



Title	複数室外機を有する個別分散空調システムの自動最適運転制御の開発に関する研究
Author(s)	藤村, 昌弘
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第16625号
Issue Date	2025-09-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k16625
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/98235
Type	doctoral thesis
File Information	Masahiro_Fujimura.pdf, 全文



令和7年度博士論文

複数室外機を有する個別分散空調システムの
自動最適運転制御の開発に関する研究

A Study on the Development of Automatic Optimal Operation
Control for Decentralized Package Air Conditioning Systems
with Multiple Outdoor Units

指導教官 葛 隆生

2025年 8月 19日

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

藤村昌弘

Masahiro FUJIMURA

目次

第 1 章 序論.....	4
1.1 研究の背景	5
1.2 研究目的	6
1.3 個別分散空調システムに対する自動制御の研究	7
1.4 複数の室外機を有する個別分散空調システムに対する自動制御の研究 ...	9
1.5 個別分散空調の性能検証について	10
第 2 章 個別分散空調システムの自動最適運転制御の開発.....	11
2.1 制御対象空調システムの概要	12
2.2 制御概要	12
2.2.1 システム構成	12
2.2.2 EHP 最適運転制御の概要.....	14
2.3 システム最適運転制御	15
2.4 負荷に応じた最適配分の方法	18
2.5 冷房期導入効果	20
2.5.1 導入建物概要	20
2.5.2 検証条件	22
2.5.3 制御動作および室内環境の検証	27
2.5.4 導入効果	29
2.6 まとめ	33
第 3 章 実測に基づく性能曲線の自動更新.....	34
3.1 背景	35
3.2 性能曲線の作成方法	35
3.2.1 データ項目と外気温度補正	35
3.2.2 性能曲線の作成に用いるデータ期間	36
3.2.3 データ処理	36
3.3 実物件への適用	39
3.3.1 実測データの確認	39
3.3.2 制御パラメータの設定	44
3.4 更新パラメータによるシミュレーション	47
3.5 まとめ	48

第 4 章 複数室外機を有する個別分散空調システムの最適制御の COP 向上効果	
検証シミュレーション	49
4.1 背景	50
4.2 シミュレーションツールの概要	51
4.2.1 シミュレーションツールの概要	51
4.3 シミュレーションツールの熱交換器モデルの改良	52
4.4 シミュレーションのパラメータ推定	52
4.4.1 対象システムの概要およびシミュレーションの計算条件	52
4.4.2 計算結果および考察	56
4.5 シミュレーションによる最適運転制御導入効果の検証	58
4.5.1 対象システムの概要およびシミュレーションの計算条件	58
4.5.2 計算結果および考察	63
4.6 まとめ	68
第 5 章 結論	69
5.1 本研究のまとめ	70
5.2 今後の課題	72
参考文献	73

第1章 序論

1.1 研究の背景

日本は、エネルギー源の中心となっている化石燃料に乏しく、その大半を海外からの輸入に頼っているという根本的な脆弱性を抱えており、エネルギーを巡る国内外の状況の変化に大きな影響を受けやすい構造を有している。国民生活と産業活動の血脈であるエネルギーの安定的な確保は、国の安全保障にとって不可欠なものであり、我が国にとって常に大きな課題であり続けている。そのため、限られた資源を効率的に活用することが不可欠である。

一方で、世界規模ではエネルギー消費量（一次エネルギー）も経済成長とともに増加を続けており、石油換算で1965年の37億トンから年平均2.4%で増加し続け、2021年には142億トンに達した。現在主流の化石エネルギーは無尽蔵ではなく、また化石エネルギーを大量に消費すると二酸化炭素の排出量も増加する。国際エネルギー機関（IEA）の統計によると、世界のエネルギー起源CO₂排出量は、2023年時点で約370億トンに達しており、その大半は石炭、石油、天然ガスといった化石燃料の燃焼によるものである。

気候変動に関する政府間パネル（IPCC）の報告によれば、地球の平均気温上昇を1.5℃以内に抑制するためには、2050年までに世界全体のCO₂排出量を実質ゼロとする必要があるとされている。このような背景から、日本は2050年までに温室効果ガスの排出を全体としてゼロにするカーボンニュートラル目標を掲げ、その実現に向けて、2030年度に温室効果ガスを2013年度から46%削減することを目指すことを表明した。

目標の達成のためには、再生可能エネルギーの導入拡大やカーボンキャプチャ技術の進展に加えて、エネルギー消費そのものを削減する「省エネルギー」が不可欠である。このようなエネルギーに関する課題を持続的に取り組むために、2025年4月には建築物省エネ法を改正し、省エネルギーへの取り組みが強化されている。

国際的にも、2023年末に開催されたCOP28サミットにおいて、約200カ国が、2030年までに世界のエネルギー効率改善率を年間平均で倍増させることを目指し、協力するという合意に達した。

1.2 研究目的

建築物省エネ法の改正により、すべての住宅・建築物を新築・増改築する際は「省エネ適合基準」が義務化されることとなった。従来、中小規模のビルは省エネ法の規制の対象となるところが少なく、省エネの取組が進んでいなかった。しかしながら、日本の建築物の99%以上を占める¹⁾10,000m²以下の中小規模ビルではエネルギー管理に関する専任の人員が不在であることが多いため、省エネルギー対策が不十分となる現状がある。

中小規模ビルのエネルギー消費割合が最も大きい用途は、熱源と熱搬送を合計した空調関係の44.6%となっている²⁾。次に照明・コンセントの順である。このような状況を踏まえて、本研究では中小規模ビルの空調設備を対象として、省エネルギーとなる方策を検討することとした。

中小規模ビルの空調設備としては、近年、設置の柔軟性および運用の簡便さから個別分散空調システムの導入が進んでおり、今後もますます拡大していくことが見込まれる。また、海外でも個別分散空調システムが普及しつつあり、世界的な傾向として見て取れる。

世界的な傾向としては、国際エネルギー機関(IEA)のレポートであるEnergy Efficiency 2024では、2024年のエネルギー効率は約1%というわずかな改善にとどまると予想されている。これは2010年から2019年の平均率の約半分に留まる改善率である。この原因として、気温の上昇に伴い、2024年には世界各地でエアコンの販売が急増していることが挙げられる。エアコンの使用増加により、世界のエネルギー需要の約半分を占める40カ国以上でピーク時の電力需要が過去最高を記録し、多くの国で停電が発生する事態となっている。エアコンの販売はさらに増加すると予想されており、エアコンの効率化は電力需要への影響を軽減することができると考えられる。

このような状況から、個別分散空調システムに対する省エネルギー対策は国内だけでなく、世界的に求められるものである。さらに、自動制御によって省エネルギーを達成することができれば、エネルギー管理の人員が不在であっても導入時の問題とはならず、広く活用されることが期待される。

そこで、本研究の目的として、個別分散空調システムに対する自動制御によって、省エネルギーを達成できる制御の開発を目指す。

1.3 個別分散空調システムに対する自動制御の研究

個別分散空調システムに対する自動制御を開発するにあたり、個別分散空調システムは機器単体で制御が完結しており、設計者の意図を反映させることが難しいシステムとなっている。また、機器外部からの指令によるメーカーの意図しない制御は、機器の保証外となる恐れがあることも個別分散空調システムに対する自動制御導入の困難さの要因となっている。

既往の研究として、個別分散空調システムである可変冷媒流量 (VRF) 方式の消費エネルギーをシミュレーションソフトであるEnergyPlusを用いてモデリングし、可変風量(VAV)方式やファンコイル+外気処理システム(FPFA)方式と比較して、VRF方式は他の方式に比べて省エネ効果が期待できるとの結果が得られている³⁾⁴⁾。

制御においては、蒸発制御と負荷応答制御を組み合わせた独自の制御も開発されている⁵⁾。これは、負荷決定アルゴリズムにて個々の室内機の冷房負荷を判断し、その結果に基づいて目標蒸発温度を決定する制御である。EnergyPlusを用いたシミュレーションでは制御によって14%の省エネ効果が示唆された。しかしながら、シミュレーションによる検討に終始しており、実際の建物に制御を導入するには至っていない。

メーカーの協力のもと、蒸発温度を変更することによる省エネルギー対策を行った事例もある⁶⁾⁷⁾が、蒸発温度は固定で設定変更を行っており、自動で変更することは実現できていない。省エネルギー対策も、潜熱負荷が低い条件に限られており、年間を通じた対策は実現できていない。

IoT機器と機械学習を用いて、個人の快適度を学習して在室者ごとに応じた個別環境を提供する自動制御を行っている事例⁸⁾もあるが、制御対象としては風速と設定温度であり、制御目的も省エネルギーではなく、快適性に重点を置いたものである。

国内ではメーカーによる機器制御手法が研究されている⁹⁾¹⁰⁾が、新しい圧縮機の開発や熱交換器の設計など、メーカーによる新機種開発のための研究となっており、設備設計者では実現できない手法である。

事務所用途ビルにおいて、個別分散空調システムの最適な設計や運用の方向性を調査した研究がされており¹¹⁾¹²⁾、低負荷や負荷の偏りが運転効率の低下を招くことが言及されているが、その課題を改善するための具体的な手法までは示されていない。低負荷となる要因としては、設備が過大に設計される傾向にあり、これを是正することで運転効率が改善されることが確認されている¹³⁾¹⁴⁾。

一方で、個別分散空調システムには、電力デマンドを抑制することを目的として、機器外部から室外機への指令によって圧縮機の出力行を制限を行う機能を用意しているメーカーがある。出力制限は単純な運転・停止ではなく、圧縮機の回転

数を段階的に抑制することも出来る。出力制限の機能はメーカーが標準的に提供しているため、これを使用しても保証外となることがない。

出力制限機能を使用することで、過大な設備容量であっても、低負荷域の効率の悪い運転を強制的に短くすることが実現できる。この出力制限の機能を活用して、これまでに個別分散空調システムのうち電気式空気熱源ヒートポンプ（以下、EHP）に対して、運転効率の良いところで運転させて室外機単体のCOPを向上させるEHP最適運転制御を開発してきた¹⁵⁾。実際の建物に導入して制御効果を検証したところ、外気処理機の過剰な運転の防止や、CO₂濃度に応じて外気取入れ量を調整する制御と合わせて導入することで、空調電力消費量は冷房代表日で 39%、暖房代表日で 47%の削減率を達成できた。

1.4 複数の室外機を有する個別分散空調システムに対する自動制御の研究

EHP最適運転制御によって、メーカーが用意している出力制限段階に限られるものの、設備設計者が意図した通りの制御が出来るようになった。しかしながら、EHP最適運転制御は室外機単体の運転効率向上を目的としており、一つの部屋に対して複数の室外機・室内機を持つ大空間に個別分散空調システムを導入した場合については、空調システム全体の運転効率を最大化させる制御とはなっていない。

大規模空調空間を対象とした場合、隣接する室内機同士が相互に影響を及ぼし合うため、制御が複雑となり、室内温熱環境の悪化やエネルギー消費量の増大を引き起こす可能性を有している¹⁶⁾¹⁷⁾。

この課題に対して、将来の室温を予測しながら操作量(空調機の出力)を決定するモデル予測制御(Model Predictive Control, 以下 MPC)に関する研究が進められている¹⁸⁾¹⁹⁾²⁰⁾。MPC では多入出力 (MultipleInput Multiple-Output, 以下 MIMO) 制御への拡張が容易であり、複数の室内機が設置されている空間での相互の影響を考慮することができる。このMIMO MPC と機器の稼働を最小限に抑えつつ、制御目標を達成するスパースモデリングスパースを組み合わせた協調制御も研究されている²¹⁾が、シミュレーションでの検証となっている。

また、個別分散空調システムとセントラル方式の空調システムを組み合わせで協調制御した研究もある²²⁾。この研究では、空調負荷に応じて、個別分散空調とセントラル空調に負荷を分散させることで、効率の良い運転を目指すものである。ただし、制御対象はあくまでセントラル空調の送水温度や送水圧力であるため、個別分散空調システムだけで構成されている場合には適用できない。

近年ではメーカーから室外機同士を連携させることで負荷の平準化を達成する機種も発売されている²³⁾が、異なる機器特性の室外機を組み合わせた場合、負荷平準化が運転効率を向上させるとは言えず、汎用性に欠ける。また、メーカー独自の制御であり、設備設計者による制御も実現できない。

このような課題から、一つの部屋に異なる機器特性をもつ複数の室外機を持つ個別分散空調システムに対しては、空調システム全体の運転効率を最大化する最適運転制御システムは新規に開発する必要があると考えられる。本研究では、既報¹⁵⁾のEHP最適運転制御を応用して開発するEHPシステム全体に対する最適制御をEHPシステム最適運転制御と呼称し、その開発を行った。

また、開発した制御を実建物に導入して効果検証も行うことで、実建物への導入検討、制御ロジックの正しさ、室内環境への影響を検証した。

1.5 個別分散空調の性能検証について

個別分散空調システムは、その性能を把握するためのさまざまな手法が研究されてきた²⁴⁾²⁵⁾。熱量測定においては、代表的なものとして、空気エンタルピー法、並行式室型熱量計測装置法、校正圧縮機法、冷媒エンタルピー法、冷媒凝縮水法がある。これらの研究により、実測により個別分散空調システムの負荷率やCOPを把握することが出来るようになった。

一方で、性能検証やシミュレーションモデルの構築までに留まっている研究が多く、実測値より得られた性能特性を自動制御に応用するには至っていない。これは個別分散空調システムで設備設計者が実現できる自動制御の困難さからくるものであるが、その結果として、実測値から制御パラメータに反映させるための手法も研究されていない。

今回、EHPシステム最適運転制御の制御パラメータを検討するにあたり、制御対象室外機の性能曲線から、各室外機への最適な負荷配分を行う必要がある。性能特性は、経年劣化などで変化することが推測されるため、制御パラメータの更新が必要になると考えられる。このとき、エネルギー管理の人員が不在であることを想定して、自動的に制御パラメータを更新できることが望ましい。

このような背景から、本研究では開発するEHPシステム最適運転制御に対して、実測により得られた性能特性を自動的に制御パラメータに反映させるための手法を検討した。

また、制御効果を算出するにあたり、検証条件を一致させるために、シミュレーションによる効果検証も行う。このとき、カタログに記載されているJIS試験から得られる能力と消費電力を入力値として与えた上でパラメータ同定を行っている。しかしながら、EHPについては室内機の種類によって熱交換器の面積が異なるため、実際の建物に導入されるEHPを対象とし、かつ冷媒の蒸発温度・凝縮温度が測定されている場合には、現場での実測データとの比較によりパラメータ同定を行う方がより高い再現性が得られるものと考えられる。

そこで、本研究ではシミュレーションツールの熱交換器モデルを一部改良した上で、実際の建物に導入されたEHPの実測値と計算値を比較してシミュレーションツールに与えるパラメータの推定を行った。そしてシミュレーションツールを用いて、同一の条件に対するEHPシステム最適運転制御の導入効果の検証を行うとともに、冷媒の状態に基づくEHPシステム冷房COP向上の要因分析と更なるEHPシステム冷房COP向上の検討を行った。

第2章

個別分散空調システムの自動最適運転制御の開発

2.1 制御対象空調システムの概要

制御対象とする個別分散空調システムの概要図をFigure 2.1に示す。一つの部屋に対して、主に外気負荷を処理する全熱交換器付の外気負荷系統EHPと室内負荷を処理する室内負荷系統EHPの2系統の室外機が接続されている。外気負荷系統は設定温度が固定（冷房：25℃、暖房：21℃）となっており、室内負荷系統の設定温度によっては外気負荷系統が過剰に空調熱負荷を処理してしまう問題があることが分かっている。このような空調システムの室外機に対して出力制限を行うことで、外気負荷系統EHPと室内負荷系統EHPの負荷バランスを調整して運転効率が最適となるように制御する。

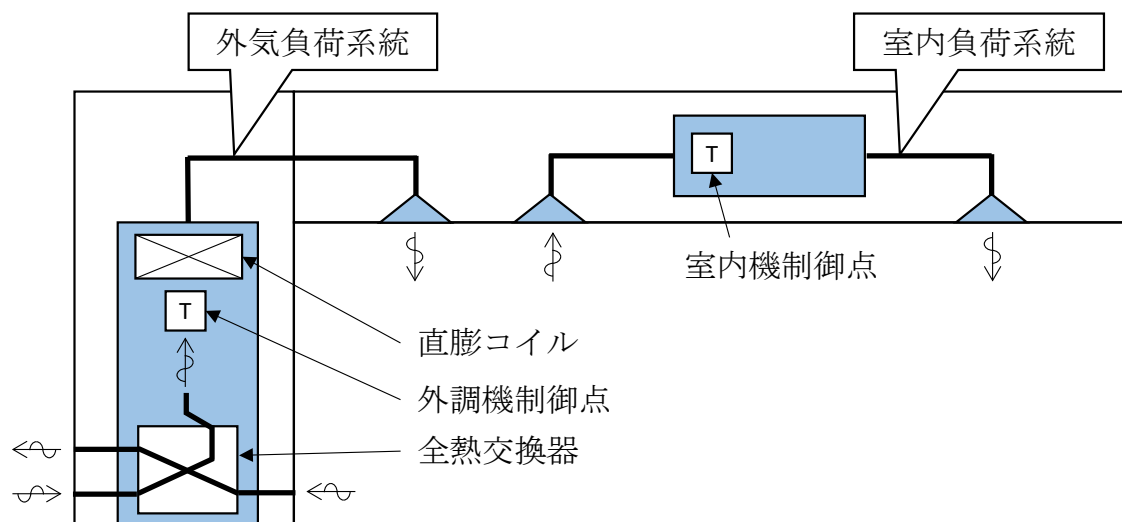


Figure 2.1 制御対象空調システム概要図

2.2 制御概要

2.2.1 システム構成

制御を行うためのシステム構成をFigure 2.2に示す。また制御システムの入出力ポイント一覧をTable 2.1に示す。いずれも制御には不要であるが、検証に必要なポイントも示している(Table 2.1の*印のポイント)。制御システムは破線で囲った既設の空調システムに後付けで導入可能である。

室外機の出力制限を行うために、室外機に制御基盤を追加する。制御プログラムは制御PLC(Programmable Logic Controller)にインストールし、制御設定の入力や制御状態の監視は設定監視用のパソコンで行う。PLCで制御のための計算を行っているのは、PLCであれば各センサからリアルタイムで計測データを得ることが可能であり、制御応答性が良いためである。また、最適制御の制御パラメータを設定するための計算はPC上で行うことで、PLCの計算負荷を小さくしている。

制御PLCには制御に必要な入力ポイントとして温度や電力のセンサを接続する。また、室内機の情報を取得するために空調制御システムとも接続する。これらのセンサやシステムから取得した情報を元に、室外機に対して出力制限（圧縮

機の回転数の制御) を行う。出力制限は0%, 40%, 70%, 制限無しの4段階で行うことができる。

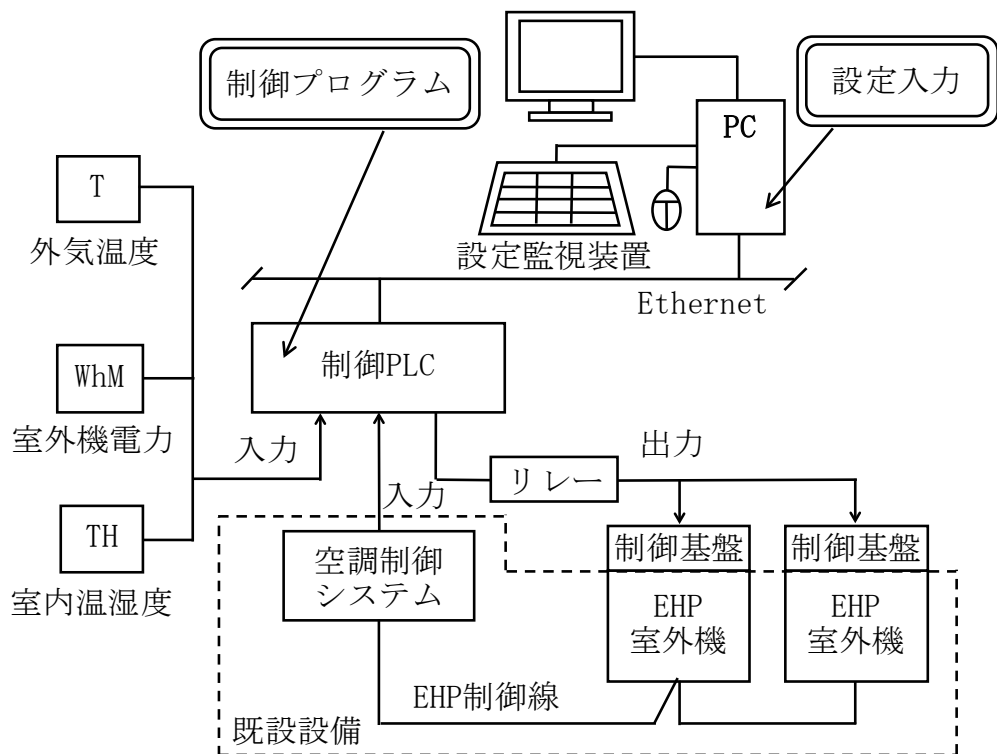


Figure 2.2 制御システム概要図

Table 2.1 制御システム入出力ポイント一覧

機器種別	入出力	ポイント名	内容
室内機	入力	発停状態	運転 / 停止
		運転モード	冷房/暖房/送風/ドライ/自動
		室温(吸込温度)	-50.0～100℃
		設定温度	15.0～35.0℃
室外機	入力	COP*	1時間の平均値, 0.0～9.9
		定格電流比率	定格電流に対する現在電流比
		負荷熱量*	負荷熱量, 毎時00分に算出
	出力	出力上限値設定	0%, 40%, 70%, 制限なしの4段階
センサ	入力	外気温度*	少数一桁
		室内温度*	少数一桁
		室内湿度	少数一桁, 相対湿度
		電力・電力量*	少数一桁、室外機ごと

