来る事が分かった。

7.4 空調の負荷特性の検討

以上の検討をもう少し進め，空調場の負荷特性によってどの様に効果が変わるかを計算した．この場合負荷特性とは，Eq. (7.4)で表される C と K の値である．この熱通過係数 K を建築物の面積で割ったものが U 値に相当する．計算条件としては，特定の月ではなく 11 月から 3 月までの暖房期間の合計で検討する．外気温度条件は静岡で実際に発生したデータを用いて，2012 年 11 月と 12 月，2013 年 1 月から 3 月迄の時刻毎の平均外気温度を作成する．そしてそれぞれの月の平均外気温度で毎月午前 7 時から 9 時まで予熱運転を行う事とし，毎月の運転日数は 20 日と設定した．制御設計チューニング方法は 7.3 節と同様である．これらの制御法で予熱運転し， C の値と K の値を変えた場合の暖房期間の予熱運転消費電力量を Tables 7.1-7.2 及び Figs. 7.15-7.16 に示す．ここで Figs. 7.15-7.16 の縦軸は PID 制御を基準とした有限時間最適制御の暖房期間予熱運転消費電力量の比を表し，横軸は，7.3 節で用いた C ， K の値を基準として表したものである．

Table 7.1 の計算においては C の値が半分や 2 倍になっても両制御共に圧縮機回転数の範囲内で制御が出来ており，表に示す様に消費電力量は半分や 2 倍にならなかった．よって C の値が大きくなる程，必要な消費電力量が大きくなるために有限最適制御の利点が薄れ，PID 制御に対する有限時間最適制御の消費電力量が大きくなった．それに対して K の値が変化した場合は両制御の消費電力量に極値が現れる結果となった．これは K が非常に小さい高断熱の場合は，どちらの制御法も圧縮機回転数が最低に近く殆ど差異が少なくなり， K が非常に大きい低断熱の場合はどちらも回転数が最高近くになり，この場合も制御による差異が小さくなるからである．よって，パッケージエアコンの能力調整範囲内で制御出来る負荷の場合に有限最適制御の利点が最大となる事が確認された．静岡の例では， C と K が 7.3 節で与えられた値の場合，有限最

Table 7.1 Power consumption of pre-heating operation under each control [kJ]
(Ratio $K=1.0$)

Ratio C	0.5	1.0	2.0
Finite-time optimal control	7.91×10^5	1.02×10^6	1.48×10^6
PID control	1.70×10^6	1.76×10^6	1.87×10^6

Table 7.2 Power consumption of pre-heating operation under each control [kJ]
(Ratio $C=1.0$)

Ratio K	0.5	1.0	1.5
Finite-time optimal control	6.24×10^5	1.02×10^6	2.16×10^6
PID control	1.10×10^6	1.76×10^6	2.37×10^6

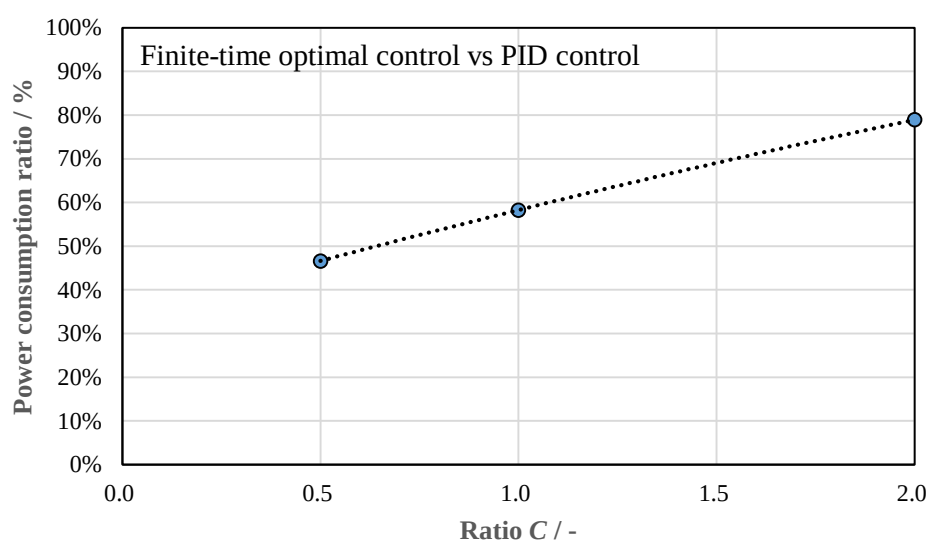


Fig. 7.15 Power consumption ratio with respect to heat capacity C

適制御を用いれば PID 制御に対して暖房期間の予熱運転消費電力量が 42%低減出来た。

Table 7.3 Heating capacity of pre-heating operation under each control [kJ]
(Ratio $K=1.0$)

Ratio C	0.5	1.0	2.0
Finite-time optimal control	2.90×10^6	3.76×10^6	5.41×10^6
PID control	6.18×10^6	6.40×10^6	6.81×10^6

