

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その1 研究概要と個別分散空調システム設計の実態調査

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 1 Research outline and survey of multi-split air-conditioning systems design

正会員 ○佐藤 誠 (佐藤エネルギーリサーチ) 正会員 芹川 真緒 (神奈川大学)
正会員 辻丸 のりえ (佐藤エネルギーリサーチ) 正会員 住吉 大輔 (九州大学)
正会員 富樫 英介 (工学院大学) 正会員 佐藤 孝輔 (日建設計)
正会員 宮田 征門 (国土技術政策総合研究所) 正会員 柳原 隆司 (RY 環境・エネルギー設計)
Makoto SATOH^{*1} Mao SERIKAWA^{*2} Norie TSUJIMARU^{*1} Daisuke SUMIYOSHI^{*3} Eisuke TOGASHI^{*4}
Kosuke SATO^{*5} Masato MIYATA^{*6} Ryuji YANAGIHARA^{*7}

^{*1} Satoh Energy Research ^{*2} Kanagawa University ^{*3} Kyushu University ^{*4} Kogakuin University ^{*5} Nikken Sekkei
^{*6} National Institute for Land and Infrastructure Management ^{*7} RY Environment & Energy Design

This study examines design guidelines for multi-split air-conditioning systems to realize ZEB. This paper describes an overview of the study and the results of a survey design. According to interviews with designers, internal heat generation during facility design in office buildings is smaller in the order of tenant buildings, company-owned buildings, and ZEB buildings. Issues for bringing normal building design closer to ZEB building design were clarified.

はじめに

オフィスビル等の一般的な非住宅建築物では、空調システムによるエネルギー消費量が全体の中で最も大きな割合を占めており、ZEB を実現するためにその削減の重要性は高い。空調システムによるエネルギー消費量を削減するには、非住宅建築物で採用が増加しているビル用マルチパッケージ型空調システム(以下、個別分散空調システム)の容量最適化に向けた設計方法の開発が重要となる。個別分散空調システムは、1 台の室外機に複数台の室内機を接続し、非住宅建築物のフロアやエリアごとに温度等を細かく管理できる。しかしながら、個別分散空調システムは、実稼働性能の把握が困難であるため稼働時に高効率となる設計方法が確立していないこと、またそれに伴い設備設計者が空調能力不足を懸念して過大能力設計となり設備機器性能を十分に発揮できていないこと等の問題がある。そのため、室内機負荷の状況を考慮して室外機と室内機を適切に接続することが、適切な負荷率や高効率での設備機器の稼働に繋がると考えられる。

本研究では、個別分散空調システムの設備容量や稼働状況の実態調査をとおして、ZEB を目指した個別分散空調システムの設計課題を把握し、その課題の解決に向けた方法の検討、および検討方法を活用した設計ガイドラインの提案を目的とする。

本報では、研究の概要と省エネ適合性判定・届出物件のデータを用いた設備容量調査の結果、個別分散空調システム設計の実態調査を目的に実施した設備設計実務者に対するヒアリング結果について述べる。

なお、本調査では、脱炭素社会の実現に向けた動向を踏まえ、電気式の個別分散空調システムを対象として想定する。

1. 研究内容

本研究の内容は、図 1 に示すように①実態調査、②評価モデル構築、③ガイドライン策定の3つに大別される。それぞれの実施内容は下記の通りである。

1.1 実態調査

(1) 建築設備容量調査(その1)

建築物省エネ法における届出状況から、建物や他の設備仕様と冷暖房の熱源容量の関係を整理した。

(2) 設計法調査(その1)

個別分散空調システムの設計方法に関して 16 社の実務者に対してヒアリングを実施し、その結果をとりまとめた。

(3) 稼働実態調査(その2)

温暖地に建つ非住宅建築物(事務所、病院、福祉施設、物販店舗、飲食店舗)10 棟の個別分散空調システムの実稼働データ1 年分を収集し、期間効率の実態および期間効率に影響する要因を把握した。

個別分散型空調システム設計法検討委員会

I. 課題整理 (実態調査WG)

- ①建築設備容量調査(その1)
- ②設計法調査(その1)
- ③稼働実態調査(その2)