*: 制御には不要だが、検証のために取得している。

2.2.2 EHP最適運転制御の概要

Figure 2.2に示した制御システムを導入するにあたって、EHPおよび出力制限の特性を調査する。Figure 2.3に室外機の負荷率とCOPの関係を表す概念図を示す。

Figure 2.3より、EHPは30～60%の負荷率でCOPが高くなる傾向があるため、低負荷・高負荷の運転時間を減らすことで運転効率を向上することができる。また、複数台の室外機がある場合は、出力制限によって室外機の負荷率を最適に配分することで空調システムとしてのCOPを向上できるポテンシャルがあることが推測される。

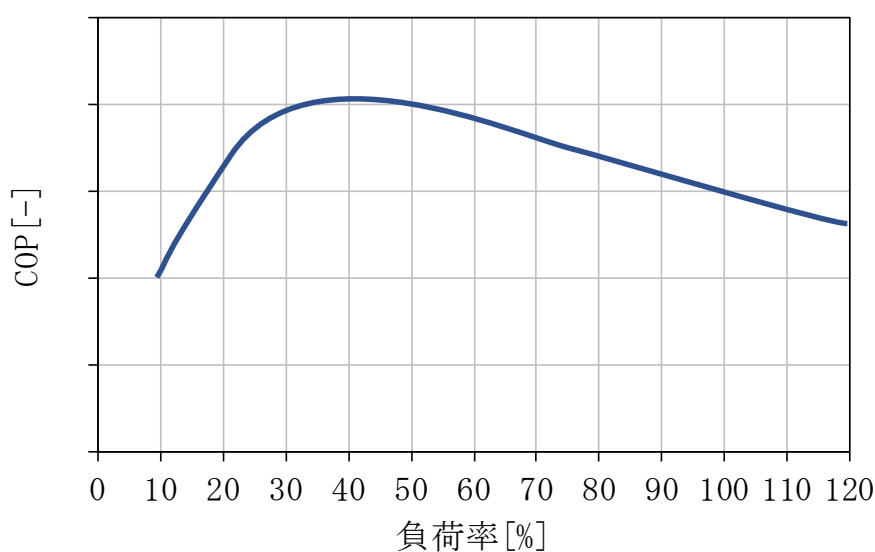


Figure 2.3 室外機の負荷率とCOPの概念図

次に室外機に出力制限を行った時と制限していない時の定格電流比率をFigure 2.4に示す。グラフは1分間隔で取得したデータを用いた。

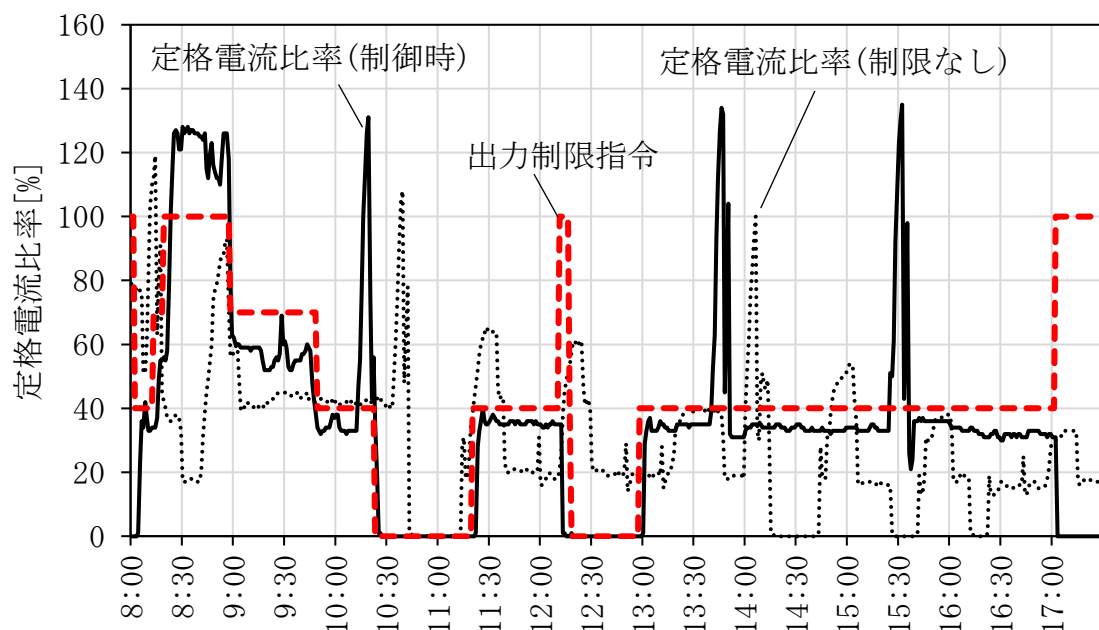


Figure 2.4 室外機への出力制限時の定格電流比率

Figure 2.4より、制限なしの時は20%～120%で室外機出力が上下しているのに対して、出力制限時は指令値とほぼ一致するような運転となっている。8:30～9:00にかけて指令値を超えているのは、100%の指令値は制限なしを意味するためである。一方、9:00～9:45では指令値を下回っている。これは指令値があくまで室外機出力の上限を設定するだけであり、それ以下での動作は制限しないためである。また、15:30等のように出力制限時でも指令値を超えるのは、EHP機器の保護運転である油戻し運転を行うためである。

制御応答性を見ると、出力制限の指令を与えてから、1分以内に定格電流比率が指令値付近に抑制されており、指令に対する室外機の応答性は良い。

制御指令に対する良好な応答性から、室外機への負荷容量の最適配分はリアルタイムで制御できることがわかった。

2.3 システム最適運転制御

EHPシステム最適運転制御の基本的な動作は、室内温湿度を監視して、いずれかが不足している場合は室外機の出力制限を1段緩める。反対に室内温湿度が過剰である場合には、室外機の出力制限を1段強める。この出力制限の変更を空調システム全体の効率が良くなる方の室外機に指令することで実現する。しかしながら、個別分散空調システムでは除湿は外気負荷系統と室内負荷系統のどちらでも可能である一方で、加湿は外気負荷系統でしか出来ないため、冷房と暖房で制御が異なる。本報では冷房運転の制御を検証したため、冷房時の制御フロー

を示し、その制御内容について概説する。冷房時の制御フローをFigure 2.5に示す。また、制御設定値の一覧をTable 2.2に示す。

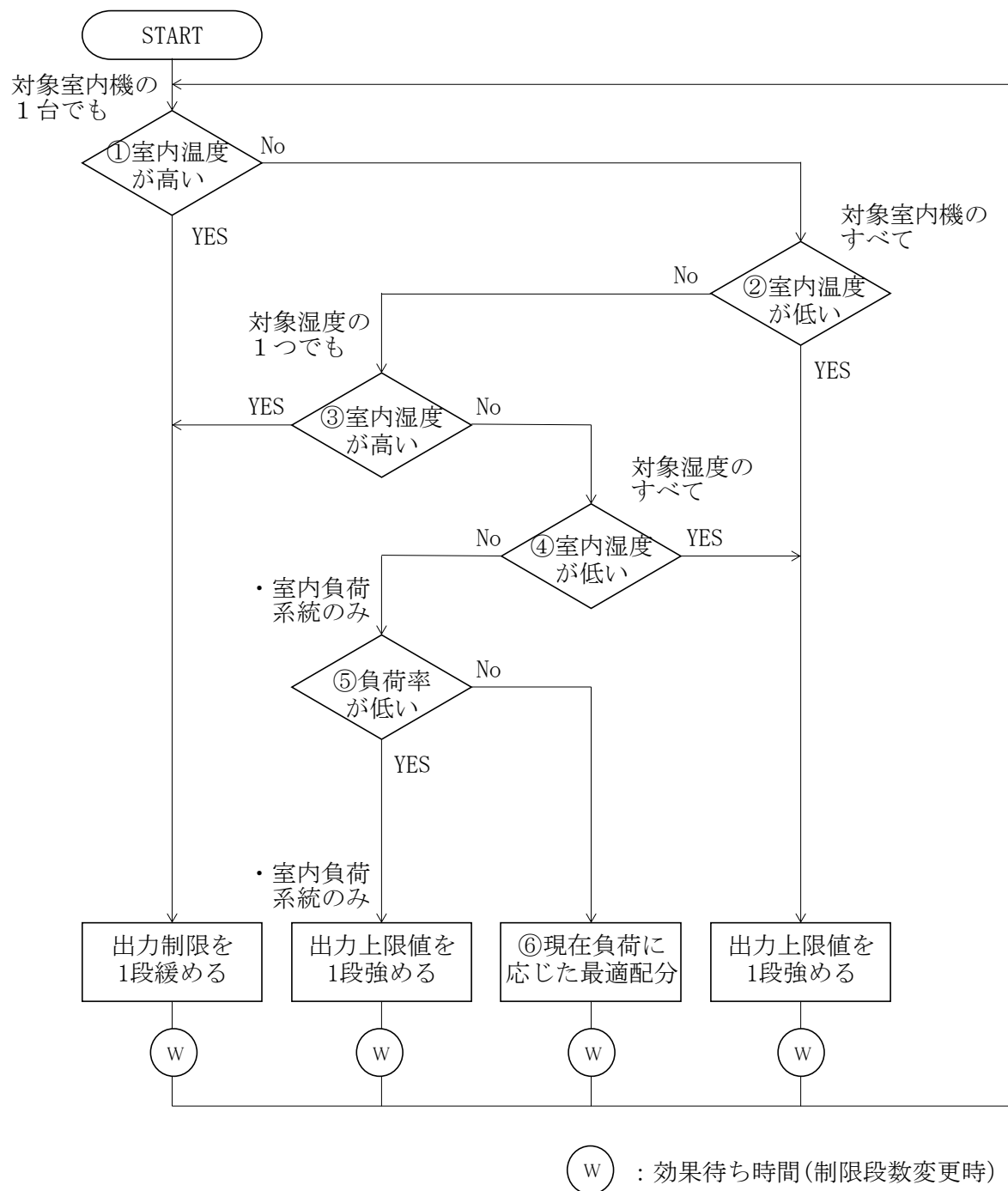


Figure 2.5 冷房時EHPシステム最適運転制御フロー

Table 2.2 EHPシステム最適運転制御設定値一覧

項目	記号	単位
冷房時 設定温度 偏差	Δtc	K
冷房時 設定湿度 偏差	Δhc	%
冷房時 設定湿度 (RH)	SPhc	%
容量制御変更 判定待ち時間	T1	s
容量制御変更 効果待ち時間	T2	s
室外機 負荷率下限値設定	limL	%
冷房時 負荷熱量 算出パラメータa	ca	—
冷房時 負荷熱量 算出パラメータb	cb	—
冷房時 負荷熱量 算出パラメータc	cc	—

①制御を開始すると、運転開始時は設定温度と室内温度が乖離していることが多く、一時的にCOPの低い高負荷運転となるため、40%に制限した状態から開始する。その後、高負荷日のように暫くしても温度乖離が大きい場合は、後述するように室外機の制限が段階的に解除される。次に、最初に制御対象である室外機に接続している室内機の設定温度および吸込み温度を取得して式(1)の判定を行う。

$$PVt > SPt + \Delta tc \quad \cdots \cdots (1)$$

ここに、

PVt : 室内機吸込み温度 [°C]

SPt : 室内機設定温度 [°C]

$+\Delta tc$: 冷房時設定温度上方偏差 [°C]

対象室内機のうち1台でも式(1)が成立した場合は、室内温度が高いために室外機的能力が足りないと判断して室外機の実出力制限を1段緩める。室外機の実出力制限を変更するときに、どの室外機に対して指令するかは2.4負荷に応じた最適配分の方法で行っている。

②次に、制御対象の室内機について式(2)の判定を行う。

$$PVt < SPt - \Delta tc \quad \cdots \cdots (2)$$

ここに、

$-\Delta tc$: 冷房時設定温度下方偏差 [°C]

対象室内機のうちすべてで式(2)が成立した場合は、室内温度が低下しており、室外機の実出力が過剰と判断して室外機の実出力制限を1段強める。

③式(1)(2)が不成立の場合は、室内温度は適正範囲と判定して、次に室内湿度の判定を行う。ただし、湿度は室内機からは取得できないため、別途室内に湿度

計を設置する必要がある。また、設定湿度も空調システム側には無いため、制御システム側で制御設定値を設ける。このセンサから取得した湿度と制御設定値を用いて、次の式(3)の判定を行う。

$$PVh > SPhc + \Delta hc \quad \cdots \cdots (3)$$

ここに、

PVh : 室内相対湿度 [%]

$SPhc$: 冷房時 設定湿度 [%]

$+ \Delta hc$: 冷房時設定湿度上方偏差 [%]

湿度センサのうち1つでも式(3)が成立した場合は、室内湿度が高すぎるために室外機的能力が足りないと判断して室外機出力制限を1段緩める。

④次に、対象湿度センサについて式(4)の判定を行う。

$$PVh < SPhc - \Delta hc \quad \cdots \cdots (4)$$

ここに、

$- \Delta hc$: 冷房時設定湿度下方偏差 [%]

湿度センサのうちすべてで式(4)が成立した場合は、室内湿度が低下しており、室外機的能力が過剰と判断して室外機出力制限を1段強める。

⑤式(1)～(4)が不成立の場合は、室内温湿度が適正範囲にあると判定して、次に室内負荷系統を対象として室外機の負荷率について式(5)の判定を行う。

$$PVL < limL \quad \cdots \cdots (5)$$

ここに、

PVL : 室外機負荷率 [%]

$limL$: 室外機負荷率下限値設定 [%]

式(5)が成立する時、室内負荷系統の室外機はFigure 2.3に示した室外機の性能曲線から、COPの低い負荷率帯での運転を行っている。そこで、室内負荷系統の室外機出力制限を1段強める。

外気負荷系統を制限しないのは、低負荷時に外気負荷系統の室外機を0%にまで制限すると、外気は全熱交換器のみを通過して室内に吹くことになる。この時、外気が結露する可能性があるためである。

式(1)～(5)のすべてが不成立の場合は、負荷に応じた最適配分を行う。この①～⑤の判定を連続して行うことで、制御を継続する。

2.4 負荷に応じた最適配分の方法

Figure 2.5に示した制御フローにある現在負荷に応じた最適配分の方法として、現在の負荷熱量に応じて最も効率の良くなる出力制限パターンを採用することで実現させる。

最も効率の良くなる出力制限パターンを求めるため、まずは*i*番目のEHPにつ

いて、定格電流比率 RC から実測負荷熱量 $Q_{m,i}$ [kW]を求める。 (ca_i, cb_i, cc_i) は予め取得しておく)

$$Q_{m,i} = ca_i RC^2 + cb_i RC + cc_i \quad \dots\dots(6)$$

なお、 ca_i, cb_i, cc_i は i 番目のEHPの固有の係数であり、これについては実測より RC に対する $Q_{m,i}$ の関係をプロットすることにより求めることが可能である。

次に、全てのEHPの実測負荷を積算する。

$$\sum_{i=1}^n Q_{m,i} \quad \dots\dots(7)$$

各EHPの負荷 $Q_{v,i}$ を評価変数、全EHPの消費電力 $\sum_{i=1}^n E_{hp,i}$ [kW]を目的関数として、目的関数を最小化する最小化問題を解く。

$$\text{目的関数} \quad \min(\sum_{i=1}^n E_{hp,i})$$

$$\text{評価変数} \quad Q_{v,i}$$

$$\text{制約条件} \quad \sum_{i=1}^n Q_{v,i} = \sum_{i=1}^n Q_{m,i}$$

また、各EHPの消費電力 $E_{hp,i}$ は以下の手順で計算する。

① $Q_{v,i}$ と各EHPの定格出力 $Q_{rated,i}$ より負荷率 $RQ_{v,i}$ を求める。

$$RQ_{v,i} = Q_{v,i} / Q_{rated,i} \quad \dots\dots(8)$$

② 各EHPの COP_i を負荷率と外気温度 T_{out} の関数として計算する。

$$COP_i = f(RQ_{v,i}, T_{out}) \quad \dots\dots(9)$$

③ $Q_{v,i}$ と COP_i から $E_{hp,i}$ を求める。

$$E_{hp,i} = Q_{v,i} / COP_i \quad \dots\dots(10)$$

この計算結果から、各EHPの負荷 $Q_{v,i}$ を決定して、その設定負荷に合わせた出力制限を指令する。

2.5 冷房期導入効果

2.5.1 導入建物概要

2. に示したEHPシステム最適運転制御を実物件に導入して、その効果を検証する。導入する建物の概要をTable 2.3に、制御対象のEHP機器仕様をTable 2.4に示す。制御対象のEHPは1F事務室を空調している。Figure 2.6に制御対象である1F執務室の室内機および温湿度センサの配置図を示す。1F執務室の北側半分が制御対象となっており、南側は別のEHPが空調するため制御対象外である。室内負荷系統室内機は7台設置されている。

Table 2.3 導入建物概要

竣工年	2014年8月
延床面積	7,337m ² （対象範囲 約418.6m ² ）
建物階数	地上8階
建物用途	事務所用途ビル
空調設備	（室内負荷）EHP方式、天井埋込ダクト接続形 （外気負荷）直膨コイル付全熱交換器

Table 2.4 制御対象のEHP機器仕様

系統	記号	台数	定格能力[kW]		定格消費電力[kW]		定格COP[-]	
			冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
室内負荷	ACP-1-1	1	69.0	77.5	16.40	20.40	4.21	3.80
外気負荷	ACP-1-3	1	33.5	37.5	8.60	9.37	3.90	4.00

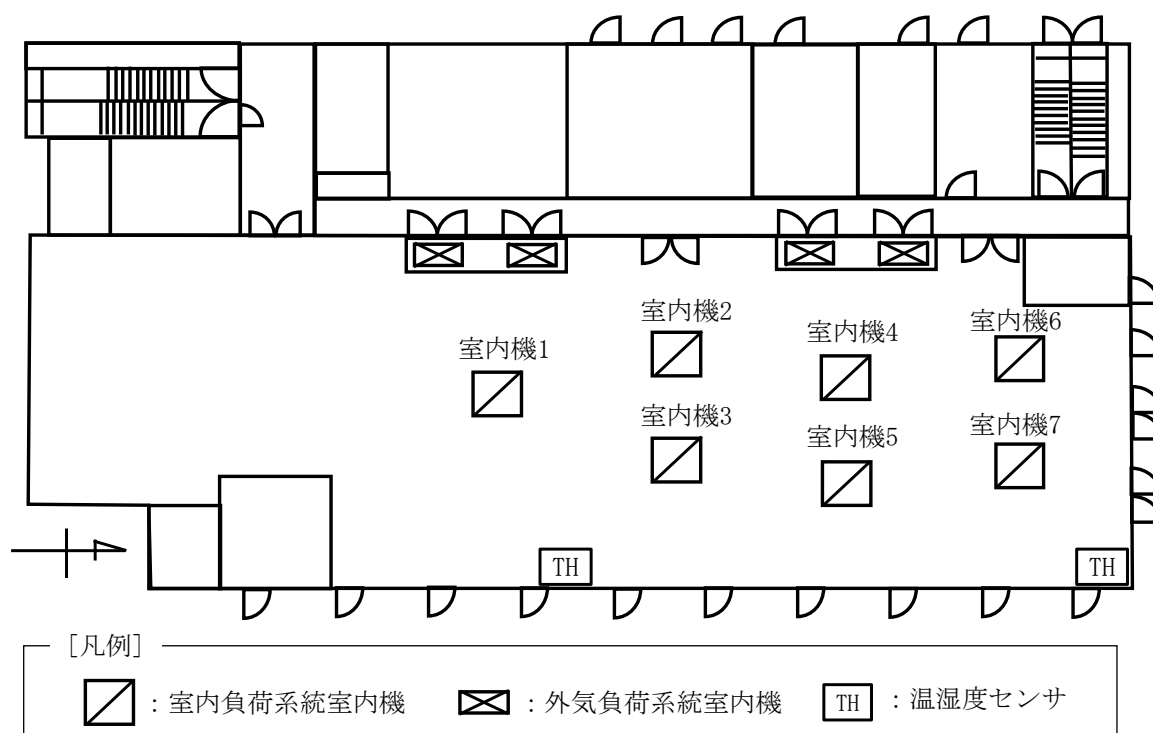


Figure 2.6 1F執務室の制御対象室内機・センサ配置図

Table 2.5 制御システムセンサ種別・精度一覧

測定対象	センサー種別	精度
外気温度	Pt100	$\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ ($-20\sim 60^{\circ}\text{C}$ において)
室外機電流	CT	$\pm 1.0\%$ (定格に対して)
室外機電力	CT	$\pm 2.0\%$ (定格に対して)
室内温度	Pt100	$\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ ($0\sim 60^{\circ}\text{C}$ において)
室内湿度	高分子容量式 湿度検出素子	$\pm 3\%\text{RH}$ ($30\sim 70\%\text{RH}$ 25°C において) $\pm 5\%\text{RH}$ ($20\sim 80\%\text{RH}$ $15\sim 35^{\circ}\text{C}$ において)
室内機温度	熱電対	サーミスタ

2.5.2 検証条件

検証条件および制御設定値を与え、制御の効果を検証した。今回は2020年8月～9月にかけてEHPシステム最適運転制御を有効にした。検証方法として、制御なし、EHP最適運転制御、EHPシステム最適運転制御の3つのパターンで外気温度が近い日のCOPを比較した。

冷房期の制御設定値としてはTable 2.2が必要となる。Table 2.2のうち、定格電流比率を負荷に変換するための係数 $ca \cdot cb \cdot cc$ を算出するため、2017年6月～9月の運転データを用いてACP-1-1とACP-1-3のそれぞれで定格電流比率と負荷熱量の散布図をFigure 2.7のように作成した。なお負荷はコンプレッサーカーブ法²⁶⁾によって求めた。