Table 7.4 Heating capacity of pre-heating operation under each control [kJ]
(Ratio $C=1.0$)

Ratio K	0.5	1.0	1.5
Finite-time optimal control	2.29×10^6	3.76×10^6	7.87×10^6
PID control	3.84×10^6	6.40×10^6	8.67×10^6

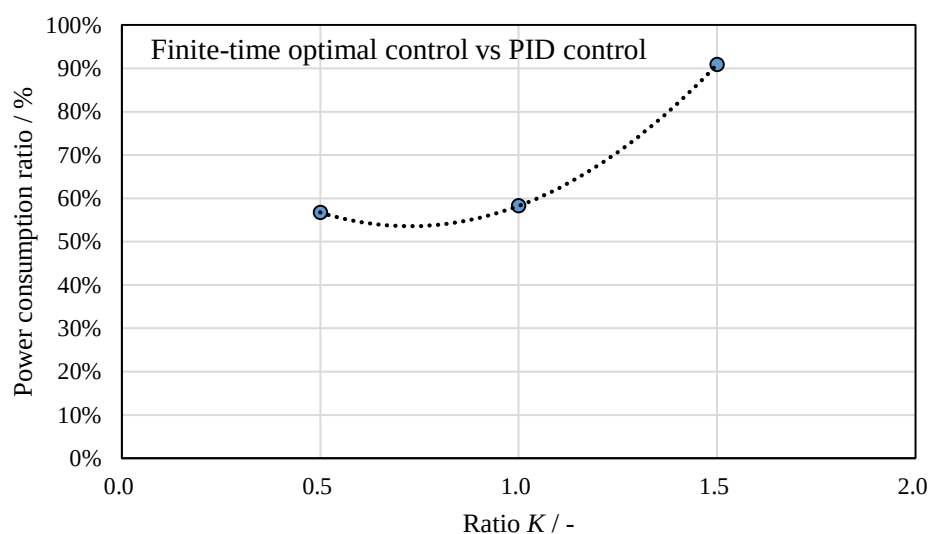


Fig. 7.16 Power consumption ratio with respect to heat transfer coefficient K

また、消費電力量だけでなく、必要暖房能力についても同様に低減された。Tables 7.3-7.4 と Figs. 7.17-7.18 に結果を示す。これは空調機の選定の際に、小型の容量でも良い事を示しており、ランニングコストだけでなく、イニシャルコストも低減出来る事が示している。

本論文では5馬力相当である冷房定格能力 12.5 kW, 暖房定格能力 14.0 kW のパッケージエアコンを用いた計算例であるが, この原理は基本的に大容量の空調機を用いた場合も適用可能である. チラーや多数の冷凍サイクル系統を用いたビル用マルチエアコンにて空調される大容量のシステムでは, イニシャルコストは勿論, 暖房期間の電気代等のランニングコストは非常に大きく, 本制御法にて予熱運転の電気代は大幅に改善されると考える. また蓄熱負荷が時間により低減する事を利用して消費電力量を抑え, かつ最終時刻においては室温を到達させるこの運転方法は, 冷房の予冷運転にも応用出来ると考える.