II. 解決策の検討 (評価モデル構築WG)

- ①効率特性実験(その3)
- ②既存評価モデルの検証と改良(その4)
- ③設計課題解決の効果の試算(その5)

III. 目標 (ガイドライン策定WG)

- ①設計法ガイドラインの策定(その6)

図 1 研究内容と体制と論文構成

1.2 評価モデル構築

(1) 効率特性実験(その3)

個別分散空調システムを人工環境実験室に設置し、室内機、室外機の境界条件、室内機の処理熱量を種々に変化さ

表 1 熱源系統が処理する負荷の種類

	冷房	暖房
室内負荷と外気負荷の両方	2446 (76%)	2438 (76%)
室内負荷のみ	498 (16%)	496 (16%)
外気負荷のみ	255 (8%)	255 (8%)
合計	3199	3189

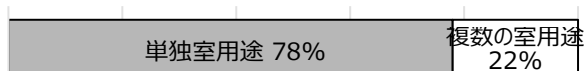


図 2 室外熱源系統の室用途(冷暖合計 n=6388)

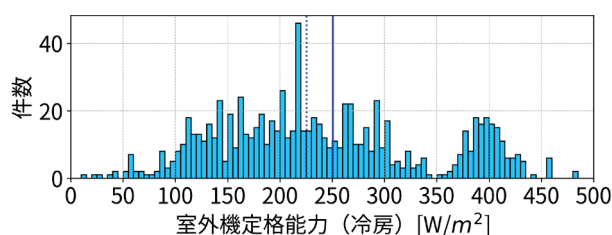


図 3 室外機定格冷房能力

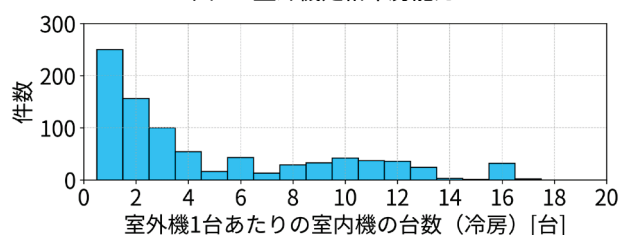


図 4 室外機1台当たりの室内機の台数

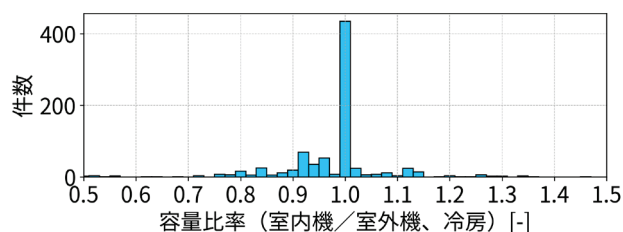


図 5 容量比率

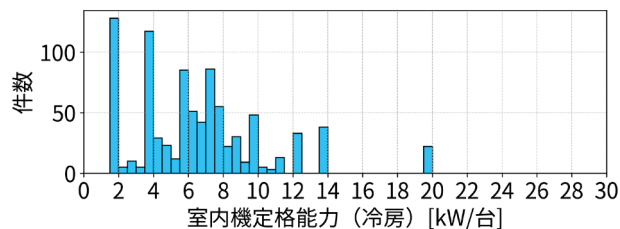


図 6 室内機定格冷房能力

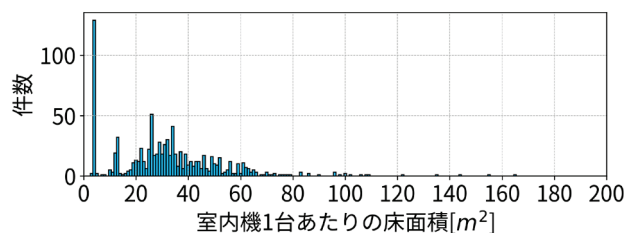


図 7 室内機1台当たりの床面積

せた効率特性実験を実施した。

(2) 既存評価モデルの検証と改良

個別分散空調システムについて、既存の評価モデル¹⁾について、(1)で収集した実験データを用いて検証した。

(3) 設計課題解決の効果の試算(その5)

1.1 で得られた各種課題について、(2)で検証した既存評価モデルにより課題解決の効果を試算した。

1.3 設計法の整理

(1) 設計法ガイドラインの策定(その6)