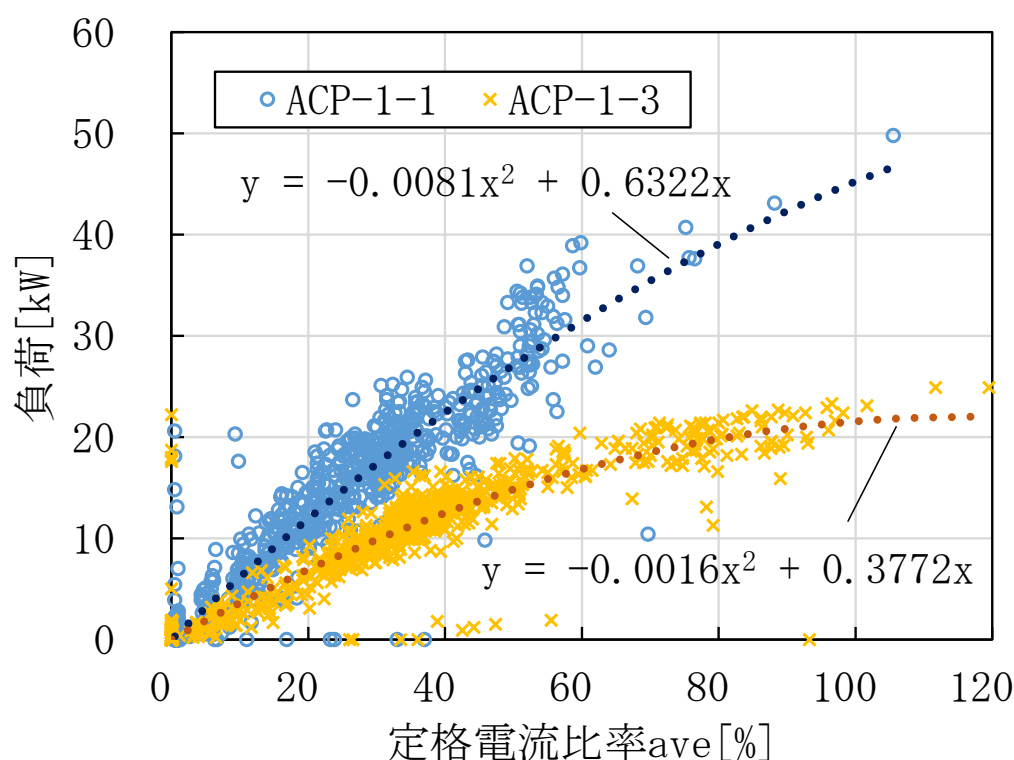


Figure 2.7 冷房期の定格電流比率と負荷熱量の散布図

Figure 2.7では、いずれも上に凸の二次関数として示されることから、定格電流比率が高いほどCOPが低下して、単位電力で処理できる負荷が小さくなる傾向が見て取れる。この図より求めた係数 $ca \cdot cb \cdot cc$ と今回のTable 2.2の制御設定値をTable 2.6に示す。

Table 2.6 冷房時EHPシステム最適運転制御設定値一覧

項目	記号	設定値	単位
冷房時 設定温度 上方偏差	$+\Delta t_c$	1.0	K
冷房時 設定温度 下方偏差	$-\Delta t_c$	-0.5	K
冷房時 設定湿度 上方偏差	$+\Delta h_c$	5.0	%
冷房時 設定湿度 下方偏差	$-\Delta h_c$	0.0	%
冷房時 設定湿度 (RH)	SPhc	55.0	%
容量制御変更 判定待ち時間	T1	60	s
容量制御変更 効果待ち時間	T2	300	s
室外機 負荷率下限値設定	limL	20	%
冷房時 負荷熱量 算出パラメータa (ACP-1-1)	ca1	-0.0081	-
冷房時 負荷熱量 算出パラメータb (ACP-1-1)	cb1	0.6322	-
冷房時 負荷熱量 算出パラメータc (ACP-1-1)	cc1	0.0000	-
冷房時 負荷熱量 算出パラメータa (ACP-1-3)	ca2	-0.0016	-
冷房時 負荷熱量 算出パラメータb (ACP-1-3)	cb2	0.3772	-
冷房時 負荷熱量 算出パラメータc (ACP-1-3)	cc2	0.0000	-

次に、ACP-1-1とACP-1-3への負荷が最適配分となるように、2.4に従って設定負荷を決定する。各EHPの設定負荷を決定するための負荷に対するCOPについては、国土交通省から提供されているLCЕМツール²⁷⁾の計算方法により求めた。外気乾球温度を35℃、室内吸込湿球温度19℃とした場合の各EHPに対するCOPをFigure 2.8に示す。

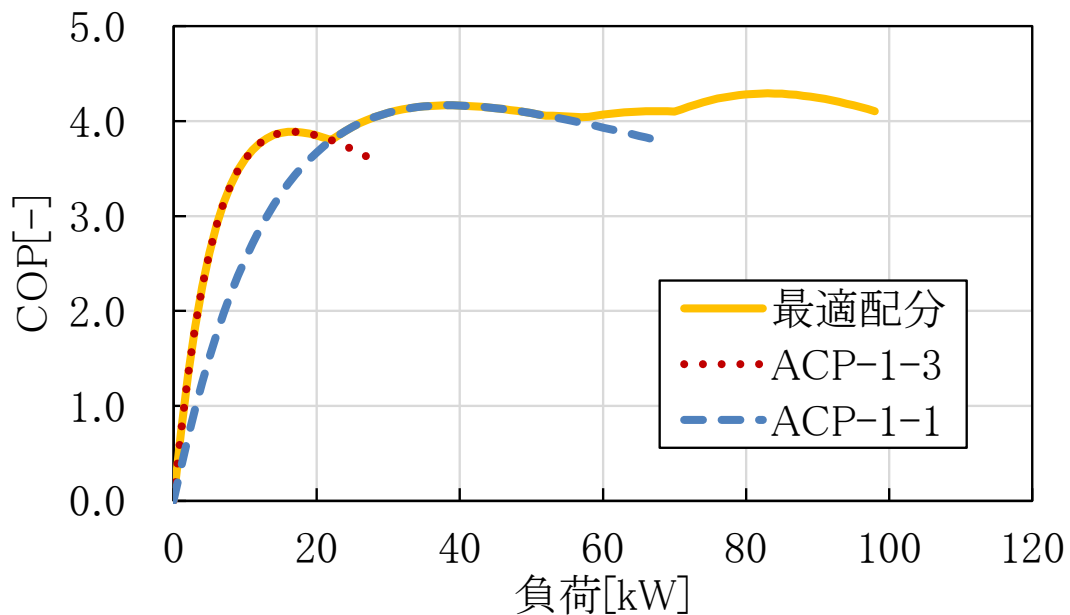


Figure 2.8 負荷別の各EHPと最適配分のCOP

Figure 2.8より、負荷30kWのACP-1-3や60kWのACP-1-1といったEHP単体で見るとCOPが低下する負荷でも、最適配分によりCOPの向上が見込まれる。

この最適配分の計算結果をもとに合計負荷に応じた室外機への負荷分配指令を行う。室外機への指令はTable 2.1に示したように0%、40%、70%、制限なしの4段階であるため、最適配分は各室外機への出力制限を変更するタイミングで行うこととした。室外機に指令する負荷配分をFigure 2.9とTable 2.7に示す。

Figure 2.9は横軸に負荷の合計を示しており、①～⑫はACP-1-1とACP-1-3への出力制限パターンが切り替わるタイミングを示している。また、Table 2.7には出力制限パターン別にACP-1-とACP-1-3に与える出力制限を整理した。ただし、これは湿度が十分に低く、外気負荷システムの運転の必要がない場合に適用する。また、湿度が高い場合はFigure 2.5の制御フローより、湿度が低下するまで室外機の制限を解除する。

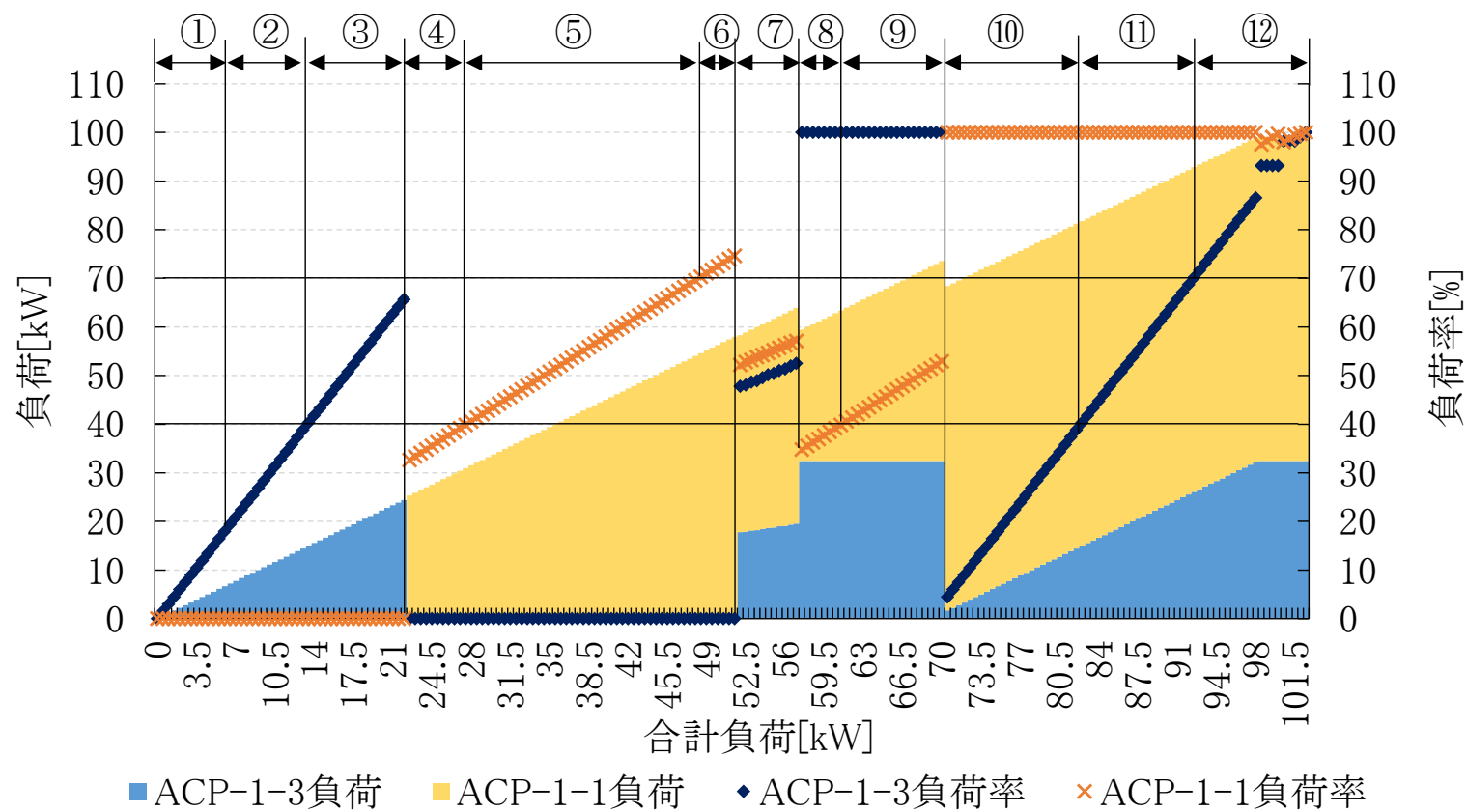


Figure 2.9 負荷率帯別の室外機への指令パターンと負荷率

Table 2.7 出力制限パターン別室外機への指令値一覧

出力制限 パターン	負荷	ACP-1-1 への指令	ACP-1-3 への指令
①	0～6.5kW	0%	0%
②	6.5～13.5kW	0%	40%
③	13.5～22.5kW	0%	70%
④	22.5～27.5kW	40%	0%
⑤	27.5～48kW	70%	0%
⑥	48～52kW	制限なし	0%
⑦	52～57.5kW	70%	70%
⑧	57.5～61kW	40%	制限なし
⑨	61～70.5kW	70%	制限なし
⑩	70.5～82.5kW	制限なし	40%
⑪	82.5～92.5kW	制限なし	70%
⑫	92.5kW～	制限なし	制限なし

2.5.3 制御動作および室内環境の検証

制御を導入することで、室内環境にどのような影響があるのか調べるため、代表日の室内温湿度を確認した。

代表日として制御期間中で最も外気温度の高かった2020年8月18日を選択した。Figure 2.10に室外機の挙動と室内側の温湿度推移を示す。温度は室内機が複数あるため、最高・平均・最低を示す。

Figure 2.10より、ACP-1-1は朝の立ち上がりで100%近い定格電流比率となった後は、70%と40%を繰り返しながら運転している。ACP-1-3は午前中では停止している時間が長いが、室内湿度が上昇してきた午後以降では70%～100%で短時間運転を行っている。

この時の温度は、設定温度26℃よりも常に下回っていることが分かる。一方で湿度は昼間以降に68%まで上昇しており、制御幅である55～60%の範囲内に下がると再び上昇することを繰り返している。この原因は、Figure 2.5の制御フローで示したように温度条件を湿度条件よりも優先しており、代表日における運転条件は温度条件の成立・不成立で制御されていたため、湿度の考慮がされなかったためである。

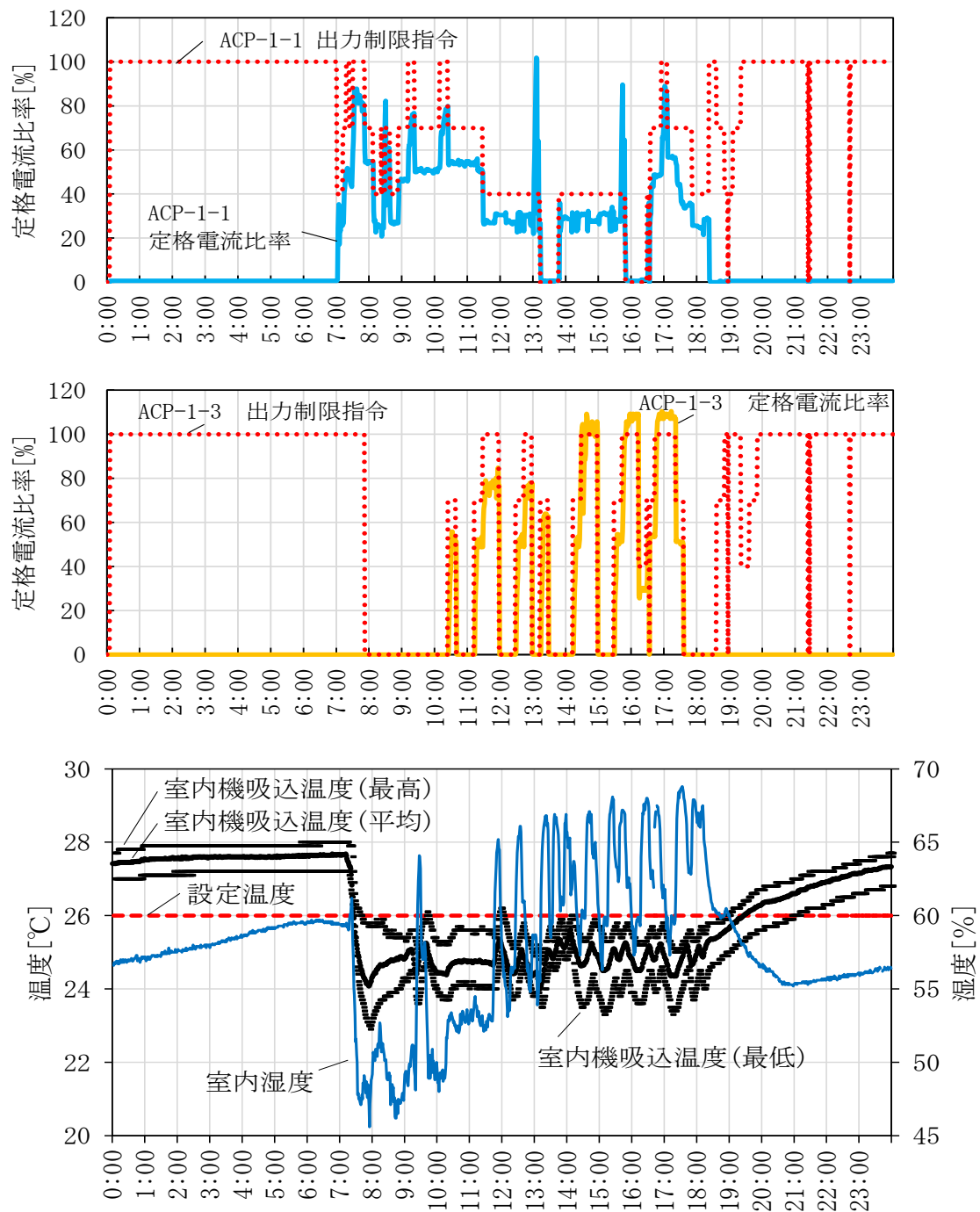


Figure 2.10 2020年8月18日の室内環境推移

この結果から、制御としては意図通りの動きであること、室内温度が空調時は23～26℃の範囲で収まっていることから、室内環境に悪影響は与えていないと考えられる。

2.5.4 導入効果

2020年6月1日(月)にEHPシステム最適運転制御を導入して、9月17日(木)まで制御を動作させた。比較対象として、制御無効日の2015年7月～9月と、EHP最適運転制御期間のデータとして2017年7月24日～2017年8月31日のデータを使用した。日別の制御結果として、外気温度の日平均値、各ACPの負荷熱量、EHPの平均COPをFigure 2.11～Figure 2.13に示す。なお、ここでの平均COPはACP-1-1とACP-1-3の負荷熱量の合計値を電力消費量の合計値で割り戻した値(システムCOP)を使用した。まず、制御無効期間のFigure 2.11において、外気負荷系統のACP-1-3は設定温度が25℃固定であるため、室内設定温度次第で過剰に熱処理することになり、ACP-1-3の負荷熱量が大きくなった。一方、Figure 2.12のEHP最適運転制御期間では制御無効期間と比較するとACP-1-3の負荷熱量の割合が低下し、ACP-1-1の負荷熱量割合が増加していることが伺える。更にFigure 2.13のEHPシステム最適運転制御の期間ではACP-1-1の負荷熱量割合が増加しており、Figure 2.8およびFigure 2.9に示される20～60 kWの負荷条件でACP-1-1の運転を優先させるシステム最適運転制御によって配分が変わったことが分かる。室内環境に関しては、湿度上昇に応じて外気負荷系統の出力制限を緩める動作が働いたことで、検証期間の室内湿度はすべて50～70%の範囲であった。