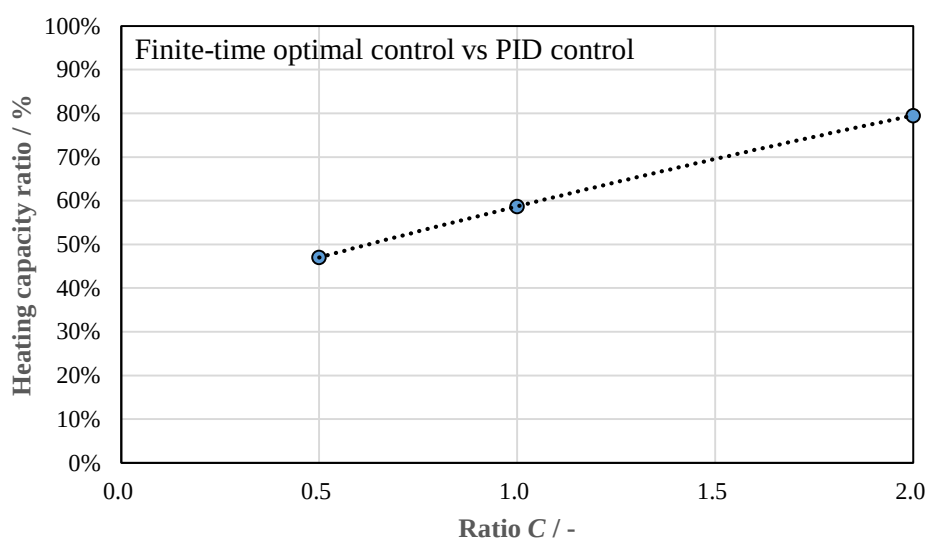


Fig. 7.17 Heating capacity ratio with respect to heat capacity C

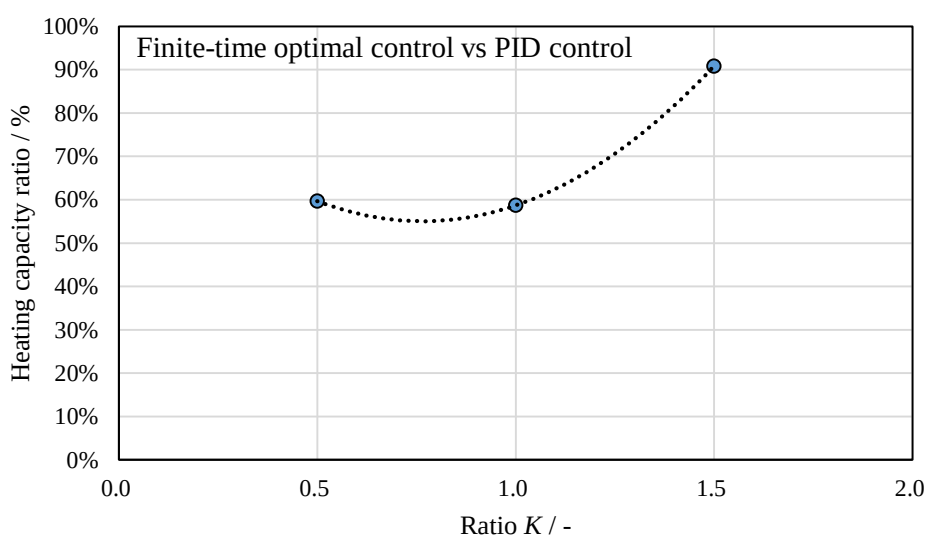


Fig. 7.18 Heating capacity ratio with respect to heat transfer coefficient K

7.5 終端条件拘束制御と最短時間制御

7.5.1 終端条件拘束制御

前節で提案した予熱運転は，基本的には最終到達状態に重みをおきつつも，途中の状態も考慮に入れた規範である Eq. (7.5)を用いた．これは本来重要では無い途中状態を考慮に入れる事で，フォードバック形である解(7.7)(7.8)を得る事が出来，途中で急激に室外温度が変化したり，内部発熱が変わったり外乱が加わった際にも大きく制御性能が落ちる事が無く，安定した制御を得るためである．

しかしながら，予熱を行う2時間程度の間では，外気温度の変化は5 K 未満である事が多く，また空調場が事務所の場合，始業前では内部発熱が急激に変化する事は少ないと考えると，外乱は小さいと考えられる．外乱が小さい場合は，規範は Eq. (7.5)を用いるよりも，予熱運転の基本的な要求に戻る方が良い．よって，規範を以下の通りに修正する．

$$J = \int_0^{t_F} W^2(t)dt = \int_0^{t_F} [w_A r(t) + w_B]^2 dt \quad (7.18)$$

但し，このままでは室温の最終状態に規定が無いので，以下の拘束条件を加える．

$$T_i(t_F) = T_s \quad (7.19)$$

つまり消費電力だけに注目するものの，最終時刻では設定温度に到達しなければならない拘束条件付きである．また室温のモデルは既知であり，外乱も含め Eq. (7.4)に従う事とする．これは室温の挙動メカニズムが予め分かっている場合に限られる場合と言う事が出来る．

この場合は条件付最適制御問題であるので，最小(最大)原理を用いる⁴⁷⁾．規範式より，Hamilton 関数を以下の通り設定する．

$$H(T_i, r, p) = p[-\frac{K}{C}T_i + \frac{1}{C}(q_A r + q_B) + \frac{K}{C}T_a] + (w_A r + w_B)^2 \quad (7.20)$$

ここで p は随伴変数である．また T_a は変化しないと仮定し，定数である．最小原理の定理より最適制御入力はこの H を最小にしているので

$$\frac{\partial H(T_i, r, p)}{\partial r} = 0 \quad (7.21)$$

が成り立つ。これより以下を得る。

$$r^o(t) = -\frac{1}{2w_A^2} \{p^o(t) \frac{q_A}{C} + 2w_A w_B\} \quad (7.22)$$

また同じく最小原理の定理より,

$$\frac{dT_i^o(t)}{dt} = \frac{\partial H(T_i^o, r^o, p^o)}{\partial p} = -\frac{K}{C} T_i^o(t) + \frac{1}{C} \{q_A r^o(t) + q_B\} + \frac{K}{C} T_a \quad (7.23)$$

$$\frac{p^o(t)}{dt} = -\frac{\partial H(T_i^o, r^o, p^o)}{\partial T_i} = \frac{K}{C} p^o(t) \quad (7.24)$$