1.1、1.2 をとりまとめ、ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの合理的設計法ガイドラインを策定した。

2. 建築設備容量調査²⁾

2.1 概要

2018～2020 年度に建築物省エネ法における「標準入力法」での届出状況进行分析した。対象は以下の通り。地域:6 地域、主たる建物用途:事務所等、空調設備の入力がなされている、パッケージエアコンディショナ (空冷式) が採用されている。該当建物は 301 棟で、個別分散空調システムの系統数としては、冷房 3199 系統、暖房 3189 系統である。

2.2 冷房熱源系統が処理する負荷の種類

冷房熱源系統が処理する負荷の種類を表 1 に示す。全体の 76%が室内負荷と外気負荷の両方を処理していることが確認できる。

2.3 空調熱源系統の室用途の組み合わせ

空調熱源系統の室用途を図 2 に示す。全体の 78%は単独室用途であるが、22%は複数の室用途にまたがって設計されている。具体的な室用途の組み合わせについてみると、事務室と会議室 (全体の 2.7%)、ロビーと廊下 (同 1.3%)、ロビーと便所 (同 1.2%)、事務室とロビー (同 0.8%) などがある。

2.4 事務室の室負荷と外気負荷の両方を処理する室外機系統の分析

事務室の室負荷と外気負荷の両方を処理する室外機に絞って分析する。対象とする系統は冷暖房ともに 871 系統である。

(1) 室外機定格能力

室外機定格冷房能力の度数分布を図 3 に示す。200 ± 150 W/m² の群と 400 ± 50 W/m² の群に分かれるが、200 ± 150 W/m² の方が多い。全体の平均値は 225 W/m² である。

(2) 室外機1台当たりの室内機の台数

室外機1台当たりの室内機の台数の度数分布を図 4 に示す。5 台未満と 7～15 台、16 台の 3 つの群にわかれる。全体から見ると 5 台未満の店舗・オフィス用エアコンの採用が多い。

(3) 室内機合計定格冷房能力と室外機定格冷房能力の比(容量比率)