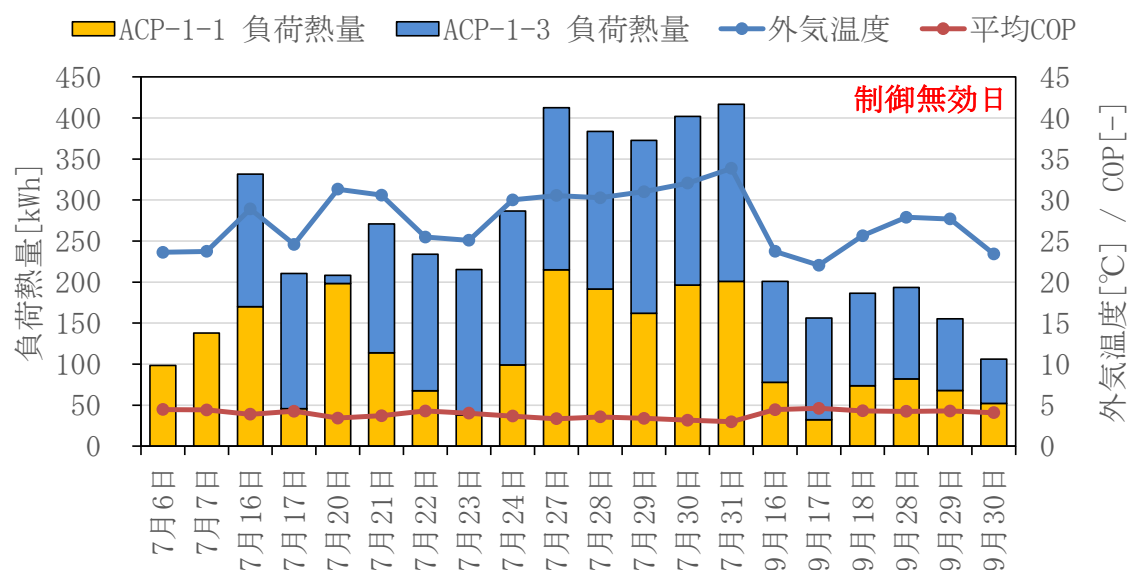


Figure 2.11 2015年7～9月の制御無効日の結果

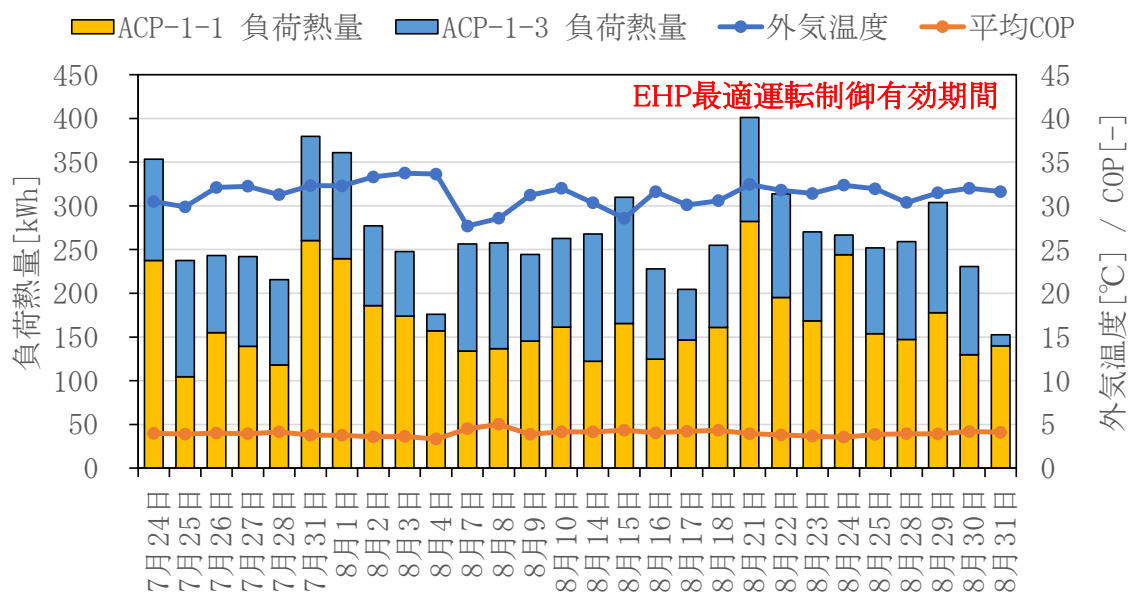


Figure 2.12 2017年7～8月のEHP最適運転制御結果

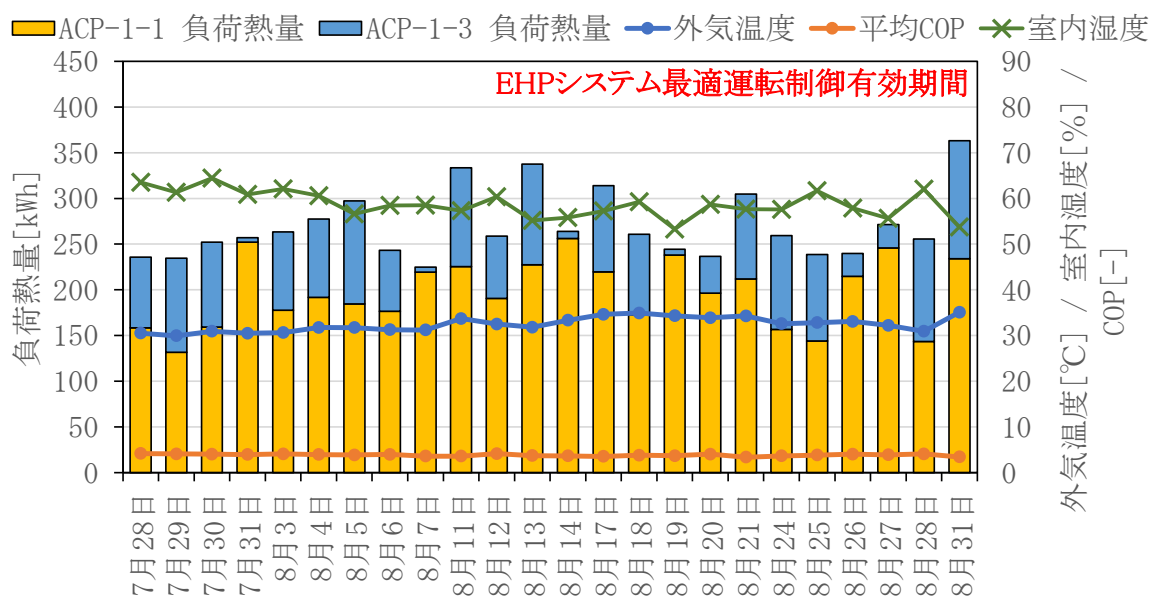


Figure 2.13 2020年7～8月のEHPシステム最適運転制御結果

また、COPの変化を確認するために、外気温度や負荷熱量の近い代表日を選択し、電力量、負荷熱量、COPをTable 2.8のように比較した。Table 2.8より、EHPシステム最適運転制御は、制御無効、EHP最適運転制御と比較してシステムCOPが向上する結果が得られ、その向上率はそれぞれ約13%、3%となった。ただし、電力量で比較すると、EHPシステム最適運転制御はEHP最適運転制御よりも増加する結果となった。これは、外気湿度によるものと考えられる。実測では同じ気

象条件・運用条件の設定は困難なため、同一条件での導入効果の評価はシミュレーションによって示す。

Table 2.8 代表日における制御結果

項目	2015/7/24	2017/8/14	2020/7/28
制御条件 ^{*1}	無効	Opt	SysOpt
外気温度平均[℃]	30.0	30.7	30.5
外気湿度平均[%] ^{*2}	61.3	57.6	70.5
室内温度平均[℃]	24.6	24.5	24.6
室内湿度平均[%]	53.5	55.0	60.9
ACP-1-1_電力量[kWh]	27.0	23.3	34.0
ACP-1-3_電力量[kWh]	51.1	30.5	22.6
ACP-1-1 負荷熱量[kWh]	99.0	88.3	158.5
ACP-1-3 負荷熱量[kWh]	187.8	128.7	77.1
ACP-1-1 COP[-]	3.67	3.79	4.66
ACP-1-3 COP[-]	3.67	4.22	3.41
システムCOP[-]	3.67	4.03	4.16
COP向上率(無効比)	－	10%	13%

*1 Opt : EHP最適運転制御、SysOpt : EHPシステム最適運転制御

*2 気象庁のデータを使用

最後に各ACPの実測COPを検証した。EHPシステム最適運転制御期間におけるACP-1-1とACP-1-3の時刻別COP散布図をFigure 2.14に示す。全体的にACP-1-1はACP-1-3よりもCOPが高く、EHPシステム最適運転制御は、負荷熱量22.5～52kWの範囲内でACP-1-3の運転を強制的に停止し、効率の悪い低負荷運転を減らしたことに加え、効率の良いACP-1-1の運転を増やしたことでシステムCOPが向上したと考えられる。

一方で、負荷熱量10kWから20kWでもACP-1-1はACP-1-3よりもCOPが良い傾向となっており、LCEMツールで求めた性能曲線とは異なる傾向を示している。この結果から計測データをもとにCOPの近似曲線を作成し、Table 2.7の制御指令を再設定する事ができれば、さらなる効率の向上が期待できる事が示唆された。

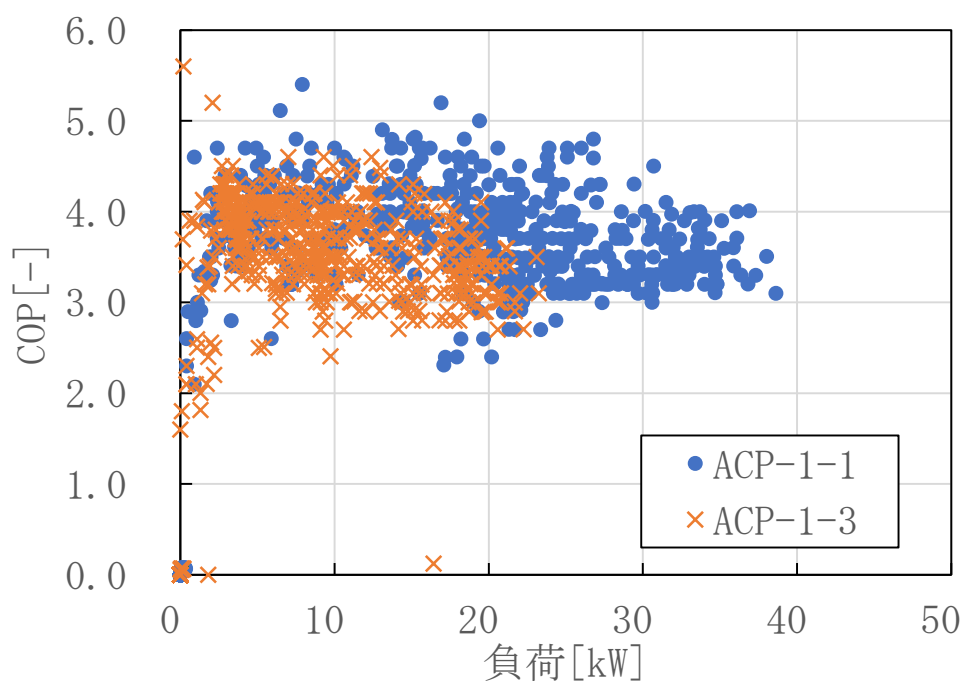


Figure 2.14 室外機別の負荷熱量とCOPの散布図

2.6 まとめ

以下に本章におけるまとめを示す。

- 1) 一つの部屋に対し、複数の室外機を用いて空調を行う個別分散空調システムに対して、空調システム全体の運転効率を最大化させる EHP システム最適運転制御を開発した。
- 2) 開発した制御を実際の建物に導入して、制御動作や室内環境の検証を行った。制御動作は想定した制御をよく再現していることを確認した。また、室内環境は EHP システム最適運転制御を導入しても環境の悪化は見られず、空調時間帯は室温 23～26℃、湿度 50～70%の範囲に収まっていた。
- 3) EHP システム最適運転制御の導入時におけるシステム COP を、制御なし、EHP 最適運転制御の導入時と比較すると、それぞれ 13%、3%向上しており、本システムの導入効果を確認することができた。

第3章

実測に基づく性能曲線の自動更新

3.1 背景

第 2 章では、複数の室外機が同じ空間を空調している場合に、その室外機の負荷配分を最適にするシステム最適運転制御を開発した。制御は意図した通りに動作し、COP の向上効果も見られた一方で、LCEM ツールにて描いた性能曲線と実測値では乖離が見られた。

COP は外気温度や配管長、機器の劣化など様々な要因で変動することから、実測値を基に制御パラメータを決定することが望ましい。一方で、既往の研究では、個別分散空調システムの性能評価やシミュレーションモデル構築のために、性能曲線を描くものが多くみられる^{28),29)}。その他にも、性能曲線を基にした最適制御も考えられている³⁰⁾。しかし、いずれも性能曲線を自動で描くためのデータの前処理部分には着目しておらず、日々更新される最新データへの対応方法には言及されていない。

そこで本章では、最新の実測値に基づき性能曲線をリアルタイムに更新し、その性能曲線に基づいて EHP システム最適運転制御の制御パラメータを更新する手法を開発した。

3.2 性能曲線の作成方法

3.2.1 データ項目と外気温度補正

性能曲線を自動更新するために必要なデータ項目を Table 3.1 に示す。COP に影響を与えるものとして、外気温度も計測する。

Table 3.1 性能曲線のためのデータ

計測データ	単位	精度・手法
外気温度	°C	Pt100、熱電対等
処理熱量	kWh	コンプレッサーカーブ法 ⁵⁾ 等
室外機電力量	kWh	CT、電力量ロガー
COP	-	処理熱量÷室外機電力量
負荷率	%	処理熱量÷定格能力

性能曲線に必要なのは、ある一定の外気温度における負荷率 0～100%に分布した COP のデータである。本研究では、一定の外気温度として、JIS 規格が定める冷房外気温度 35°C、暖房外気温度 12°Cを用いる。また、室内吸込湿球温度は 19°Cとする。

一方で、一般的な建物の場合、冷房運転時に外気温度が高くなると負荷率も上昇するため、35°Cの外気温度において負荷率 0～100%のデータを得るためには、各外気温度における入力比補正係数が必要となる。国土交通省から提供されている LCEM ツール²⁶⁾に設定されている入力比補正係数を Figure 3.1 に示す。今

回は、この係数を用いることとした。

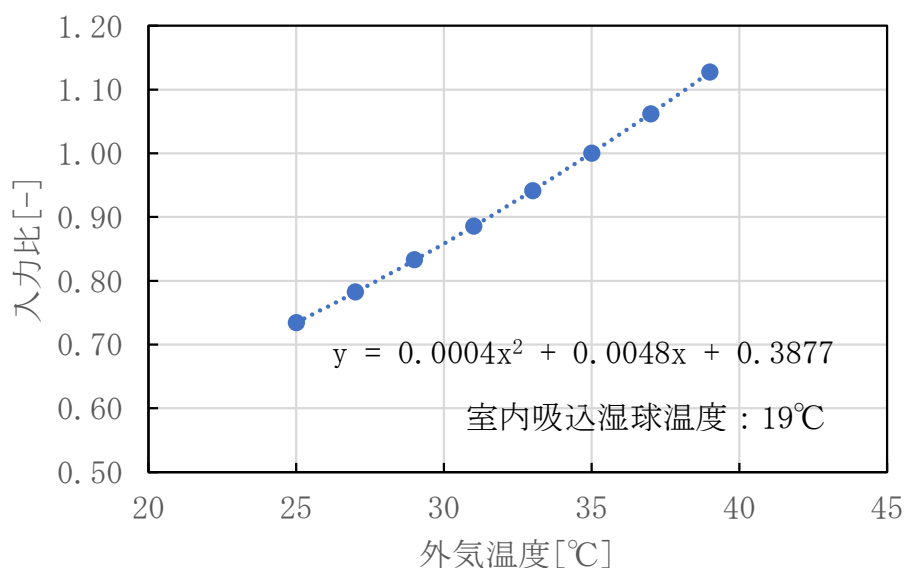


Figure 3.1 外気温度による入力比補正係数

3.2.2 性能曲線の作成に用いるデータ期間

データ期間としては、あまりに過去データまで参照すると、機器劣化前のデータが含まれてしまう。また、低負荷から高負荷までの負荷特性を把握するため、標準的な事務用途ビルでは冷房・暖房の1シーズンが必要である。これらのことから、負荷特性を捉えるためのデータ期間は直近の過去1年間で望ましいと考えた。

3.2.3 データ処理

(1) データ処理フロー

性能曲線を描くためのデータは、異常値や欠損値が含まれていると正しい性能曲線を描くことが出来なくなる。そこで今回は、Figure 4.2 に示すデータ処理フローにて、元データを処理する。

それぞれの処理ステップの詳細は後述するが、自動的に性能曲線を描くために、一定の制約を設けてソフトウェアで処理できる内容とした。

(2) 異常値除外

実測データには異常値が含まれる場合がある。発生要因は計測機器異常、センサ異常といったデータを保存するシステム側に起因するものや、EHPの故障に起因するもの、人の活動によって特異な運転条件となる場合などが考えられる。

異常値を含めたまま性能曲線を描くと誤った最適化パラメータになってしまう。この対応として、④ロバスト推定により異常値を含んだままで近似式を得るか、⑤異常値を検出して除外するか、⑥異常値を正常値から補完するかといった手法を採用することができる。

④や⑥の手法は、サンプルデータ数が少ない場合に用いられることが多いが、今回は1年間のデータ期間を前提条件としているため、データ量は比較的多い。そこで⑤の異常値を除外したデータを用いて性能曲線を描く方法を採用する。異常値の除外には、①物理特性による異常値除外と②統計的手法による異常値除外の2通りが考えられる。それぞれの検出方法をまとめる。

①物理特性による異常値除外

物理特性による異常値除外は、物理的に通常では取りえない計測値となった場合に、閾値によってそれを検出して除外する手法である。

物理量による異常値は、センサ誤差や計測装置の異常、演算値の場合は演算に用いたデータの時間誤差等によって発生する可能性がある。Table 3.1 の計測データに対して用いた閾値の設定例を Table 3.2 にまとめる。

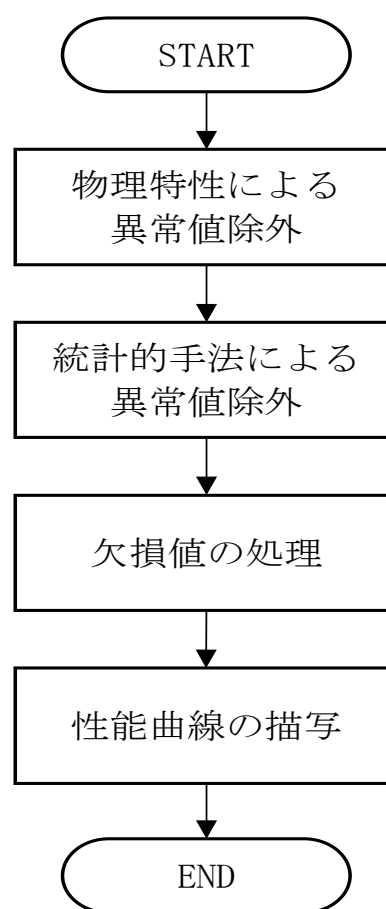


Figure 3.2 データ処理フロー

Table 3.2 物理特性による異常値の検出閾値

No.	データ種別	閾値
1	外気温度	-30℃以下、60℃以上は除外
2	処理熱量	マイナス値は除外 定格能力の 1.5 倍値以上は除外
3	室外機電力量	マイナス値は除外 定格能力の 1.5 倍値以上は除外
4	COP	マイナス値、15 以上は除外

②統計的手法による異常値除外

統計的手法による異常値除外は、計測データを集めたデータ群に対して基準

値を定め、その基準値から離れた数値を異常値として検出して除外する手法である。

Table 3.3 に示すように、異常値が単変量か多変量か、ロバストかどうかによって様々な検出方法がある³¹⁾。ロバストとは、異常値があった場合に、その値が異常値検出の基準値に影響を与えないことを意味する。

今回は負荷率と COP の多変量ではあるが、ロバストかそうでないかは計測値を見て判断する。

Table 3.3 統計的手法による異常値の検出方法

No.	異常値の分類	検出方法
1	単変量・ロバストでない	標準平均と標準偏差等
2	単変量・ロバスト	四分位数による方法等
3	多変量・ロバストでない	マハラノビス距離による方法 ³²⁾ 等
4	多変量・ロバスト	MSD 法 ³¹⁾ 等

(3) 欠損値の処理

実測データの中には、データが計測できていない欠損値も存在することがある。欠損値の検出自体は、数値がないことを確認できれば良いので容易であるが、欠測値の処理方法はデータ内容によって異なる。例えば、外気温度が欠損している場合は、短時間であれば、温度が急変することは少ないため、線形補間することにより、比較的妥当な値が得られると考えられる。一方で、処理熱量と電力量は、その時の EHP の使用状況によっては急変する可能性があるため、今回は欠損値のままデータとして使用しないこととする。もしデータ数が不足する場合には、外気温度や時間帯等によって類推することを検討する必要がある。

また、実測データでは性能曲線を描くための低負荷から高負荷にかけてのデータが集まらないことがある。この時、データが集まらなかった負荷率帯は LCEM と同じ傾向を示すものと想定し、COP は実測値から得られる性能曲線と LCEM の性能曲線が連続となるように、LCEM の COP を上下に推移させて、実測による COP と LCEM の COP が近似となるように調整した。

(4) 性能曲線の描写

異常値と欠損値を除外したデータを用いて、負荷率と COP の性能曲線を描く。

3.3 実物件への適用

3.3.1 実測データの確認

2020年6月1日～9月30日の1時間毎のデータを用いて、外気温度補正を行った後に、性能曲線は多項式近似を用いて作成する。作成した性能曲線を Figure 3.3、Figure 3.4 に示す。図より、負荷率 0%～40%付近にかけて、COP がデータ群から下側に外れているデータがみられる。低負荷でよく見られることから、1時間の中で EHP が発停した時のデータが含まれたことで、連続動作時と比べて COP が低く計測された可能性がある。

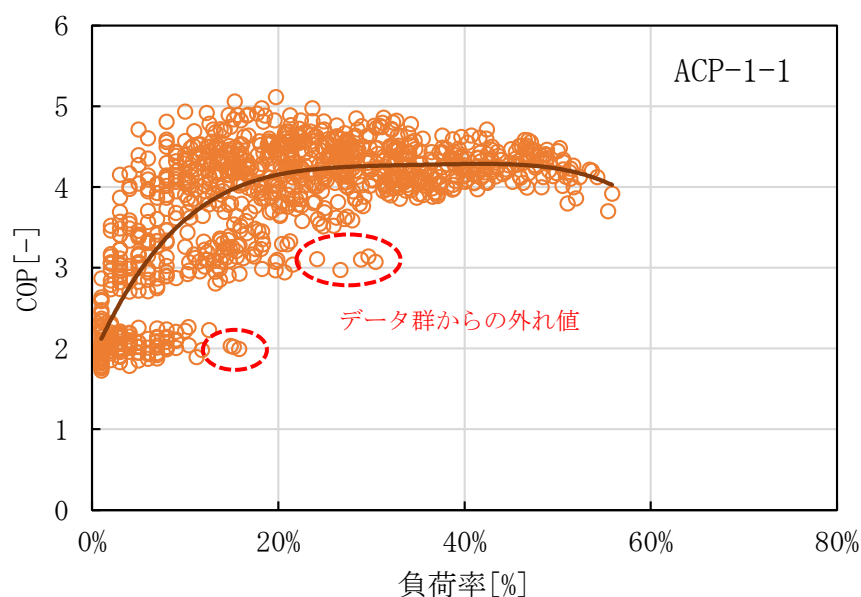


Figure 3.3 ACP-1-1 性能曲線（実測値）

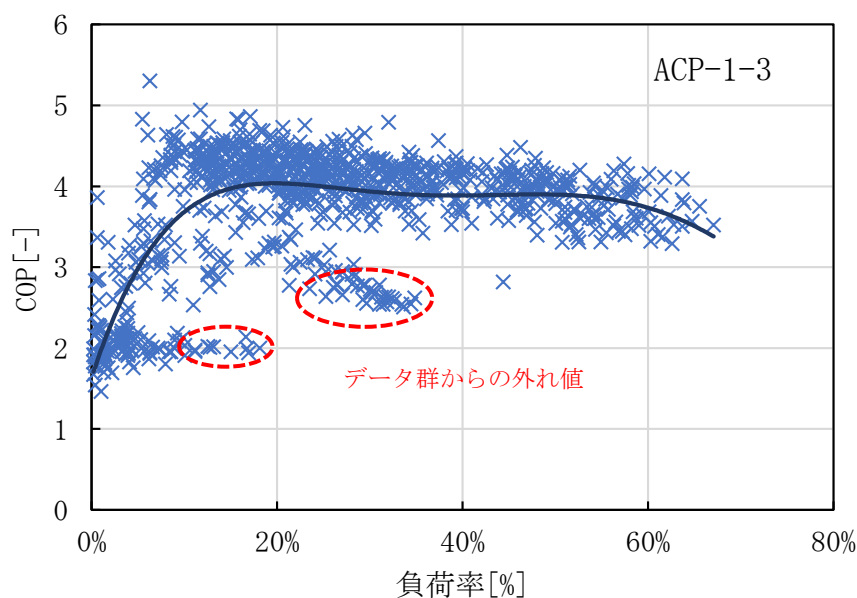


Figure 3.4 ACP-1-3 性能曲線（実測値）

負荷配分のための性能曲線を描くうえでは、連続的に EHP が運転しているデータの上に条件を揃えることが望ましいため、今回はこの低負荷の COP が低いデータを異常値として除外することとした。