が成り立つので, Eqs.(7.23)(7.24)の解はそれぞれ

$$T_i^o(t) = T_i(0)e^{-\frac{K}{C}t} + \int_0^{t_F} \frac{1}{C} \{q_A r^o(\tau) + q_B\} e^{-\frac{K}{C}(t-\tau)} d\tau \quad (7.25)$$

$$p^o(t) = p_0 e^{-\frac{K}{C}t} \quad (7.26)$$

となる。ここで $T_i^o(t)$ は $T_i(t)$ が最適に制御された値である。これと Eq. (7.22) を用いると, $T_i(t_F) = T_s$ より, 初期値 p_0 が以下の様に求められる。

$$p_0 = \frac{2L}{M(e^{-Lt_F} - e^{Lt_F})} \left\{ T_i(0)e^{Lt_F} - T_s - \frac{L}{N}(1 - e^{Lt_F}) \right\}, \quad (7.27)$$

$$L = -\frac{K}{C}, M = -\frac{q_A^2}{2C^2 w_A^2}, N = -\frac{q_A w_B}{C w_A} + \frac{q_B}{C} + \frac{K}{C} T_a$$

よって求められた最適制御入力を用いると, 最終時刻の室温が到達されると同時に, 消費電力量を最小にする事が出来る。Fig. 7.19 に本制御の結果を示す。

しかしながら, 前章で述べた通り, 実際には空調負荷は Eq. (7.4) に示す様な外気温度による貫流熱負荷だけでは無く, 隙間熱負荷, 外気熱負荷, 蓄熱負荷がありそれらは未知である。更には空調機能力は Fig. 7.5 の様に立ち上がり遅れがあり, また外気温度自体も変化するため, 外乱が多く Fig. 7.19 に示した通りにはならない。よって, Eq. (7.3) に従う蓄熱負荷を受ける室温モデルと, Fig. 7.5 の空調機立ち上がり特性の場合に, Eqs. (7.22)(7.23)(7.24) を適用した制御結果を Fig. 7.20 に示す。この例では外乱

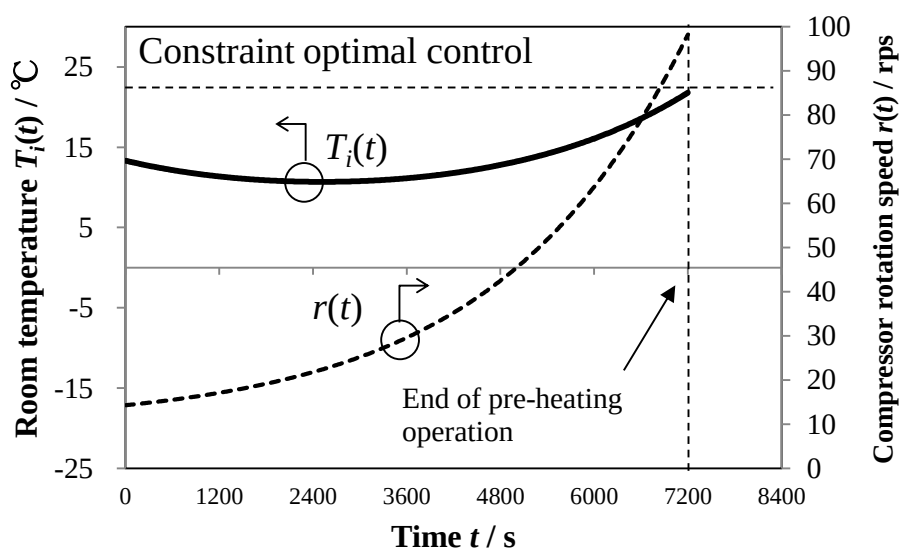


Fig. 7.19 Behavior of room temperature under constraint optimal control (without storage load)

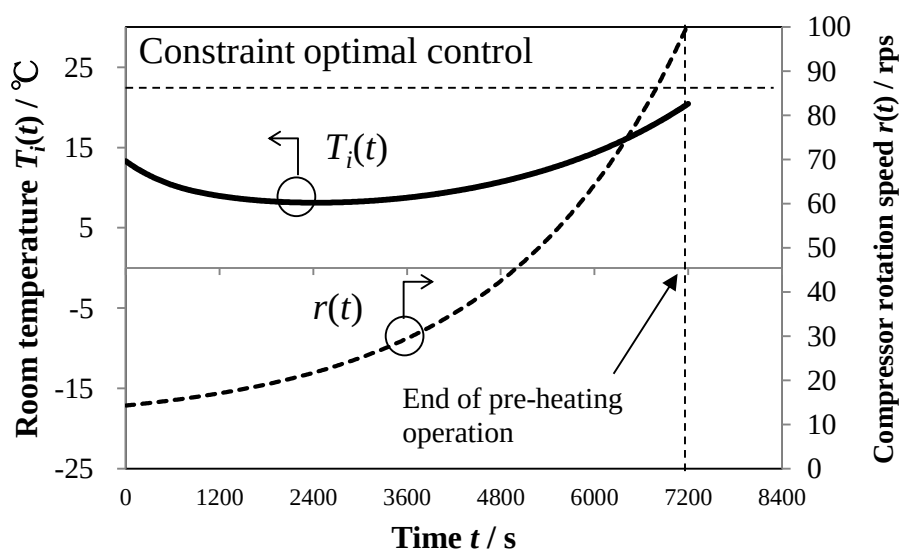


Fig. 7.20 Behavior of room temperature under constraint optimal control (with storage load)