室内機合計定格冷房能力と室外機定格冷房能力の比 (室内機合計定格冷房能力/室外機定格冷房能力。以下、

表 2 個別分散空調システムの計画方法に関するヒアリング結果

ヒアリング項目	ヒアリング結果									
個別分散空調の設計時に参考になっている資料	- 最大負荷計算については「建築設備設計基準」を参考にしているとの回答が 12 社と最も多く、加えて「空気調和設備 計画設計の実務の知識」、「空気調和・衛生工学会便覧」が各 2 社であった。 - 機器選定については、メーカー技術資料が 16 社と最も多かった。									
個別分散がメインとなる建物用途・規模	- 個別式がメインとなる建物規模としては、10,000m²以下との回答が 9 社と最も多く、10,000～30,000m²の規模で個別式、中央式の両方で検討するとの回答(2 社)があった。 - 事務所用途では、テナントビルの場合は貸方や計量の関係から個別式が多く、常駐の運転管理者が不要なことも個別式が選択される理由との回答があった。自社ビルについては、設計条件が明確なこともあり、各種省エネ対策が提案できる中央式が多くなるとの回答があった。 - ZEB 設計に当たっては VAV、VWV、台数制御、外気冷房等の省エネ手法が豊富な中央式が選択されるとの回答が 2 社あった。一方、個別式では高効率機器を選定すればよいと容易に BEI を低減できるとの回答があった。									
室負荷処理が個別分散メインの場合の建物の外気処理方法	- 室負荷処理が個別式の建物の外気処理方法を表に示す。建物規模と外気量との関係で表現され、ビル管法対象の場合は特に冬期の湿度環境維持のために加湿が必要となり、直膨コイル付全熱交換器や外気処理エアコンが、外気量が多い建物は外調機が用いられる。 - ZEB 設計に当たっては、再生可能エネルギー利用(地中熱や太陽熱利用)や風量制御可能なように外調機(OHU)が効果的といった回答があった。冬期の混合利得(室負荷が冷房、外気負荷が暖房の相殺)を狙って室負荷、外気負荷の処理空調機を分けず、全熱交換器を積極的に採用しているとの回答が 1 社あった。 <table><tr><td></td><td>ビル管法対象外</td><td>ビル管法対象</td></tr><tr><td>外気量通常</td><td>全熱交換器(8 社)</td><td>直膨コイル付全熱交換器(8 社) 外気処理エアコン(6 社)</td></tr><tr><td>外気量大 (病院等)</td><td>—</td><td>外調機(OHU)(8 社) 直膨コイル付全熱交換器(1 社)</td></tr></table>		ビル管法対象外	ビル管法対象	外気量通常	全熱交換器(8 社)	直膨コイル付全熱交換器(8 社) 外気処理エアコン(6 社)	外気量大 (病院等)	—	外調機(OHU)(8 社) 直膨コイル付全熱交換器(1 社)
	ビル管法対象外	ビル管法対象								
外気量通常	全熱交換器(8 社)	直膨コイル付全熱交換器(8 社) 外気処理エアコン(6 社)								
外気量大 (病院等)	—	外調機(OHU)(8 社) 直膨コイル付全熱交換器(1 社)								
冷暖同時型の採用状況	- 大規模事業者では用途にもよるが冷暖同時型の採用が多く、特に事務所(テナントビル)、ホテル、病院での採用が多い。中小規模事業者では採用事例はあるが原則冷暖切替型の採用が多い。 - ZEB 設計における冷暖同時型の採用については、Web プログラムで熱回収効果が未評価なことや定格 COP が冷暖切替型に比べて低いこと、ミキシングロスの観点から冷暖切替型の採用が多い。									
中央式の熱源選定と個別分散方式の熱源選定の違い	中央式の熱源選定は、個別式に比べて対応エリアが建物全体となり同時使用率を考慮できることから低能力となるとの回答が多かった。また、中央式では実績データをもとに床面積当たりの原単位から選定するとの回答が 4 社あった。個別式の実績データが増えてくれば同様な設計がなされる可能性があるとのことであった。									

容量比率)の度数分布を図 5 に示す。容量比率は 1.0 の頻度が最も高いが、1.0 未満、1.0 超も見受けられる。1.0 未満の採用の方が多く、室内機合計定格冷房能力を超える定格冷房能力の機器を選定しているものと推測される。一方で、容量比率 1.0 超の採用も見受けられ、室外機能力の容量低減を狙ったものと推測できる。

(4) 室内機定格冷房能力

室内機の定格冷房能力の度数分布を図 6 に示す。定格冷房能力が 2～4kW という低能力の室内機の採用件数が多いが、ボリュームゾーンは定格冷房能力 5～8kW である。

(5) 室内機1台当たりの床面積

室内機1台当たりの床面積の度数分布を図 7 に示す。5m² が最頻値であるが、全体的な傾向は 30m² を最頻値とする単峰性である。図 6 と併せてみると 250W/m² 程度の最大冷房能力の室内機を 30m² に 1 台程度設置していることになる。一方で、100m² を超えるような室に 1 台の室内機を設置する傾向も見受けられる。天井埋め込みダクト型の採用の可能性もある。

3. 設計法調査

3.1 調査概要

様々な事業規模、営業地域の設計事務所、建設業者等の空調設備設計者 16 社に対し、現状の個別分散空調システムの設計法についてヒアリング調査を行った。ヒアリングは 2021 年 8～10 月に行った。

3.2 調査結果

(1) 計画方法

計画方法に関する調査結果を表 2 に示す。

(2) 設計方法

設計方法に関する調査結果を表 3 に示す。

4. まとめ

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成を目的に、研究の概要と個別分散空調システムの建築設備設計の実態を把握するための建築物省エネ法における届出状況、設計者に対するヒアリング結果について述べた。設備容量調査からは、単独の室用途のみを処理する熱源系統が 78%あることがわかった。ヒアリングによると、事務所ビルにおける最大負荷計算時の内部発熱の想定は、