COP が低い外れ値は比較的データ数も多く、発停以外のデータも含まれているため、これらの外れ値をすべて除外するのではなく、外れ値も考慮した異常値検出が望ましいと考えられた。また、性能曲線の負荷率と COP の関係は相関関係にある。そのため、多変量かつロバストではない異常値検出手法として様々な異常値検出に用いられている^{33),34)}マハラノビス距離³²⁾による方法をとることとした。

ただし、マハラノビス距離は、相関関係があると基準値に対して楕円を描き、その円から外れた値を異常値として除外する。性能曲線の形は 1 つの楕円では曲線全体が当てはまらないため、データを負荷率 10% ごとの負荷率帯に分けて、マハラノビス距離を求めることとした。負荷率で区分したマハラノビス距離の求め方を Figure 3.5 に示す。

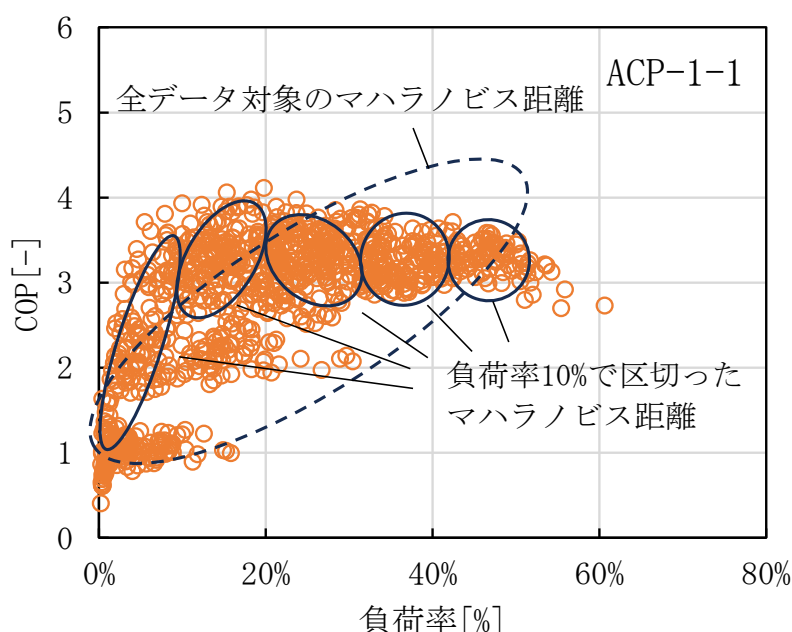


Figure 3.5 マハラノビス距離の負荷率別算出イメージ

マハラノビス距離ごとのヒストグラムを Figure 3.6、Figure 3.7 に示す。ヒストグラムから、マハラノビス距離が大きくデータ数も少ないデータは、データ群から外れた異常値であるものと判断して、ACP-1-1 ではマハラノビス距離が 2.3 以上を、ACP-1-3 では 2.2 以上を異常値として除外した。

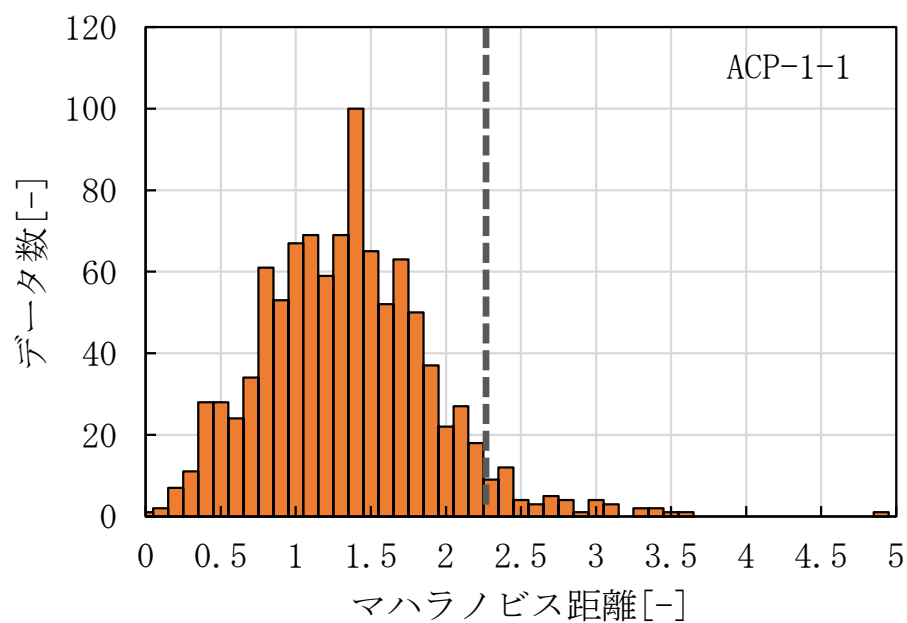


Figure 3.6 ACP-1-1 のマハラノビス距離ヒストグラム

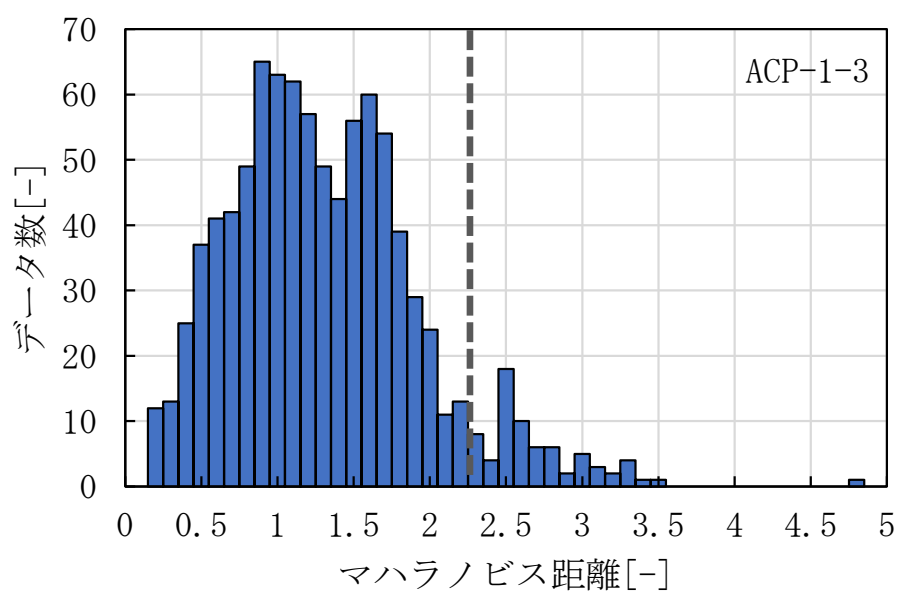


Figure 3.7 ACP-1-3 のマハラノビス距離ヒストグラム

実測値では負荷率 60%前後までのデータしか得られず、高負荷帯の実測値が不足している。そこで、前述したように、高負荷率帯では LCEM の性能曲線と同じ傾向を示すものと想定して、COP が連続となるようにグラフを補完した。

物理特性による異常値除外と統計的手法による異常値除外、欠損値処理を行った後の性能曲線を Figure 3.8、Figure 3.9 に示す。

ACP-1-1、ACP-1-3 とともに Figure 3.3、Figure 3.4 に示した同一負荷でありながら COP が低いデータをある程度除外することが出来ている。この性能曲線を用いて EHP システム最適運転制御の制御パラメータを算出する。

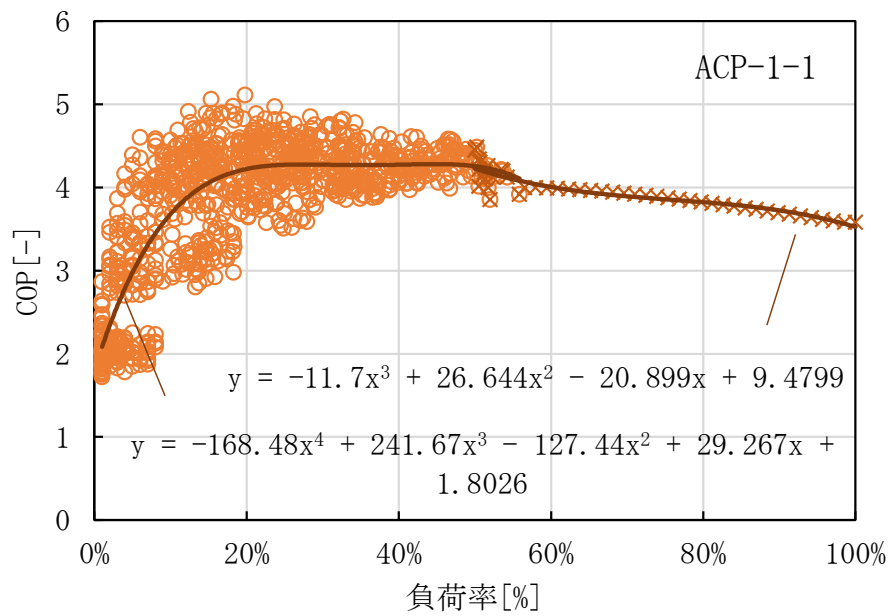


Figure 3.8 ACP-1-1 性能曲線（データ処理後）

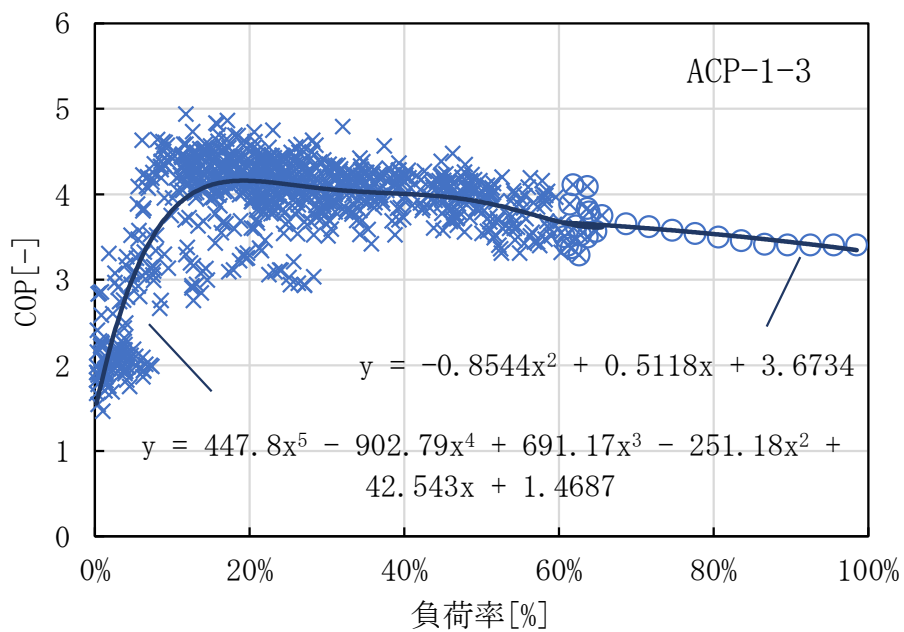


Figure 3.9 ACP-1-3 性能曲線（データ処理後）

3.3.2 制御パラメータの設定

3.3.1 で求めた性能曲線を基に、EHP システム最適運転制御の制御パラメータを算出する。制御パラメータは、Figure 2.9 や Table 2.7 を算出した時と同じ手法で、負荷に応じた最適配分を計算した。なお、この制御パラメータは Figure 3.8、Figure 3.9 に示した性能曲線の近似式があれば、負荷に対する消費電力が最小となる最適化式を解くことで求められるため、性能曲線から制御パラメータの算出まで自動処理が可能である。

算出した結果をエラー! 参照元が見つかりません。、また、それをもとに演算した EHP システムの運転を Table 3.4 に示す。実測に基づく性能曲線では、負荷率による COP の入れ替わりが Figure 2.9 より少なくなった。なお、図中の負荷率 61kW の箇所に⑤'で示す点線を入れている。この負荷率は、ACP-1-1 に 70%、ACP-1-3 に制限なしの指令を与えるタイミングであるが、前後の 60kW や 62kW はそれぞれの室外機に 70%の指令値を与えることで達成できるため、室外機への頻繁な制御指令の変更を避けるために、このタイミングでの APC-1-3 への指令は行わないこととした。

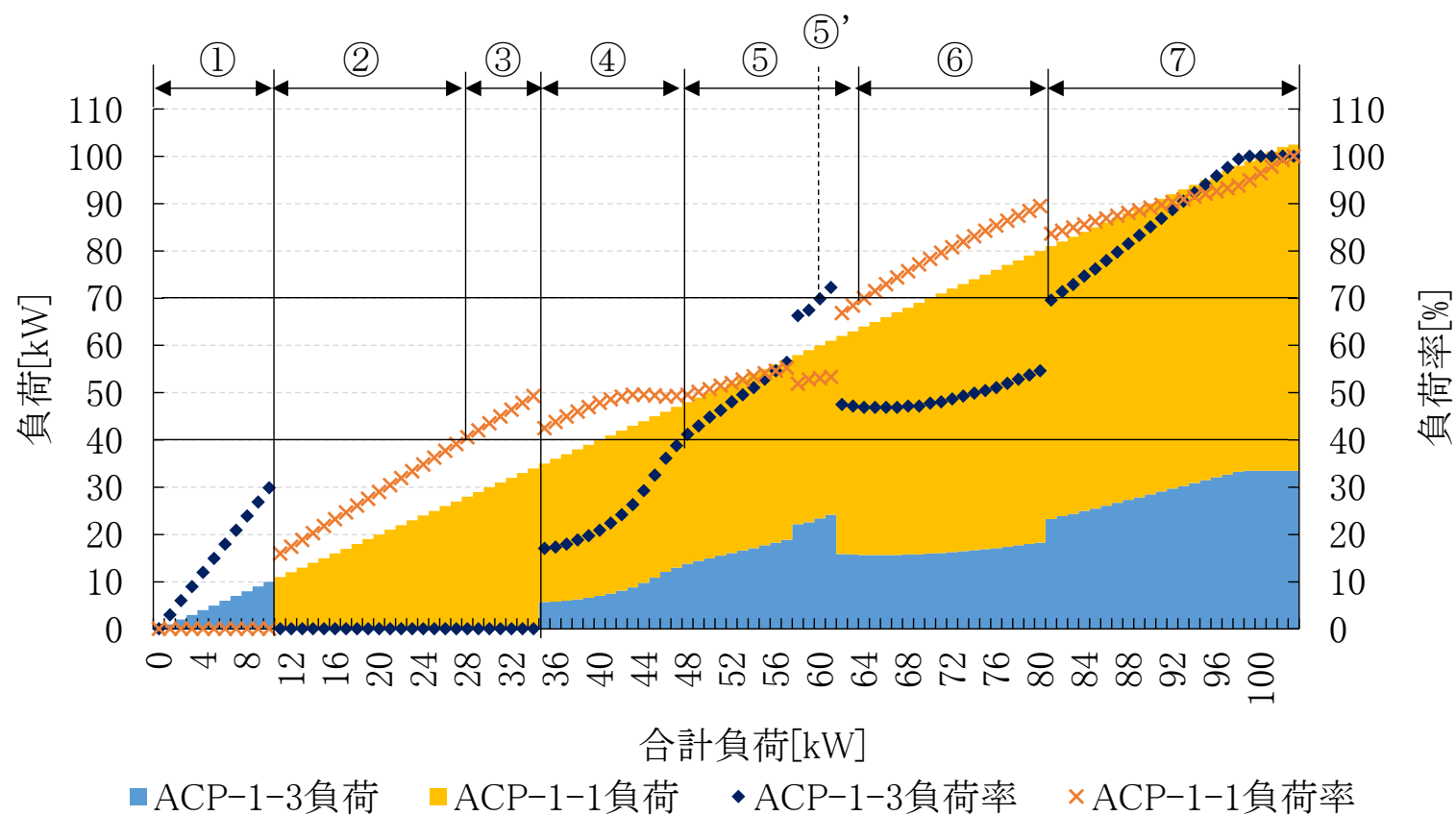


Figure 3.10 負荷率帯別の室外機への指令パターンと負荷率

Table 3.4 出力制限パターン別室外機への指令値一覧

出力制限 パターン	負荷	ACP-1-1 への指令	ACP-1-3 への指令
①	0～11kW	0%	40%
②	11～28kW	40%	0%
③	28～35kW	70%	0%
④	35～48kW	70%	40%
⑤	48～64kW	70%	70%
⑥	64～81kW	制限なし	70%
⑦	81kW～	制限なし	制限なし

3.4 更新パラメータによるシミュレーション

実測により更新した性能曲線からなる制御パラメータにて、EHP システム最適運転制御を行った 2020 年 7 月 28 日と同じ負荷熱量を処理した時の電力量と COP を Table 3.5 に示す。今回は室外機単独で負荷を最適配分するシミュレーションを行った。

シミュレーション結果から、COP が高い傾向を示す ACP-1-1 に負荷を偏らせることで、EHP システム最適運転制御からシステム COP をさらに 3%向上させることが出来た。ただし、シミュレーションモデルに室内機は含めていないため、外気を処理する ACP-1-3 の負荷を減らすことで、室内環境のうち、湿度には何らかの影響があるものと考えられる。制御条件としては、湿度が変動した場合も考慮しているため、今回のシミュレーション結果と実建物で制御した結果で差異が出る可能性はある。

Table 3.5 制御条件別最適運転制御効果

項目	2015/7/24	2017/8/17	2020/7/28	
制御条件*1	無効	Opt	SysOpt	SysOptSim
外気温度平均[℃]	30.0	30.7	30.5	—
外気湿度平均[%]*2	61.3	57.6	70.5	—
室内温度平均[℃]	24.6	24.5	24.6	—
室内湿度平均[%]	53.5	55.0	60.9	—
ACP-1-1 電力量[kWh]	27.0	23.3	34.0	48.6
ACP-1-3 電力量[kWh]	51.1	30.5	22.6	6.9
ACP-1-1 負荷熱量[kWh]	99.0	88.3	158.5	207.6
ACP-1-3 負荷熱量[kWh]	187.8	128.7	77.1	28.0
ACP-1-1 COP[-]	3.67	3.79	4.66	4.27
ACP-1-3 COP[-]	3.67	4.22	3.41	4.06
システムCOP[-]	3.67	4.03	4.16	4.25
COP向上率(無効比)	—	10%	13%	16%

*Opt : EHP最適運転制御、SysOpt : EHPシステム最適運転制御

*2 気象庁のデータを使用

3.5 まとめ

以下に本章のまとめを示す。

- 1) 実測値を用いて、室外機の性能曲線を自動で更新する手法を開発した。
この手法の特徴として、異常値を除外するための物理特性と統計的手法を組み合わせて、データのクレンジングの自動化を図っている点にある。
- 2) 実測値のパラメータを用いて、描いた性能曲線を用いて、EHP システム最適運転制御のシミュレーションを行ったところ、システム COP が 3% 改善する結果が得られた。

今後は、実際に EHP システム最適運転制御が導入されている地点に性能曲線自動更新の仕組みを導入し、常に最適な制御パラメータに更新されるように図っていきたい。

また、今回は性能曲線の自動更新にのみ用いたが、長期的なデータ処理によって、当初の性能曲線からの乖離をもって故障検知や機器劣化による更新タイミングの検討等にも活用していきたい。

第4章

複数室外機を有する個別分散空調システムの最適 制御のCOP向上効果検証シミュレーション

4.1 背景

第2章で開発したEHPシステム最適運転制御は、制御の対象となるEHPの電流(定格電流比率)の計測値から負荷を推測し、対象となる全てのEHPの合計負荷に対して、EHPシステムCOPが最大となるような各EHPの負荷分配を決定し、その負荷に応じてEHPの出力制御(圧縮機の回転数制御)を行う。2.5ではその運転制御と制御の導入によるEHPシステム冷房COP向上効果を検証したが、異なる期間に計測を行った従来制御との比較によるものであったため、EHPシステムCOP向上効果を定量化するには同一の条件に対する比較を行った方が望ましいと言える。

一方で、冷凍サイクルを考慮したヒートポンプ空調システムのシミュレーションツールの開発を行ってきた³⁵⁾。本ツールの特長として、室内機の負荷の偏りを考慮した冷媒の蒸発・凝縮温度の計算が可能である上に、年間性能予測に対応できる高速計算が可能であることが挙げられる。本ツールは個別分散空調システムへの適用も可能であり、本ツールを活用することで、同一の条件に対するEHPシステム最適運転制御のEHPシステムCOP向上効果の定量化が可能になる。

物理モデルを考慮したEHPのシミュレーションについては動特性にも対応可能な精緻なシミュレーションと、年間計算に対応可能な計算速度を持たせるために冷凍サイクルの計算を簡略化したシミュレーションに大別される³⁶⁾。前者としては、Zhuら³⁷⁾、Matsumotoら³⁸⁾のシミュレーションが挙げられ、後者としてはHongら³⁹⁾、Zhangら⁴⁰⁾、Togashiら²⁹⁾のシミュレーションが代表的である。このうちZhangら²⁸⁾、Togashiら²⁹⁾は試験室で実施されたEHPの性能試験から得られる消費電力とシミュレーションの結果の比較を行っており、その結果からシミュレーションの再現性を確認している。また、Togashiら⁴¹⁾はEHPについては熱交換器の面積や圧縮機の効率などのシミュレーションに必要なパラメータを入手することが難しいため、カタログに記載されているJIS試験から得られる能力と消費電力を入力値として与えた上でパラメータ同定を行っている。しかしながら、EHPについては室内機の種類によって熱交換器の面積が異なるため、実際の建物に導入されるEHPを対象とし、かつ冷媒の蒸発温度・凝縮温度が測定されている場合には、現場での実測データとの比較によりパラメータ同定を行う方がより高い再現性が得られるものと考えられる。