があるにも拘わらず、外乱が無い場合での最適制御を求めているので、最終時刻の室温が 20.8°C と、設定値 22.0°C に到達していない。

そこで、Eq. (7.22)に加えて、補完的なフィードバック制御を追加すれば、最小消費電力量を迫りつつ終端時刻における室温も補償する方式として効果的であると考えられる。ここでは Eq. (7.22)で求めた制御入力に加えて、7.2 節で検討したフィードバック制御を追加する。つまり主たる制御は Eq. (7.18)で表される規範に基づいて求まる最小電力量制御であるが、従たる制御として有限時間最適制御 Eq. (7.7)を用いる。但し Eq.(7.7)をそのまま追加するとおよそ 2 倍の制御入力となってしまうので、7.3 節で求めた規範の数値において、 $m_0=1.0 \times 10^{-6}$ 、 $f=1.0 \times 10^5$ 、 $n=7.0 \times 10^3$ と n だけを大きくして消費電力に関する重点を置き、制御入力自体を小さくなる様にした。具体的にはこれにて求まった最適制御 $r_2^\circ(t)$ を、元々の規範 Eq. (7.18)にて求まった最適制御 $r_1^\circ(t)$ に追加し、

$$r^\circ(t) = r_1^\circ(t) + r_2^\circ(t) \quad (7.28)$$

とする。 $r_1^\circ(t)$ は Eq. (7.22)であり、 $r_2^\circ(t)$ は Eq. (7.7)である。この Eq. (7.28)を適用した結果が Fig. 7.21 である。補助フィードバック制御の効果があるため、未知の外乱があっても室温が設定温度に到達している。

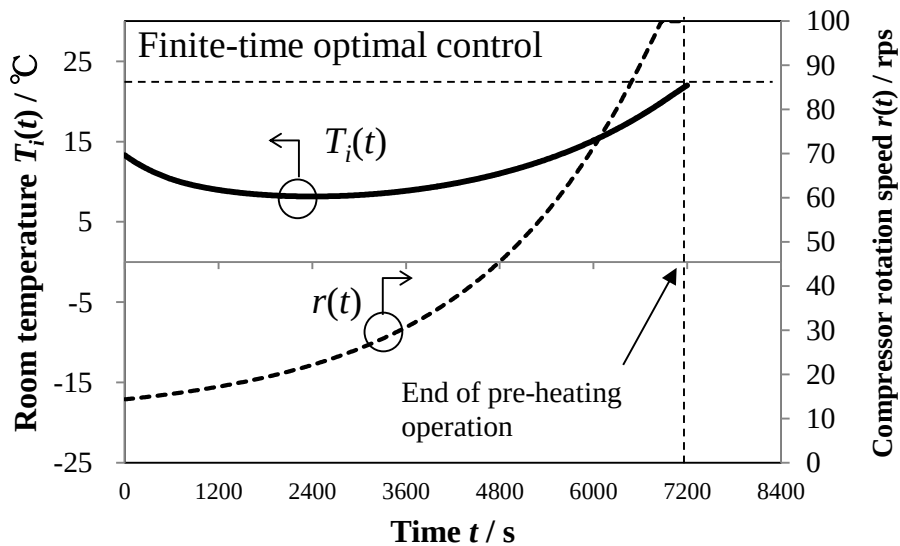


Fig. 7.21 Behavior of room temperature under constraint optimal control (with storage load)

7.5.2 最短時間制御

さて以上の予熱運転は，予熱時間 t_F が予め決まっている場合を仮定して求めたものである．通常の事務所ビル，商業ビルにては予熱時間を決めている場合が多い．しかしながら，電気料金の契約等で，空調機起動時刻について何ら問題が無く，予熱開始時刻及び予熱時間を自由にしても良い場合は，逆に予熱時間を求める考え方を導入すれば良い．例えば規範として

$$J = \int_0^{t_F} t dt \quad (7.29)$$

が考えられる．これは予熱時間を最短したい場合の規範である．この解は，Eq. (7.20) の Hamilton 関数を用いて従来より求められており，Bang-Bang 制御が解となる⁴⁷⁾．

これは室温が設定温度に到達するまでは最大の操作量(圧縮機回転数)にて運転し，到達後は負荷と釣り合う能力を保持する事を意味する．従って，空調負荷が仮定出来れば最大圧縮機回転数運転を行った場合の室温の到達時間は求められるので，求まった到達時間に応じた予熱時間にすれば良い．但し前記の通り蓄熱負荷を含めた全体の空調負荷が未知であり，かつ現地での空調機の配管長や高低差が不明である場合は立ち上がり特性も仮定よりずれるので，先ず外気温度を基準にした負荷を算出し，求まった負荷に対して安全係数を掛けた値を空調負荷として仮定して，その負荷に対する予熱時間を求めると良い．安全係数の考え方であるが，設計用の空調場の室温モデル Eq. (7.4)では熱通過率 K と外気温度 T_a が空調負荷の全ての要素であるので，ここでは熱通過率 K に注目し，元々の値に対して，1.0 より大きな値を掛ければ良い．