この章ではシミュレーションツールの熱交換器モデルを一部改良した上で、実際の建物に導入されたEHPの実測値と計算値を比較してシミュレーションツールに与えるパラメータの推定を行った。そしてシミュレーションツールを用いて、同一の条件に対するEHPシステム最適運転制御の導入効果の検証を行うとともに、冷媒の状態に基づくEHPシステム冷房COP向上の要因分析と更なるEHPシステム冷房COP向上の検討を行った。

4.2 シミュレーションツールの概要

4.2.1 シミュレーションツールの概要

本研究で用いたシミュレーションツールの系統図をFigure 4.1に示す。凝縮器、蒸発器、膨張弁、圧縮機などの各部位の物理モデルを組み合わせる計算を行い、最終的に圧縮機消費電力やCOPを算出する。蒸発器、凝縮器内の熱貫流率を一定とする、また冷媒の物性値を一部簡略化するなどして計算負荷を減らし、高速計算が可能となっている。シミュレーションツールの詳細については既報²³⁾を参照されたい。

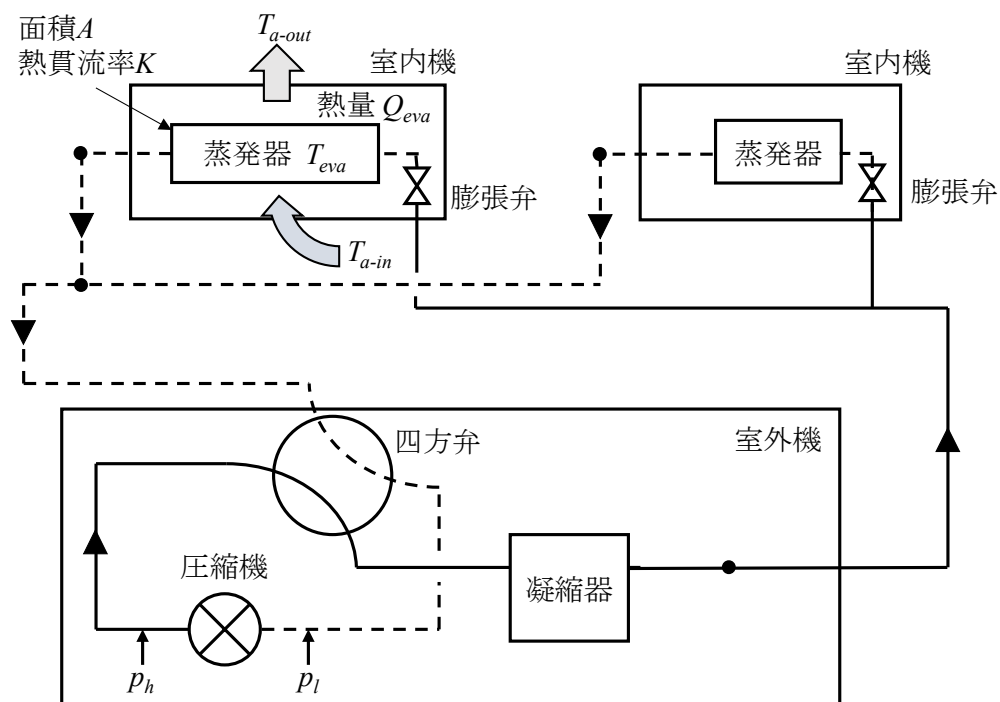


Figure 4.1 ヒートポンプ機器の冷房時系統図および計算点

記号

A : 面積	$[\text{m}^2]$
K : 熱貫流率	$[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$
p : 圧力	$[\text{Pa}]$
Q : 熱量	$[\text{W}]$
T : 温度	$[\text{°C}]$
WSF : 濡れ面係数	$[-]$

添え字

- a : 空気
- eva : 蒸発
- h : 高圧側

l : 低圧側

$-in$: 入口

$-out$: 出口

DB : 乾球(温度)

WB : 湿球(温度)

4.3 シミュレーションツールの熱交換器モデルの改良

シミュレーションツール内の冷媒温度の算出方法について改良を行った。従来の蒸発器の熱量の計算式および冷媒の蒸発温度の算出式は下記(1)、(2)の式にて示される²⁾。

$$Q_{eva} = KA(T_{eva} - T_{a-in,WB}) \quad (1)$$

$$T_{eva} = T_{a-in,WB} + \frac{Q_{eva}}{KA} \quad (2)$$

しかし、この計算モデルでは除湿による潜熱の影響が考慮されておらず、冷房時の状態を再現する上で不十分であった。そこで、濡れ面係数法⁴²⁾に基づいて計算モデルの改良を行った。また冷媒と外側空気の温度差は対数平均温度差を用いて表すことにした。改良後の蒸発器の熱量の計算式を下記(3)、(4)に、蒸発温度の算出式を(5)に示す。

$$Q_{eva} = KA \times WSF \times dtlm \quad (3)$$

$$dtlm = \frac{T_{a-in,DB} - T_{a-out,DB}}{\ln\left(\frac{(T_{a-in,DB} - T_{eva})}{(T_{a-out,DB} - T_{eva})}\right)} \quad (4)$$

$$T_{eva} = \frac{\exp\left\{\frac{(T_{a-in,DB} - T_{a-out,DB}) \times KA \times WSF}{Q_{eva}}\right\} \times T_{a-out,DB} - T_{a-in,DB}}{\exp\left\{\frac{(T_{a-in,DB} - T_{a-out,DB}) \times KA \times WSF}{Q_{eva}}\right\} - 1} \quad (5)$$

4.4 シミュレーションのパラメータ推定

4.4.1 対象システムの概要およびシミュレーションの計算条件

シミュレーションの対象となるEHPシステムが導入されている建物の概要をTable 5.1に示す。また、シミュレーションツールに与えるパラメータを推定するためのシミュレーションの対象となるEHP機器仕様をTable 5.2に示す。EHPシステム最適運転制御が導入されているEHPは2.5.1で述べた通り1Fであるが、冷媒の蒸発温度や凝縮温度の計測を実施しているEHPは5Fに設置されているため、ここでは5FのEHP(ACP-5-1)を対象とした。Figure 5.2にシミュレーションの対象である5F 執務室の室内機の配置を示す。

Table 4.1 導入対象建物の概要

建設地	大阪府堺市堺区
敷地面積	3,245 m ²
建築面積	1,029 m ²
延床面積	7,338 m ²
建物階数	地上8階
建物用途	事務所

Table 4.2 シミュレーション対象の EHP 機器仕様

記号	機器	階数	系統 (対象負荷)	台数	定格能力 [kW]		定格消費電力 [kW]	
					冷房	暖房	冷房	暖房
ACP-5-1	室外機	5	室内負荷	1	45.0	50.0	10.5	12.7
ACP-5-1a	室内機			1	5.6	6.3	0.15	0.13
ACP-5-1b				1	5.6	6.3	0.15	0.13
ACP-5-1c				3	11.2	12.5	0.21	0.20

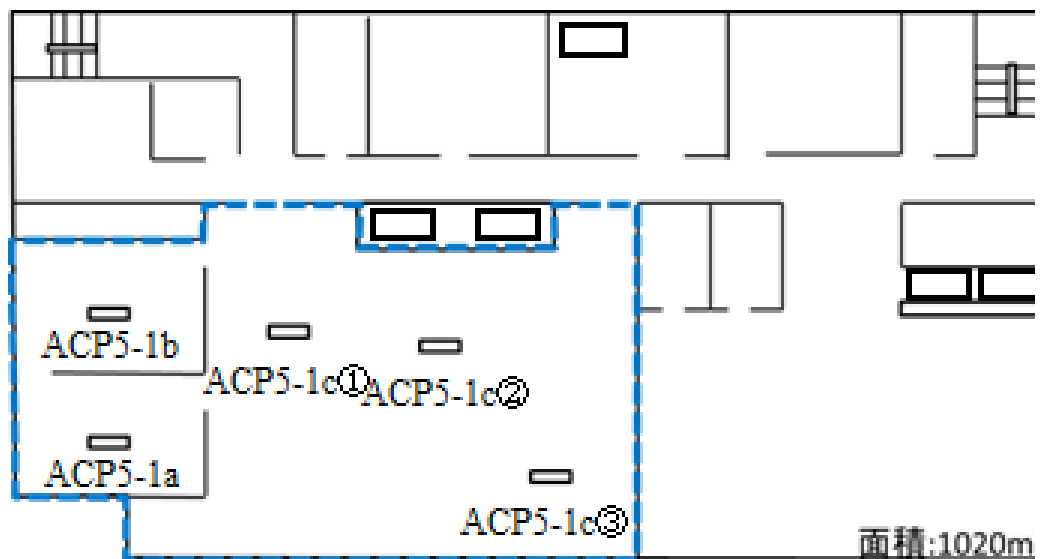


Figure 4.2 5F 執務室の室内機の配置

2018年7月19日から9月30日までの冷房期間における実測値と計算値を比較してシミュレーションのパラメータとして必要となる熱交換器KA値の推定を実施した。検証項目と計測項目はTable 4.3に示す通りである。計算の条件として与える外気温度と外気絶対湿度の代表期間(2018年7月19日～7月26日)の実測値を**エラー! 参照元が見つかりません。**に、各室内機の吸込温度と室内絶対湿度の代表期間の実測値を**エラー! 参照元が見つかりません。**に示す。各室内機の絶対湿度は室内絶対湿度を与えることとした。また、**エラー! 参照元が見つかりません。**から昼間の冷房運転時間帯でも室内機ACP-5-1aとACP-5-1bの温度は低下しておらず、あまり運転されていないことが伺えた。更に、室内機の運転状態を調べたところ、ACP-5-1c③とACP-5-1c②に比べてACP-5-1a、ACP-5-1b、ACP-5-1c①の運転時間が短いことが分かった。そこで、実測で得られた室外機の負荷に対して、Figure 4.5に示すようにACP-5-1c③とACP-5-1c②に優先的に負荷を分配した上で、残りの負荷を残り3台の室内機に対し、室内機の容量に応じて負荷を按分した^{注1}。

Table 4.3 検証項目と計測項目

検証項目	計測項目：計測機器 (測定点は図-1参照)	計測精度
蒸発温度 凝縮温度	圧力：圧力センサー (p_h 、 p_{il} により蒸発・凝縮温度を推定)	計測精度 ± 0.034 MPa
室外機消費電力	電力：電流測定CT +電力モニタ	計測精度 ± 1.0 % (CT) 計測精度 ± 2.0 % (電力モニタ)

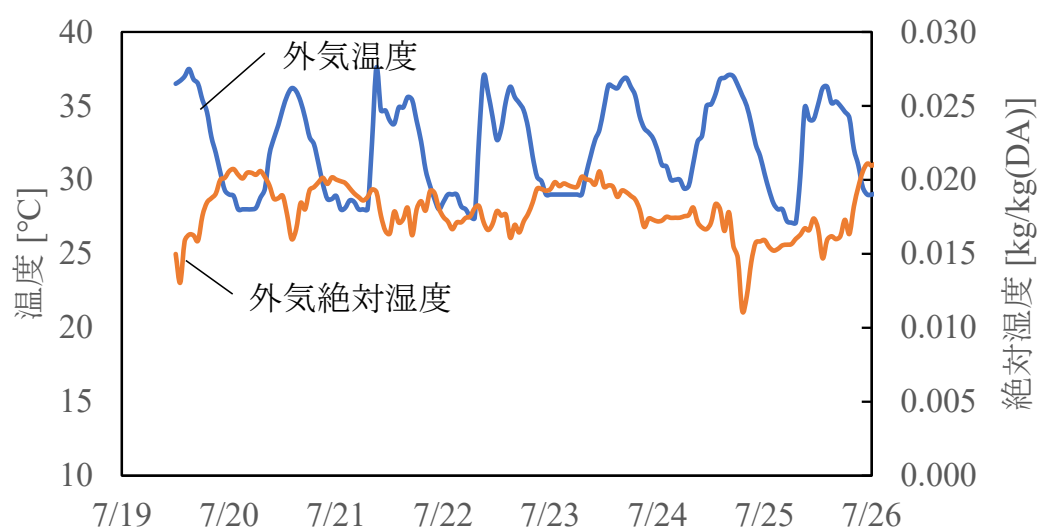


Figure 4.3 代表期間の外気温度と絶対湿度

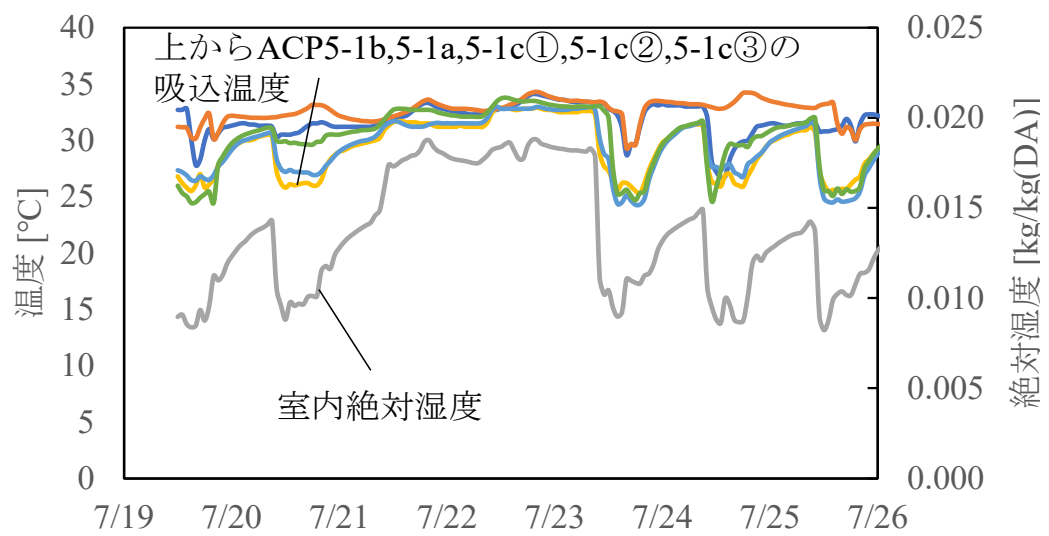


Figure 4.4 代表期間の室内機吸込温度と室内絶対湿度

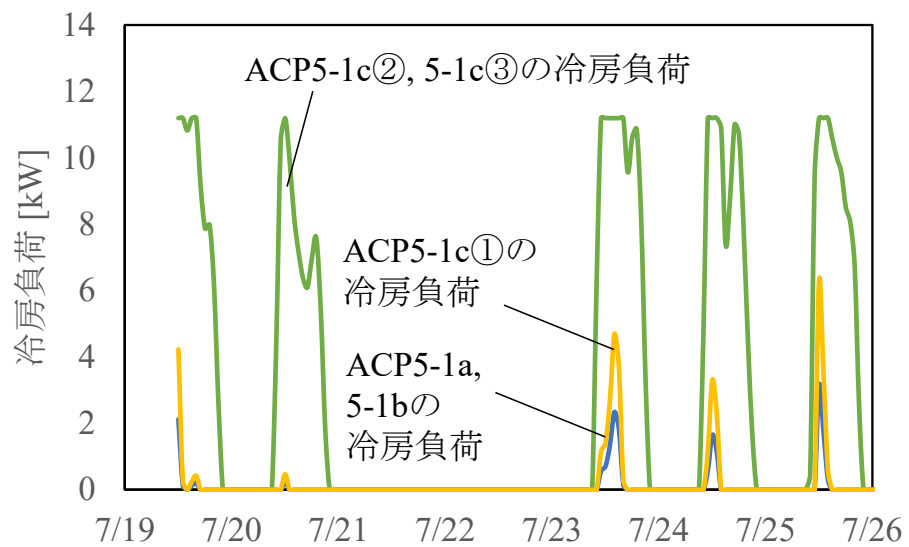


Figure 4.5 代表期間の室内機冷房負荷

熱交換器KA値は既報³⁵⁾の値を参考にパラメータを調整して、冷媒の凝縮・蒸発温度をよく再現できる時の値を推定値とした。Table 4.4に室外機・室内機の計算条件を示す。圧縮機の効率は既報²³⁾と同じ値を与えて計算を行った。

Table 4.4 室外機・室内機の計算条件

室外機 ACP5-1	圧縮機	機械効率	[-]	0.75
	ファン	定格風量	[m ³ /min]	436
		定格消費電力	[W]	1040
	熱交換器	KA値	[W/K]	17.7
室内機 ACP5-1a	熱交換器	KA値	[W/K]	0.17
ACP5-1b				0.17
ACP5-1b				0.34

4.4.2 計算結果および考察

Figure 5.6に代表期間における冷媒の蒸発温度・凝縮温度の計算値と実測値の比較を示す。Figure 5.6より凝縮温度については計算値が実測値をよく再現できていることが確認できた。一方で、蒸発温度については実測値と計算値に乖離が見られた。Figure 5.7に負荷率に対する冷媒の蒸発温度の計算値と実測値を示す。この結果から実測値は低負荷条件にもかかわらず、蒸発温度を下げる運転が行われていることが示唆された。低負荷条件で蒸発温度を下げる運転が行われる理由としては、発停運転が行われている事や、除湿のため室内機が低い蒸発温度を要求している事等が挙げられる。また、Figure 4.8に負荷率に対する室外機消費電力の計算値と実測値を示す。実測値は計算値と比較するとばらつきがあるものの、傾向は良く一致している。Table 4.5に2018年7月19日から9月30日までの冷房負荷、室外機消費電力量の計算値と実測値を示す。計算値と実測値の誤差は4%となり、蒸発温度に乖離が見られるものの計算値は実測値を概ね再現できることが確認でき、これによりシミュレーションのパラメータとして熱交換器KA値が推定できた。

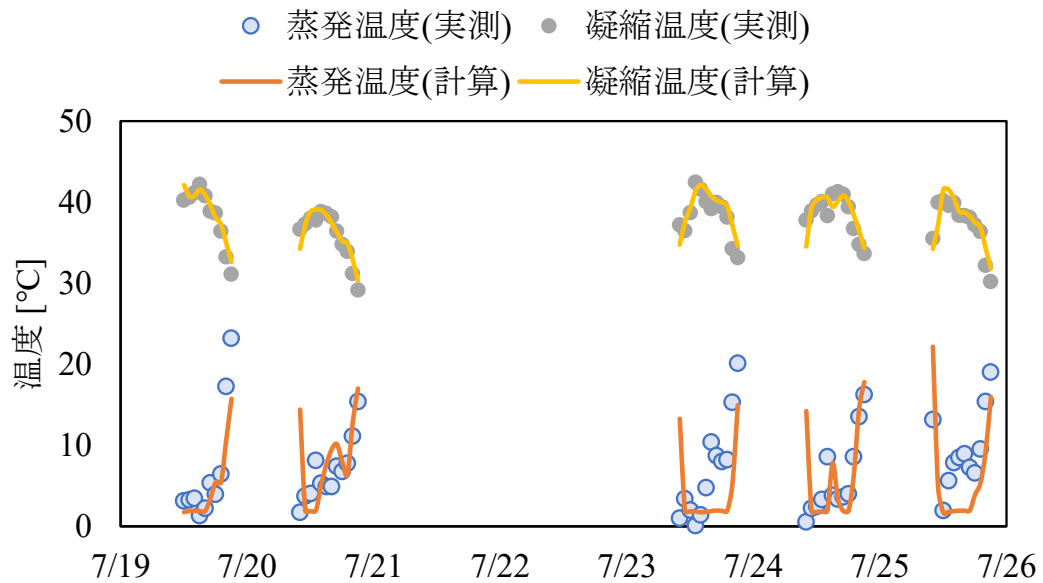


Figure 4.6 代表期間の冷媒蒸発温度・凝縮温度の比較

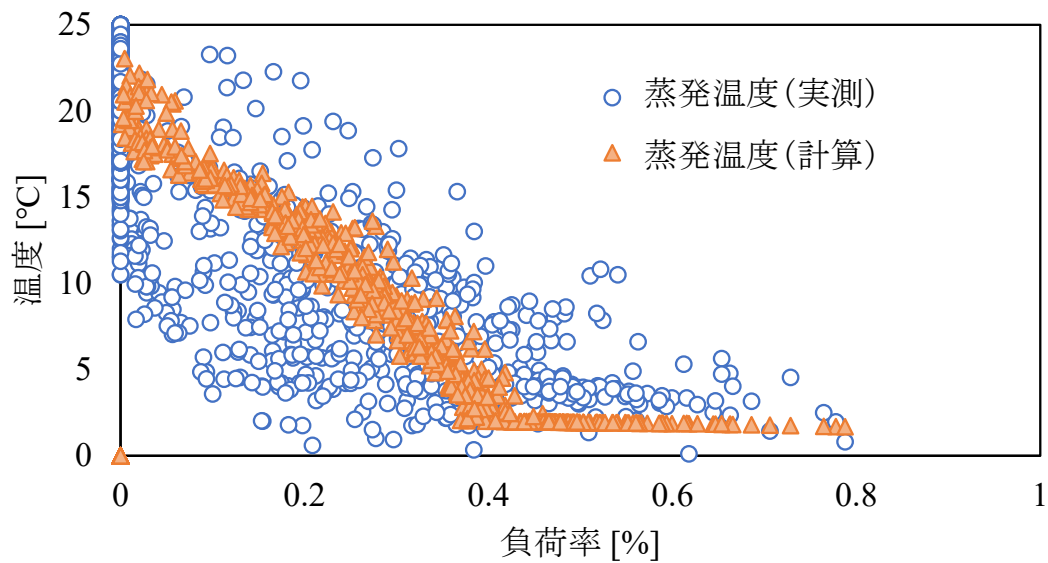


Figure 4.7 蒸発温度の計算値と実測値の比較

また、蒸発温度の計算式を(2)式から(5)式に変更する前(改良前)のシミュレーションとの比較を行ったところ、改良前は蒸発温度が平均で 1.0°C 低く、室外機消費電力量は更に約 2.0% 増大する結果となった。