ここで圧縮機最大回転数を r_M とすると，入力が分かるので室温 $T_i(t)$ は

$$T_i(t) = \left\{ T_i(0) - \frac{1}{K} (q_A r_M + q_B) - T_a \right\} \exp \{ At \} + \frac{1}{K} (q_A + q_B) + T_a, \quad (7.30)$$

$$A = -\frac{K}{C}$$

と求まり， $T_i(t_F) = T_s$ を用いて必要な予熱時間 t_F を計算すると

$$t_F = -\frac{C}{K} \ln G, \quad (7.31)$$

$$G = \frac{K(T_a - T_s) + (q_A r_M + q_B)}{K(T_a - T_i(0)) + (q_A r_M + q_B)}$$

と求まる．ここで，Eq. (7.31)の中で K の代わりに

$$\tilde{K} = kK, \quad k \geq 1.0 \quad (7.32)$$

を用いた予熱時間

$$\begin{aligned} \tilde{t}_F &= -\frac{C}{\tilde{K}} \ln G, \\ G &= \frac{\tilde{K}(T_a - T_s) + (q_A r_M + q_B)}{\tilde{K}(T_a - T_i(0)) + (q_A r_M + q_B)} \end{aligned} \quad (7.33)$$

が、安全係数による余裕を持たせた予熱時間である． k が安全係数である．

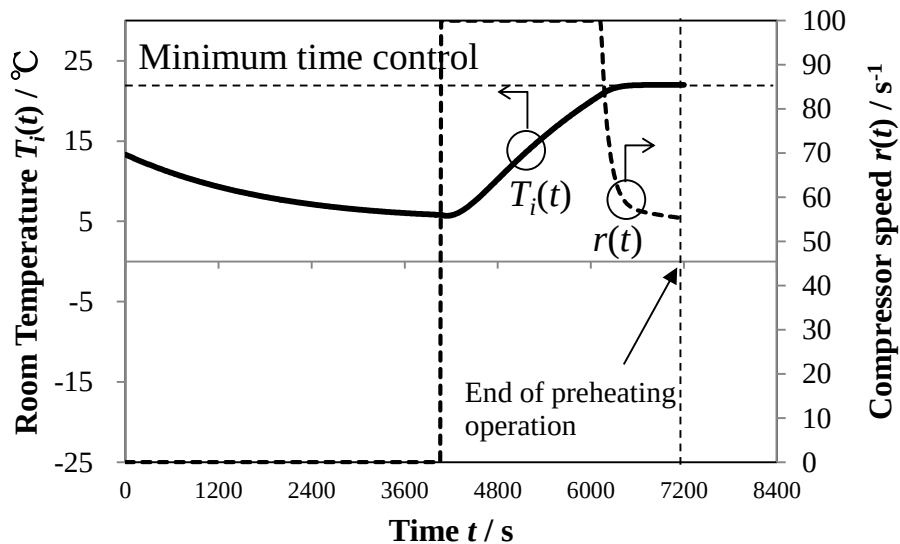


Fig. 7.22 Behavior of room temperature under constraint optimal control

Fig. 7.22 は Eq. (7.33) で求まった予熱時間内で、圧縮機回転数が最高回転数 r_M を保持し、室温が設定温度に到着した時点で無限時間最適制御にスイッチする制御である．室温モデルは Eq. (7.3) である．時間に余裕を持たせたため、1000 s 程度早く設定時間に到達しているが、蓄熱負荷の誤差や空調機の立ち上がり特性の誤差を鑑みれば、実用的にはこの程度が好ましいと考える．

ここで Eq. (7.7) で求めた有限時間最適制御、Eq. (7.28) で求めた終端拘束条件付制御、 $r(t)=r_M$ を保持する最短時間制御の予熱運転中の消費電力量を Table 7.5 に示す．

Table 7.5 Consumed power under each control [kJ]

Finite-time optimal control	Minimum consumption control	Minimum time control
1.41×10^4	1.31×10^4	1.21×10^4

消費電力量だけを見ると予熱運転が短い分、最短時間制御が最小であるが、実際に使用する際には、本論文で検討した外気温度よりも低温時の空調機立ち上がり特性を考慮しなければならない場合や、電力量の契約によって早い時刻の方が単位エネルギー当たりの電力料金が安い場合もあるので、環境条件や機器の特性、電力料金等、総合的な条件を考慮して設計すれば良い。

7.6. まとめ

以上より、予熱運転において、有限時間最適制御を用いる事で、予熱最終時刻で目標室温近に到達し、かつ消費電力量を抑制出来る事が分かった。結論としては

- 1)蓄熱負荷が空調機起動からの時間に従って減少する時、予熱最終時刻の快適性を考慮する有限時間最適制御を用いる事で、PID 制御に比べて、予熱運転の消費電力量と必要暖房能力を低減する事が出来る。
- 2)暖房定格能力 14.0 kW パッケージエアコンを適用した静岡の計算例では、暖房期間において有限時間最適制御は、PID 制御に比べて、予熱消費電力量、必要暖房能力共に 42%低減する事が出来る。
- 3)予熱時間の空調負荷が予め推定出来る場合に限り、終端条件拘束制御や最短時間制御を用いる事で消費電力量を更に小さくする事が出来る。但し実際の使用においては環境条件や機器特性、電力料金契約等、総合的な条件を考慮する必要がある。

よって予熱運転を工夫する事で、空調機の暖房期間の暖房能力と消費電力量を大幅に低減する事が期待出来る。

参考文献

- 1) Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism, "Design standards for building equipment" 2009, Public Buildings Association., Ltd., Tokyo. (in Japanese)
- 2) Ochifuji, K., Fukugi, M., The analysis of heating load and the energy requirement of the intermittent and continuous heating, *Trans. SHASE*, 1978, **8**(10), pp. 33-45. (in Japanese)
- 3) Tanaka, E., Sugawara, M., Study on heat load reduction effect of preheating system considering schedule of inhabitant occupancy, *Trans. SHASE*, 2012, 1st Science and Technical Briefing Session pp. 159-162.
- 4) Ohsumi, A., "Linear Systems Control Theory", 2003, Morikita Publishing Co., Ltd., Tokyo, pp. 177-195. (in Japanese)
- 5) Katsuno, J., Rijal Hom Bahadur, Kikuchi, S., Investigation thermal comfort and overall comfort of living room, *Proceeding of Architectural Research Meetings, Kanto Chapter, Architectural Institute of Japan*, 2011, pp .109-112.
- 6) Nakanishi, E., Hanakuma, Y., "Basis and Practice for Process Control", 1992, Asakura Publishing Co., Ltd., Tokyo, pp. 95-97. (in Japanese)
- 7) Yoshikawa, T., Imura, J., "Modern Control Theory", 1994, Shokodo Co., Ltd., Tokyo, pp. 160-163. (in Japanese)

第 8 章 総括

8.1 各章のまとめ

第 1 章では、研究背景と、業務用空調の変遷と役割を示した。日本の一次エネルギー自給率を上げるためにも、二次エネルギー利用として電力を消費する機器のエネルギー効率を向上させる必要がある。またパッケージエアコンは中央熱源方式より種々の優位性があり、今後も伸張が予想される空調機であり、パッケージエアコンのエネルギー消費量を低減させる事は、日本全体のエネルギー消費量低減への寄与が大きいと考えられる事を示した。

第 2 章では、現在のパッケージエアコンの技術的進展と運転制御内容を示すと共に、現在抱える課題を示し、本研究の目的、及び研究の進め方を述べた。

第 3 章では、パッケージエアコンの年間効率向上 1.5 倍を目指すために、通常制御と予冷熱制御に分けて、それぞれ要素とシステムに関して改善する事を示した。また改善指標は、現在の効率指標を用いずに、より正確に年間効率を表す指標を用いる。

第 4 章では、パッケージエアコンの 1.5 倍の年間効率向上を目指し、効率を実負荷に合わせるための開発を行った。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 自然循環方式の運転にて有利となる室外熱交換器パス配列を設計した。また伝熱管を細密実装する事で伝熱性能を向上させた室内熱交換器を設計した。
- 2) 空調場の熱容量等のパラメータが既知の際に、目標値からの制御偏差と消費電力がお互いにトレードオフとなるシステムにおいて、制御規範を用いてどちらも小さく抑制し低負荷での不要な断続運転を抑制する最適制御の設計法を示した。
- 3) 空調場の熱容量等のパラメータを同定し、最適制御と組み合わせた適応制御アルゴリズムを開発した。
- 4) 負荷に応じて蒸気圧縮方式と自然循環方式を切替える自然循環方式の運転アルゴリズムを開発した。

第 5 章では、第 4 章で開発したパッケージエアコンについて、シミュレータによる

事前予測計算を実施した。その結果、以下の結言を得た。

1)開発システムの年間効率を現状システムと比較すると、JIS B8616 の東京地域、事務所負荷の冷暖房期間に従うと、冷房定格能力 12.5 kW 機種の場合 1.52 倍となった。

第 6 章では、第 4 章で開発したパッケージエアコンについて、環境試験室による試験を実施した。その結果、以下の結言を得た。

- 1)環境試験室によるステップ 1 試験では、JIS B8616 に示す東京の外気温度条件において、現状システムに対し開発システムの年間効率は 1.51 倍となった。
- 2)実使用条件でのステップ 2 試験では、12 年度の外気温度において、現状システムに対し開発システムの年間効率は、札幌では 1.58 倍、静岡では 1.67 倍となった。
- 3)環境試験室による試験と、実使用試験を実施し、その結果を元に、平年の外気温度相当及び一般事務所の負荷相当に標準化すると、現状システムに対し開発システムの年間効率は、札幌では 1.62 倍、静岡では 1.56 倍、東京では 1.55 倍となり、目標値である現状システム比 1.5 倍以上となる事が分かった