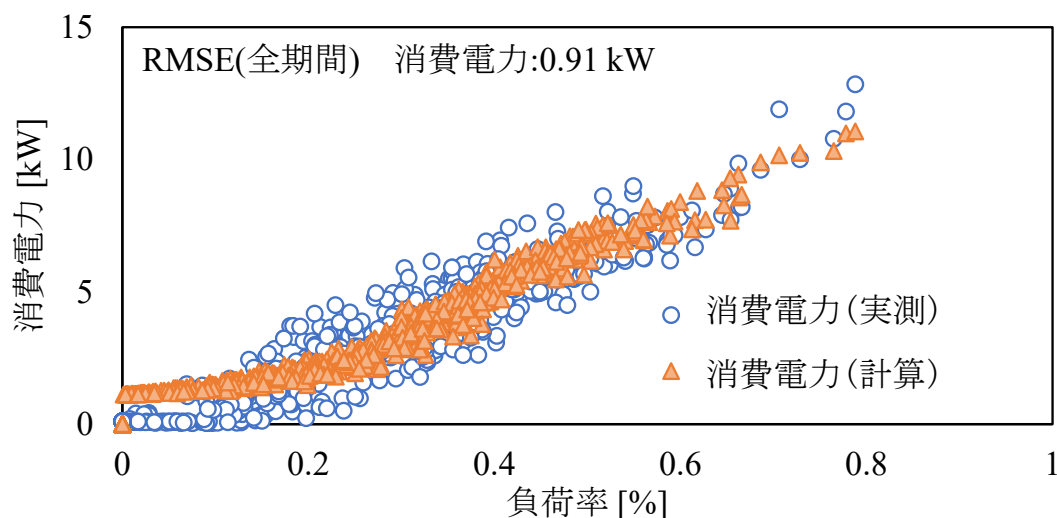


Figure 4.8 室外機消費電力の計算値と実測値の比較

Table 4.5 冷房負荷、室外機消費電力量の計算値と実測値

冷房負荷		室外機消費電力	
実測値 [kWh]		実測値 [kWh]	計算値 [kWh]
8,649		2,335	2,428

4.5 シミュレーションによる最適運転制御導入効果の検証

4.5.1 対象システムの概要およびシミュレーションの計算条件

シミュレーションの対象となるEHP機器仕様をTable 4.6に、1Fの室内機の配置をFigure 4.9に示す。第2章で開発したEHPシステム最適運転制御が導入されている1FのEHP(ACP-1-1、ACP-1-3)を対象とした。ACP-1-1は主に室内負荷を処理するために設置されたものであり、主な空調室である事務室に室内機が7台設置されている(残り3台は応接室などの小部屋に設置)。ACP-1-3は主に外気負荷を処理するために設置されており、事務室と廊下の間の機器置場に室内機が4台設置されている。Table 4.7に室外機、室内機の計算条件を示す。熱交換器KA値については、パラメータ推定を実施した5階の空調システムと1階の空調システムが同じメーカーの機器であることから、4.4.1と4.4.2で推定された5階のKA値をもとに室外機の定格能力の比を乗じて設定した。

2018年7月1日から9月30日までの冷房期間における外気温湿度と室内温湿度、冷房負荷を与えて最適運転制御導入効果を検証した。最適運転制御は第2章と同様に、Figure 4.10に示すようなEHPの合計負荷に対して全EHPの合計消費電力が

最小となる負荷分配を行う。Figure 4.11に代表期間(7月1日～7月8日)のACP-1-1とACP-1-3それぞれの室外機の冷房負荷と合計冷房負荷を示す。なお、2018年は最適運転制御の導入前であり、それぞれの負荷は成り行きで分配されている。Figure 4.11の合計冷房負荷に対し最適運転制御の負荷分配を行った場合のACP-1-1とACP-1-3それぞれの室外機の冷房負荷をFigure 4.12に示す。合計負荷21 kWを境界としてACP-1-1とACP-1-3の運転が入れ替わることとなる。また、比較対象として、Figure 4.13のようにACP-1-3を優先的に運転する条件を設定した^{注2}。この運転では、ACP-1-3の定格冷房能力まではACP-1-3を運転し、それを超える負荷になると残りの負荷をACP-1-1で処理することとなる。室内機の負荷分配については、時刻毎の各室内機の運転・停止状態を確認し、運転となっている室内機に対して優先的に負荷を分配するように設定した^{注3}。

Table 4.6 シミュレーション対象の EHP 機器仕様

記号	機器	階 数	系統 (対象負荷)	台 数	定格能力 [kW]		定格消費電力 [kW]	
					冷房	暖房	冷房	暖房
ACP1-1	室外機	1	室内負荷	1	69.0	77.5	16.4	20.4
ACP1-1a	室内機			7	7.1	8.0	0.13	0.12
ACP1-1b				1	2.2	2.5	0.08	0.05
ACP1-1c				1	2.2	2.5	0.08	0.05
ACP1-1d				1	3.6	4.0	0.08	0.05
ACP1-3	室外機		外気負荷	1	33.5	37.5	8.6	9.4
ACP1-3a	室内機	1		2.8	3.2	0.08	0.05	
ACP1-3b		4		7.1	8.0	0.68	0.68	

☐ 室内負荷系統室内機 ☒ 外気負荷系統室内機

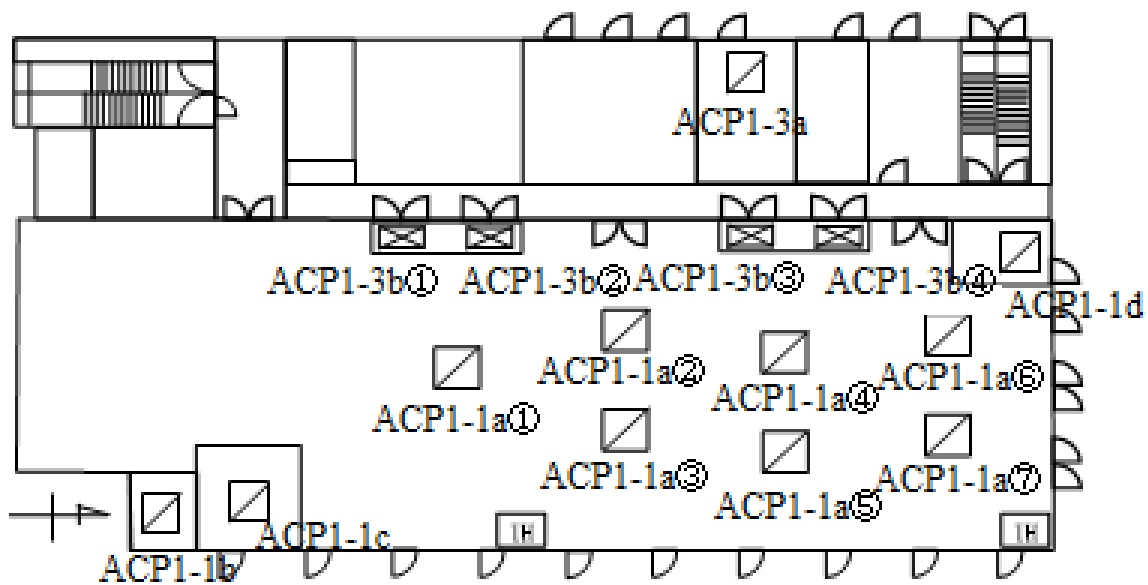


Figure 4.9 1F 執務室の室内機の配置

Table 4.7 室外機・室内機の計算条件

室外機 ACP1-1	圧縮機	機械効率	[-]	0.75
	ファン	定格風量	[m ³ /min]	374
		定格消費電力	[W]	840
	熱交換器	KA値	[W/K]	27.1
室内機 ACP1-1a	熱交換器	KA値	[W/K]	0.13
ACP1-1b				0.13
ACP1-1c				0.27
室外機 ACP1-3	圧縮機	機械効率	[-]	0.75
	ファン	定格風量	[m ³ /min]	187
		定格消費電力	[W]	420
	熱交換器	KA値	[W/K]	13.2
室内機 ACP1-3a	熱交換器	KA値	[W/K]	0.07
ACP1-3b				0.17

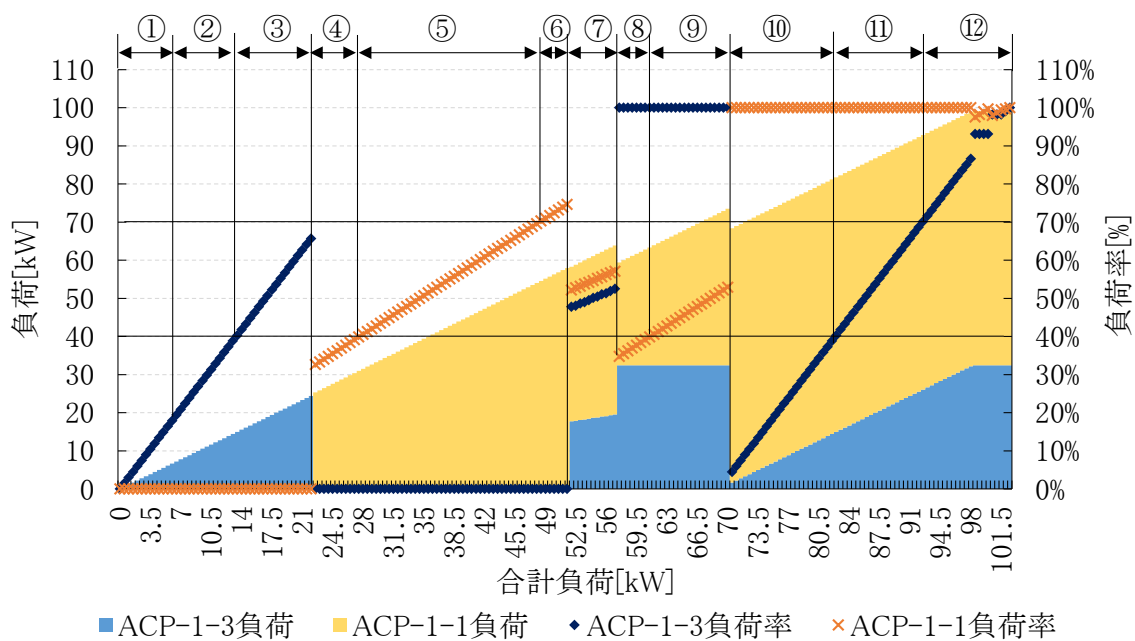


Figure 4.10 負荷率帯別の室外機への指令パターンと負荷率

期間冷房負荷 ACP1-1: 10.7 MWh, ACP1-3: 6.0 MWh
合計 : 16.7 MWh

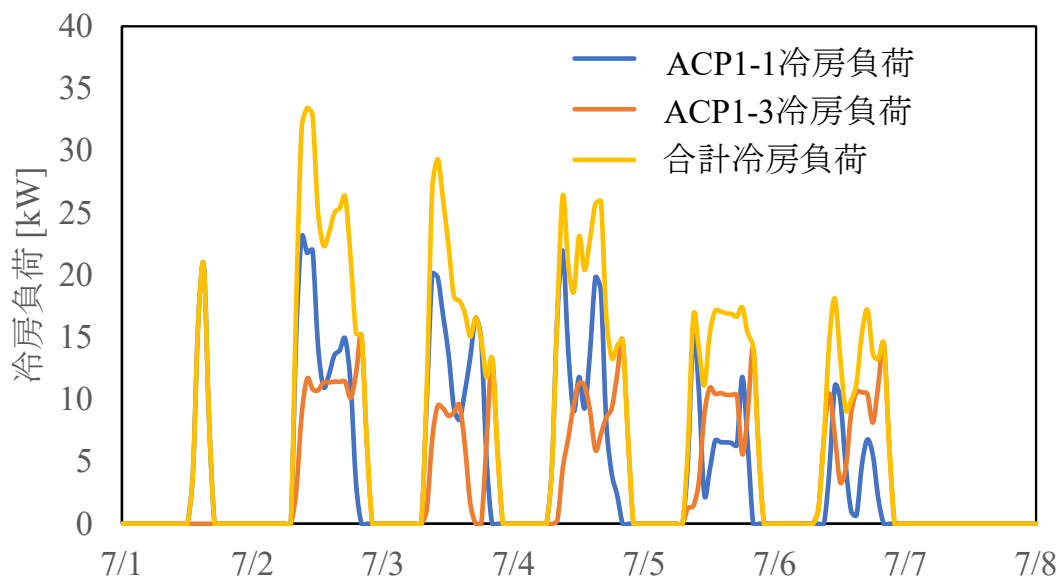


Figure 4.11 代表期間の ACP1-1、ACP1-3 室外機の冷房負荷と
合計冷房負荷

期間冷房負荷 ACP1-1: 10.2 MWh, ACP1-3: 6.5 MWh

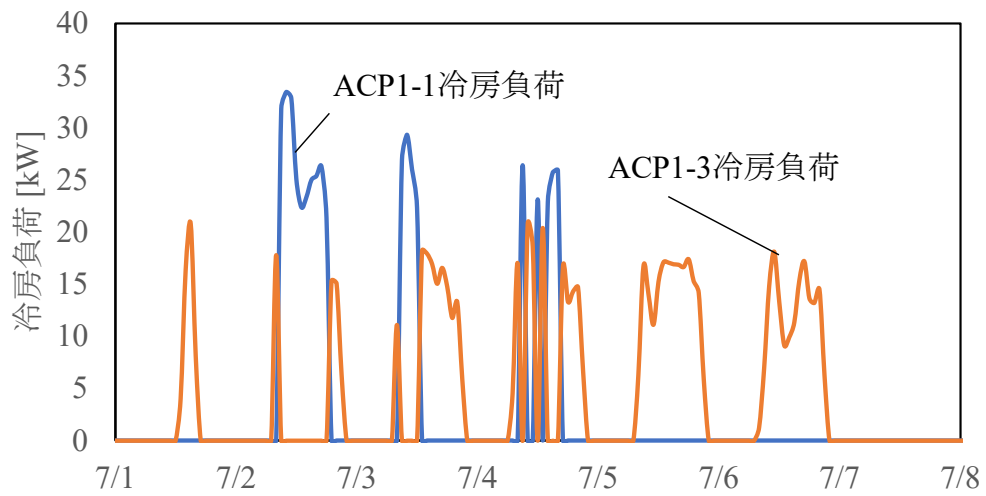


Figure 4.12 代表期間の ACP-1-1、ACP-1-3 室外機の冷房負荷
(最適運転制御条件)

期間冷房負荷 ACP1-1: 0.2 MWh, ACP1-3: 16.5 MWh

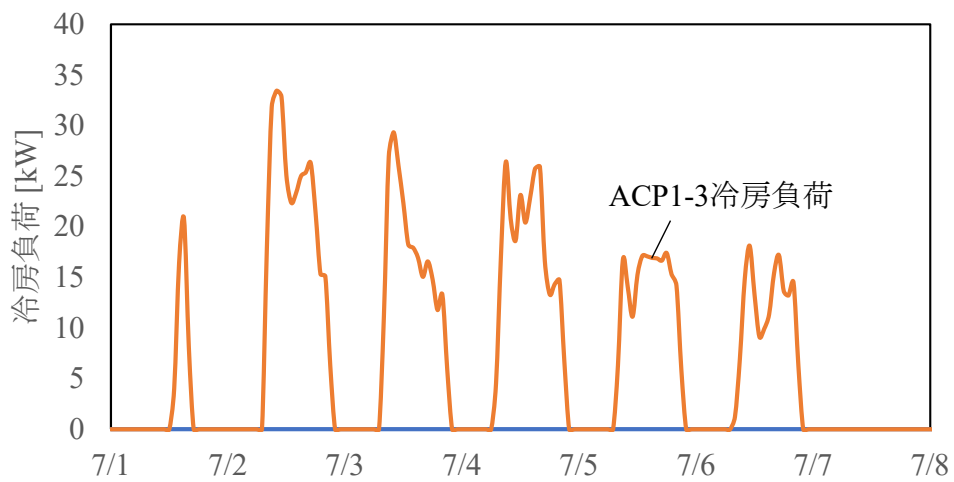


Figure 4.13 代表期間の ACP-1-1、ACP-1-3 室外機の冷房負荷
(ACP-1-3 優先運転条件)

4.5.2 計算結果および考察

シミュレーションの結果として、Figure 4.14に合計冷房負荷に対する最適運転制御のEHPシステムCOP(=合計冷房負荷/室外機(ACP-1-1 + ACP-1-3)合計消費電力量)とACP-1-3優先運転のEHPシステムCOPをそれぞれ示す。最適運転制御もACP-1-3優先運転も合計負荷が21 kWになるまではACP-1-3を運転するため、同じEHPシステムCOPとなっているが、21 kWを超える負荷ではACP-1-1を運転する最適運転制御の方が高いEHPシステムCOPとなる。また、Table 4.8に7月1日から9月30日までの冷房負荷、最適運転制御条件とACP-1-3優先運転条件の室外機(ACP-1-1 + ACP-1-3)合計消費電力量の計算値を示す。合計冷房負荷16.7 MWhに対して最適運転制御の場合の室外機合計消費電力量は4.06 MWh(平均EHPシステムCOP4.12)となった。一方でACP-1-3を優先して運転した場合の室外機合計消費電力量は4.67 MWh(平均EHPシステムCOP3.58)となり15%のEHPシステムCOP向上効果が得られることを確認した。また、成り行き運転(実測値)との比較では9%のEHPシステムCOP向上効果となった。なお、第2章で示されたEHPシステム最適運転制御のEHPシステムCOP向上効果はシステム最適運転制御なし(EHP最適運転制御のみ導入)と比較すると3%であり、これより高い値となった。これはシステム最適運転制御なしの条件が21 kWを超える負荷で、ACP-1-3だけではなくACP-1-1も運転していたことが理由として考えられる^{注4}。

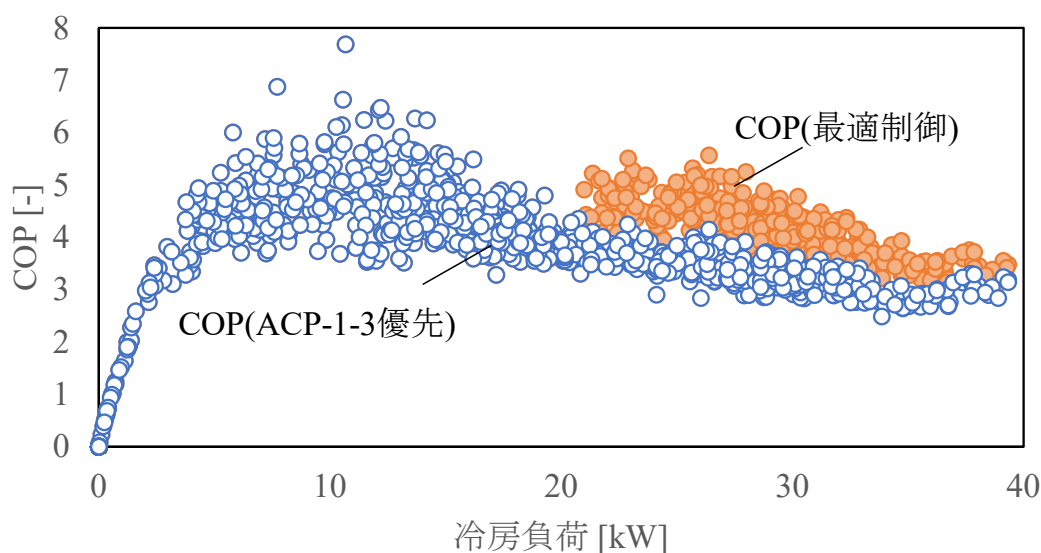


Figure 4.14 冷房負荷に対する EHP システム COP の計算値

Table 4.8 冷房負荷、室外機合計消費電力量の計算値

合計冷房負荷	室外機合計消費電力量 (COP)		
実測値 [MWh]	最適運転 条件 [MWh]	ACP-1-3 優先運転 [MWh]	成り行き 運転(実測値) [MWh]
16.70	4.06 (4.12)	4.67 (3.58)	4.42 (3.78)

更に、各室外機の負荷に対する凝縮温度を分析し、EHPシステムCOP向上の要因について調べた。Figure 4.15に各室外機の冷房負荷に対する凝縮温度の計算値を示す。凝縮温度は外気温度による違いがあるものの、同じ冷房負荷条件ではACP-1-1の凝縮温度はACP-1-3よりも低くなる傾向にある。これはACP-1-1の方が定格能力の大きい機種であり、室外機の熱交換器が大きいためである。このように凝縮温度の上昇が抑えられることでACP-1-1はACP-1-3よりもCOPが向上している事が示唆された。また、ACP-1-3の凝縮温度は冷房負荷が10 kWを超えるとACP-1-1よりも高くなっている。このことから、冷房負荷21 kWよりも低い条件でACP-1-1はACP-1-3よりも室外機COPが高い可能性があると考えられる。そこでFigure 4.16に示すように各室外機の冷房負荷に対する室外機COP(=室外機冷房負荷/室外機消費電力)の実測値をプロットした。Figure 4.16よりACP-1-1の室外機COPは冷房負荷が30 kWに達するまでほぼ横ばいであるが、ACP-1-3は冷房負荷が13 kWを超えたところで室外機COPが低下する傾向にある。この結果より最適運転制御においては冷房負荷21 kWよりも小さい負荷でACP-1-1を優先して運転する方が、室外機COPがより向上することが示唆された。