第 7 章では、予熱運転において、蓄熱負荷が空調機起動からの時間に従って減少する場合の有限時間最適制御を開発した。以下に結論を示す。

- 1)蓄熱負荷が空調機起動からの時間に従って減少する時、予熱最終時刻の快適性を考慮する有限時間最適制御を用いる事で、PID 制御に比べて、予熱運転の消費電力量と必要暖房能力を低減する事が出来る。
- 2)暖房定格能力 14.0 kW パッケージエアコンを適用した静岡の計算例では、暖房期間において有限時間最適制御は、PID 制御に比べて、予熱消費電力量、必要暖房能力共に 42%低減する事が出来る。
- 3)予熱時間の空調負荷が予め推定出来る場合に限り、終端条件拘束制御や最短時間制御を用いる事で消費電力量を更に小さくする事が出来る。但し実際の使用においては環境条件や機器特性、電力料金契約等、総合的な条件を考慮する必要がある。

よって予熱運転を工夫する事で、空調機の暖房期間の暖房能力と消費電力量を大幅に低減する事が期待出来る。

以上より、昨今の空調機はヒートポンプ技術の実用製品として非常に高効率化が進んでおり、ハードウェアの効率向上はほぼ限界にまで来ていると言う声もあるが、まだ実使用に関して要素(ハードウェア)やシステム制御(ソフトウェア)の負荷特性が合っていないと言う実態がある。特にシステム制御についてまだ効率向上の余地が残されており、今後は実負荷に合わせた効率向上を行う事により、消費電力量を低減出来る可能性を示した。

記 号

t	時間	h, s
t_F	制御最終時刻	s
T_i	室温	°C
T_a	外気温度	°C
T_s	設定温度	°C
t_b	中立点	°C
C	熱容量	kJ/K
K	熱通過率	kW/K
L_h	空調負荷	kW
Q_h	空調機能力	kW
W	空調機消費電力	kW
r	圧縮機回転数	rps
q_A	空調機能力圧縮機係数	kW/rps
q_B	空調機能力係数	kW
q_{A0}	空調機能力係数	-
q_{A1}	空調機能力外気温度係数	1/K
q_{A2}	空調機能力係数	-
q_{B0}	空調機能力係数	kW
w_{A0}	空調機消費電力係数	-
w_{A1}	空調機消費電力外気温度係数	1/K
w_{A2}	空調機消費電力係数	-
w_{B0}	空調機消費電力係数	kW
J	制御規範	-
m	重み係数	1/K
n	重み係数	1/kW
f	重み係数	1/K
m_0	重み係数	1/K
E_w	消費電力量	kJ
E_Q	積算空調能力	kJ
H	Hamilton 関数	-

謝辞

本論文は、第 1 章から第 6 章までは国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の共同研究事業「次世代型ヒートポンプ研究開発/実負荷に合わせた年間効率向上ヒートポンプシステムの研究開発」による研究成果を取り纏めたものです。本研究にご指導、ご協力頂いた関係者の皆様に感謝を申し上げます。

本研究を行うに当たりまして、北海道大学大学院工学研究院の長野克則教授よりご指導を頂きました。長野教授には、入学以前より次世代型ヒートポンプの研究開発にて、実使用における機器の設営場所や、機器使用者、空調負荷側の観点よりご指導を賜り、空調機器設計から気付かない多くの点をご助言して頂きました。また本論文につきましても、研究内容の視点だけでなく、進め方のご指導も多岐に渡り賜りました。ここに深甚なる謝意を表すると共に、今後も研究を通じて身に付けた経験を活かして、社会に貢献して行きたいと決意致します。

また本論文の副査を務めて頂きました北海道大学大学院工学研究院の羽山広文教授、濱田靖弘教授、葛隆生准教授には、様々な視点から貴重なご意見を賜りました。また中村真人技術専門員(当時)、前田享史准教授(当事)には、研究や講座を通じて広く知識を頂き、ご助言頂きました。御礼申し上げます。

本研究を進めるに当たり、戸草健治氏(日立アプライアンス(株))、小山昌樹氏((株)日立製作所 研究開発本部)、遠藤道子氏、松村賢治氏、横関敦彦氏、太田裕樹氏(日立ジョンソンコントロールズ空調(株))の諸氏には、蓄熱負荷データの提供と提案、高効率ワイドレンジスクロール圧縮機の設計と試作、システムの試作機のハードウェアとソフトウェア作成、ステップ 1 及びステップ 2 試験のデータ取得と整理に種々の協力を得ました。また日立ジョンソンコントロールズ空調(株)の関係者方々には、研究にご理解を頂きました。ここに謝意を示します。また長野研究室の森様には、大学における事務処理を種々お手伝い頂き、感謝致します。

最後に学位取得に理解を示し、励まし支えてくれた家族に感謝致します。

2017 年 2 月