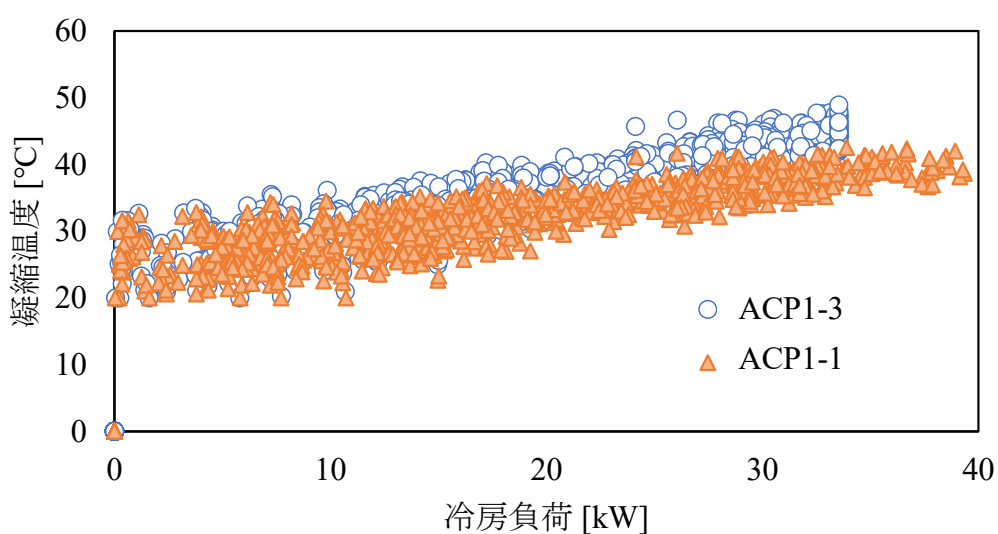


Figure 4.15 冷房負荷に対する凝縮温度の計算値

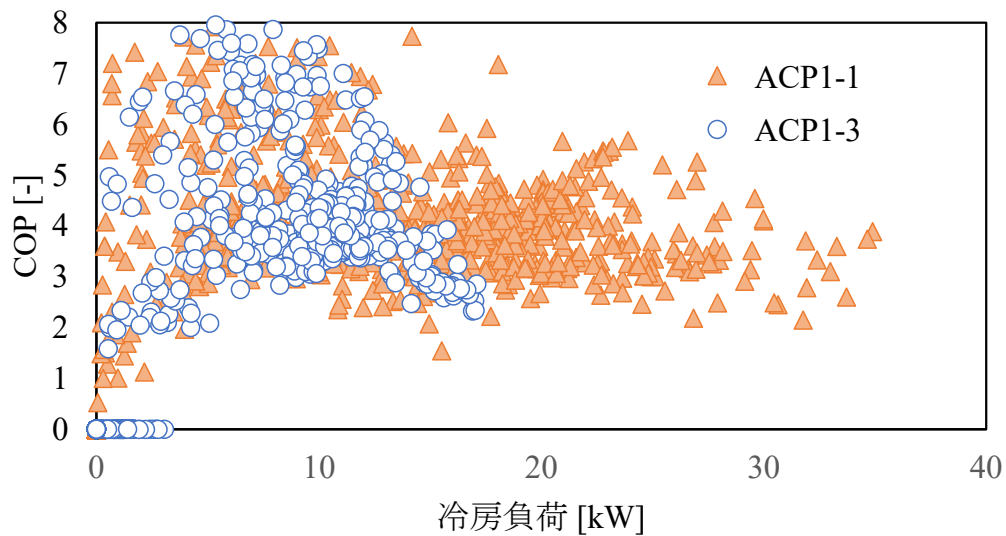


Figure 4.16 冷房負荷に対する各室外機 COP の実測値

最後にFigure 4.14とFigure 4.16を比較すると実測の室外機COPは計算のEHPシステムCOPよりもやや低い値に集中することが分かる。そこでACP-1-1とACP-1-3の室外機と各室内機の運転時間を調べた。ACP-1-1とACP-1-3の室外機と各室内機の運転時間をFigure 4.17に示す。ACP-1-1a①～⑦とACP-1-3b①～④は同じ空間(事務室)の空調負荷、外気負荷の処理を行っているにもかかわらず、室外機よりも運転時間の短い室内機が存在している。同じ空間を空調する複数の室内機の幾つかに停止しているものが存在すると、運転している室内機に負荷が集中し、蒸発温度が下がり室外機COPが低下する。そのため本EHPシステムにおいては、空調時間帯に同じ空間を空調する室内機を全て稼働させることで室外機COP、EHPシステムCOPを向上できる可能性がある。

シミュレーションによって計算される、上記の運転制御の変更(ACP-1-3からACP-1-1に運転を切り替える負荷を21 kWから13 kWに変更)と、空調時間帯に同じ空間を空調する室内機を全て稼働させる運転を導入した場合のEHPシステムCOP向上効果は、今回の最適制御運転条件と比較して3～7%と推測された。

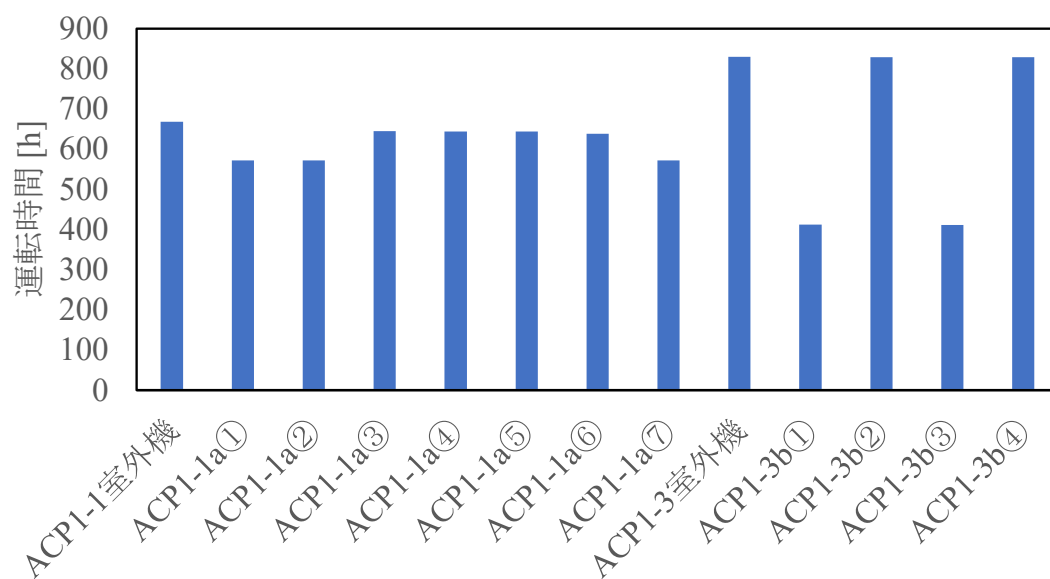


Figure 4.17 室外機および各室内機の運転時間
(2018 年 7 月 1 日～9 月 30 日)

注1 濡れ面係数WSFはLCEMツールで用いられている、以下の特性式によって計算した。

$$WSF = c_1 SHF^2 + c_2 SHF + c_3$$

ここで、SHFは顕熱比 [-]である。c1、c2、c3は機器に応じた定数で¹⁰⁾、LCEMツールのファンコイルユニットで用いられているc1=1.82、c2=3.56、c3=2.75を採用した。

注2 室外機側の負荷が、優先的に負荷を按分する室内機の定格能力の合計値を超えるまでは、優先的に負荷を按分する室内機に負荷を按分し、室外機側の負荷が優先的に負荷を按分する室内機の定格能力の合計値を超えた場合には、残りの室内機に負荷を按分するようにした。また、負荷を按分する室内機が複数ある場合には、室内機の定格能力に応じて重み付けして按分した。

注3 比較対象として、ACP-1-3を優先的に運転する条件を設定した理由としては、室内負荷の処理を行うEHP(ACP-1-3)と外気負荷の処理を行うEHP(ACP-1-1)を設置した場合、一般的に外気負荷の処理を行うEHPの設定温度を低くすることが多いためである。

注4 室外機側の負荷を、運転となっている室内機の定格能力に応じて重み付けして按分した。

注5 上記のように外気負荷の処理を行うEHP(ACP-1-3)の設定温度を低くして優先的に運転する条件を行っても、負荷が増大しACP-1-1の設定温度より高くなった段階でACP-1-1の運転が行われる。それ以降のそれぞれの室外機の負荷は室外機の容量で按分される、実測の成り行き運転のような運転となることが想定される。

4.6 まとめ

以下に本章のまとめを示す。

- 1) ヒートポンプ空調システムのシミュレーションツールの冷媒の蒸発温度の改良点の概要について説明した。
- 2) 実際の建物に導入された EHP の実測値と計算値を比較してシミュレーションツールに与えるパラメータの推定を行った。今回条件として与えた熱交換器 KA 値でシミュレーションを行った計算値と実測値との間では、冷媒の蒸発温度の一部で乖離が見られたものの、冷房期間の室外機消費電力量の誤差は 4%に収まり、実測値を再現できることを確認した。これにより今回与えた KA 値をシミュレーションのパラメータとして推定できた。
- 3) シミュレーションツールを用いて EHP システム最適運転制御の導入時における EHP システム冷房 COP 向上効果を検証した。最適運転制御条件と ACP-1-3(外気負荷処理用 EHP)優先運転条件の室外機合計消費電力量を計算し、比較を行った結果、15%の EHP システム冷房 COP 向上効果が得られることを確認した。EHP システム冷房 COP 向上の要因としては熱交換器の大きい機種を運転することにより凝縮温度の上昇が抑えられることなどが計算により示された。
- 4) ACP-1-3 から ACP-1-1 に運転を切り替える負荷を 21 kW から 13 kW に変更した運転制御と、空調時間帯に同じ空間を空調する室内機を全て稼働させる運転を導入することで、EHP システム冷房 COP を更に向上できることが示唆された。シミュレーションにより、この場合の EHP システム冷房 COP 向上効果は 3～7%と推測された。

第5章 結論

5.1 本研究のまとめ

本研究では、一つの部屋に対し、複数の室外機を用いて空調を行う個別分散空調システムに対して、空調システム全体の運転効率を最大化させる EHP システム最適運転制御を開発した。

開発した制御を実際の建物に導入して、制御動作や室内環境の検証を行った。制御動作は想定した制御をよく再現していることを確認した。また、室内環境は EHP システム最適運転制御を導入しても環境の悪化は見られず、空調時間帯は室温 23～26℃、湿度 50～70%の範囲に収まっていた。また、EHP システム最適運転制御の導入時におけるシステム COP は、制御なし、EHP 最適運転制御の導入時と比較すると、それぞれ 13%、3%向上しており、本制御システムの導入効果を確認することができた。

導入効果の検証を通じて、LCEM のシミュレーションと実測値では負荷に対する COP の特性が異なることが分かったため、実測値を用いて、室外機の性能曲線を自動で更新する手法を開発した。この手法の特徴として、異常値を除外するための物理特性と統計的手法を組み合わせ、データのクレンジングの自動化を図っている点にある。

実測値を用いて描いた性能曲線に基づき、EHP システム最適運転制御のシミュレーションを行ったところ、システム COP が 3%改善する結果が得られた。

今後は、実際に EHP システム最適運転制御が導入されている地点に性能曲線自動更新の仕組みを導入し、常に最適な制御パラメータに更新されるように図っていききたい。また、性能曲線の自動更新については、今回は制御パラメータの調整に用いたが、長期的なデータ処理によって、当初の性能曲線からの乖離をもって故障検知や機器劣化による更新タイミングの検討等にも活用できる可能性があると考えられる。

実際の建物で制御を切り替えて効果検証をする場合には、外気温度、日射量、部屋の稼働率などどうしても条件が揃わないため、制御以外の条件を一致させての検証が難しい面がある。そこで、ヒートポンプ空調システムのシミュレーションツールの冷媒の蒸発温度を改良することで、シミュレーションにより検証できるツールを開発した。

実際の建物に導入された EHP の実測値と計算値を比較してシミュレーションツールに与えるパラメータの推定を行ったところ、今回条件として与えた熱交換器 KA 値でシミュレーションを行った計算値と実測値との間では、冷媒の蒸発温度の一部で乖離が見られたものの、冷房期間の室外機消費電力量の誤差は 4%に収まり、実測値を再現できることを確認した。これにより今回与えた KA 値をシミュレーションのパラメータとして推定することができた。

次に、シミュレーションツールを用いて EHP システム最適運転制御の導入時

における EHP システム冷房 COP 向上効果を検証したところ、最適運転制御条件と ACP-1-3(外気負荷処理用 EHP)優先運転条件の室外機合計消費電力量を計算し、比較を行った結果、15%の EHP システム冷房 COP 向上効果が得られることを確認した。この結果から、条件を同一としたシミュレーション上でも EHP システム最適運転制御の効果が確認できた。

EHP システム最適運転制御は、2 台の室外機に負荷を最適に配分する制御であることから、配分の余地がなく、定格で運転するしかない負荷率 100%では制御効果がない。しかしながら、コロナ禍以降はテレワークが普及しており、空調の負荷率も低下する傾向にあるため、EHP システム最適制御の対象地点がより広がるものと考ええる。

5.2 今後の課題

対象設備の課題として、今回開発したEHPシステム最適制御は、効率の良い室外機に負荷を偏らせるため、各室外機が空調している範囲が同一の範囲であることが望ましい。もし各室外機が空調している範囲が異なる場合には、効率の悪い室外機側で温度の乖離が大きく、うまく負荷配分できない可能性があるため、空気を循環させる等の対策が必要になると考えられる。

自動的に性能曲線を描く機能については、外れ値を除外するためのマハラノビス距離の基準値設定が重要となる。今回求められた 2.2、2.3 といった値は有意水準を 30%（すべての値のうち 30%を外れ値として除外する水準）とした場合の基準値 2.4 に近く、事務用途以外の建物でも、同様の基準値で性能曲線が自動的に描くことが出来るかは確認したい。

シミュレーションによる制御効果からは、EHP システム冷房 COP 向上の要因としては熱交換器の大きい機種を運転することにより凝縮温度の上昇が抑えられることなどが計算により示された。その結果、ACP-1-3 から ACP-1-1 に運転を切り替える負荷を 21 kW から 13 kW に変更した運転制御と、空調時間帯に同じ空間を空調する室内機を全て稼働させる運転を導入することで、EHP システム冷房 COP を更に向上できることが示唆された。シミュレーションにより、この場合の EHP システム冷房 COP 向上効果は 3～7%と推測された。

これらの結果を踏まえてEHPシステム最適運転制御が導入されている建物では、次の冷房期間に最適運転制御を引き続き導入した上で、ACP-1-3からACP-1-1に運転を切り替える負荷を変更した運転制御と、空調時間帯に同じ空間を空調する室内機を全て稼働させる運転の導入により、更なるEHPシステムCOPの向上効果が期待できる。今後、実際の建物にて効果検証を行い、EHPシステムCOPの向上効果を確認したい。

制御ロジックの課題としては、空調室外機2台までの制御方法となっている。今後、1つの部屋に3台以上の室外機が設置されている場合にも適用できるように機能拡張を図ることで、対象となる個別分散空調設備を広げられるように検討を進めたい。

本研究成果によって、個別分散空調システムへの省エネルギー対策に寄与できることを期待する。

参考文献

- 1) 国土交通省:建築統計年報 平成 30 年度版 (2018)
- 2) 財団法人省エネルギーセンター:ビルの省エネルギーガイドブック(2024)
- 3) Y.P.Zhou:Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions, Energy and Building 39, p.212-220 (2007)
- 4) Bereket Nigusse:Verification of a VRF heat pump computer model in EnergyPlus, ASHRAE Transactions 119, p.101-117 (2013)
- 5) Geun Young Yun: Development and application of the load responsive control of the evaporating temperature in a VRF system for cooling energy savings, Energy and Building 116, p.638-645 (2016)
- 6) 長澤 浩司他: 個別分散型空調機の蒸発温度制御による省エネルギー性能に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p.1023-1026(2009)
- 7) 熊田瑤子他: 個別分散型空調システムの冷媒温度制御による省エネルギー効果に関する実測研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p.2749-2752(2012)
- 8) 山崎高広他:機械学習を用いた個別空調設備の自動制御システムの開発, システム制御情報学会論文誌, Vol. 37, No.4, p.99-105(2024)
- 9) 吉田康孝他: パッケージエアコンディショナの年間効率向上を目指した研究開発 第 1 報 パッケージエアコンディショナの開発, 日本冷凍空調学会論文集 32 巻 No.2, p.563-566 (2013)
- 10) 吉田康孝他: パッケージエアコンディショナの年間効率向上を目指した研究開発 第 2 報 パッケージエアコンディショナの性能実証試験, 日本冷凍空調学会論文集 32 巻 No.3, p.207-219 (2015)
- 11) 佐藤孝輔他:大規模空頭空間を複数の室内機で分担処理するビル用マルチエアコンの挙動実態とその評価手法, 日本建築学会論文集, 第 618 号, pp85-92,(2007)
- 12) 平岡雅哉他:マルチ型パッケージエアコンの性能評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.169, p. 13-20 (2011)
- 13) 河野匡志他:大学施設における環境負荷低減手法に関する研究 : その 5 個別分散空調機の調査結果分析と更新手法の提案, 空気調和・衛生工学会論文集, p. 927-930 (2010)
- 14) 岡本泰英: 総合大学における実効あるエネルギー管理システムに関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, , No.224, p. 63-69 (2015)
- 15) 藤村昌弘他:個別分散空調システム最適運転制御法の開発, 日本建築学会技術報告集 23 巻, p.921-924 (2017)
- 16) 佐藤孝輔: 個別分散空調システムのエネルギー性に関する研究, 2008, 東京

大学, 博士論文

- 17) 佐藤孝輔他: ビル用マルチ空調機の挙動実態に関する調査研究一つの空調空間に室内機を分割設置した場合のサーモオン/オフの特性分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学II, pp.1129-1130, (2006)
- 18) 吉田有紀子, 藤沼康実: 数理計画型モデル予測制御技術による省エネルギーのための VAV 制御改良に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 75 巻, 第 651 号, pp.455-464(2010)
- 19) M. Castilla, J.D. Alvarez, J.E. Normey-Rico, F. Rodriguez: Thermal comfort control using a non-linear MPC strategy: A real case of study in a bioclimatic building, Journal of Process Control, Vol.24, pp.703-713(2014)
- 20) S. Yuan, R. Perez: Multiple-zone ventilation and temperature control of a single-duct VAV system using model predictive strategy, Energy and Buildings, Vol.38, pp.1248-1261,(2006)
- 21) 西島有希他: スパース性を利用した空調室内機の最適協調制御手法の提案, 日本建築学会環境系論文集 第 88 巻 第 807 号, p.447-453(2023)
- 22) 松本大輝他: 個別分散型 HP とセントラル方式の協調制御の効果検証, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p.153-156(2019)
- 23) ビル用マルチエアコン『VRV 7』シリーズを新発売 2024.1.28, ダイキン工業株式会社, <https://www.daikin.co.jp/press/2024/20240118>, (参照 2024.4.26)
- 24) 根岸道雄他: 個別分散空調システム性能検証のための熱量測定に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p.1021-1024(2006)
- 25) 井上貴之他: 個別分散空調システムの解析・評価手法の高度化に関する研究 (第 1 報) 計測対象の建物および空調システムの概要と実測結果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, p.305-308(2021)
- 26) 下田順一: コンプレッサーカーブ法による空調能力計算とその応用, 空気調和・衛生工学会 ワークショップ 個別分散空調の現状と性能評価, p.6-9 (2006)
- 27) 国土交通省 大臣官房 官庁営繕部: LCEM ツール ver.310
- 28) 佐藤誠: 実稼働データに基づく個別分散空調システムの使用実態および効率特性に関する研究(第 3 報)個別分散空調システムの東日本大震災前後の使用実態の変化, 空気調和・衛生工学会 大会講演論文集, p.89-92 (2014)
- 29) 品川浩一: エネルギーシミュレーションのための機器特性データベースの構築に関する研究 (第 2 報) 中央および個別分散熱源機器のデータベースと感度分析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 253, p.51-59 (2018)
- 30) 菅田恭弘: 統合型ハイブリッド VRF のシミュレーションによる最適制御の有効性評価に関する研究, 空気調和・衛生工学会 大会講演論文集, p.261-264 (2018)

- 31) 和田かず美:多変量外れ値の検出, 統計研究彙報, 第 67 号 p. 89-157 (2010)
- 32) 救仁郷誠:マハラノビスの距離入門, 品質工学, 9 巻 1 号, p.13-21 (2001)
- 33) 高濱ほか:ガスタービンプラントの異常予兆検知, 品質工学, Vol.20, No.04, pp.45-51 (2010).
- 34) Sachin Kumar et al.: Approach to Fault Identification for Electronic Products Using Mahalanobis Distance,IEEE Trans. Instrum. Meas., vol.59, no.8, Aug. 2010.
- 35) 葛隆生, 山口峻 : 冷凍サイクルを考慮したヒートポンプシステム年間性能予測ツールに関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, Vol.41, No.237, pp. 1-10 (2016)
- 36) G. Zhang et. al: Review on recent developments of variable refrigerant flow systems since 2015, Energy and Building 198, p.444-466 (2019)
- 37) Y. Zhu et. al: Generic simulation model of multi-evaporator variable refrigerant flow air conditioning system for control analysis, International Journal of Refrigeration, Volume 36, pp.1602-1615 (2013)
- 38) K. Matsumoto, K. Ohno, S. Yamaguchi, K. Saito: Numerical analysis of control characteristics of variable refrigerant flow heat-pump systems focusing on the effect of expansion valve and indoor fan, International Journal of Refrigeration, Volume 99, pp.440-452 (2019)
- 39) T. Hong et. al: Development and validation of a new variable refrigerant flow system model in EnergyPlus, Energy and Building 117, p.399-411 (2016)
- 40) R. Zhang et. al: A novel Variable Refrigerant Flow (VRF) heat recovery system model: Development and validation, Energy and Building 168, p.399-412 (2018)
- 41) E. Togashi and M. Satoh: Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building performance simulation, Volume 14, pp.554-585 (2021)
- 42) 井上宇市 : 改訂 5 版 空気調和ハンドブック, 丸善株式会社 , pp.267-317, (2008)