表 3 個別分散空調システムの設計方法に関するヒアリング結果

分類	ヒアリング項目	ヒアリング結果												
最大負荷計算	内部発熱の想定	- 事務室の内部発熱想定を表に示す。テナントビルに比べて自社ビルでは室使用条件が明確な場合が多く、想定を小さくしている。さらに、ZEB 建物では、コンセント発熱を極限まで小さくし、照明発熱については制御も考慮しているとの回答もあった。 - 通常設計を ZEB 建物設計に寄せられない理由としては、施主の理解が得られにくいとの回答であった。昨今の事務室での内部発熱の実績値の蓄積が望まれている。 <table border="1"> <thead> <tr> <th>対象建物</th><th>コンセント</th><th>照明</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>テナントビル</td><td>18～36W/m²</td><td>5～20W/m²</td></tr> <tr> <td>自社ビル</td><td>5～30W/m²</td><td>10～15W/m²</td></tr> <tr> <td>ZEB 建物</td><td>極限まで小さく</td><td>10W/m² 以下。照明制御も考慮</td></tr> </tbody> </table>	対象建物	コンセント	照明	テナントビル	18～36W/m ²	5～20W/m ²	自社ビル	5～30W/m ²	10～15W/m ²	ZEB 建物	極限まで小さく	10W/m ² 以下。照明制御も考慮
対象建物	コンセント	照明												
テナントビル	18～36W/m ²	5～20W/m ²												
自社ビル	5～30W/m ²	10～15W/m ²												
ZEB 建物	極限まで小さく	10W/m ² 以下。照明制御も考慮												
室内機選定	間欠運転係数の考え方	- 建築設備設計基準における間欠運転係数(東向き冷房:1.1、暖房:1.0～1.1)を採用しているとの回答が多かったが、考慮せず予冷熱時間で調整するとの回答もあった。 - 特に ZEB 建物では考慮しないことが多いようである。												
	室負荷の余裕率の考え方	- 通常建物での余裕率は、0%(4 社)、5～10%(8 社)、10～20%(1 社)、30%(1 社)との回答であった。 - ZEB 建物では、慎重に検討するとの回答が 2 社、通常建物と同様との回答が 2 社であった。												
	室内機の選定	- 室内機能力選定は全社が全熱で選定しており、うち 6 社は機器の SHF を用いて顕熱が処理できるかもチェックしている。 - 同一空間への設置台数については、騒音やドラフトの観点から室内機能力 7～14kW の採用が多い。 - 室内機のタイプについては、意匠的な配慮が必要な場合に隠ぺい型ダクト式を採用することがあるが、基本的には室内機ファン動力が小さい天井カセット型を提案している。												
系統分け	室外機の系統分け	- 冷暖切替型では方位、室用途で分けるとの回答が多い。冷暖同時型では方位を混在し、室外機容量を低減させる工夫をしているとの回答があった。 - 事務室と会議室は別系統にするとの回答が 3 社、同一系統が 2 社で見解が分かれた。 - 室負荷処理と外気負荷処理の系統分けについては、設計者に委ねられており、「同じ系統にする」、「冷暖同時型であれば同一系統とする」、「別の系統にする」など回答がばらついており、統一見解が求められていると考えられる。 - 大部屋を 2 系統にわけ、室内機を千鳥配置にする方法については、設計時・施工時・更新時・運用時にわかりにくいとの判断で実施しないとの回答が 2 社あった。 - テナントビルでは貸方単位が優先され方位や室負荷・外気負荷等による系統分けは行わないことが多い。 - ZEB 建物では東西面の窓面積率を下げたうえで外皮性能を向上し、方位特性を小さくして冷暖切替型を採用するとの回答があった。												
熱源選定	室外機の選定	- 冷媒配管長補正、高低差補正については、メーカー技術資料を参照するとの回答が 11 社、建築設備設計基準を参照するとの回答が 3 社であった。 - 室外機能力については、時刻別の最大負荷計算結果の合計値の最大値から選定するとの回答が 9 社、室内機能力の合計との回答が 3 社、両者の大きい方との回答が 1 社であった。設計にかけられる時間が限られている場合に室内機能力の合計から選定するとの回答もあった。 - ZEB 建物では、室内機能力の合計が室外機能力の 130～150%になるようにしているとの回答があった。												

テナントビル＞自社ビル＞ZEB 建物となっており、通常建物設計を ZEB 建物設計に寄せることができれば、ZEB 建物がより一般的になると考えられる。

以降では、ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン策定のための各種調査結果および作成したガイドラインについて報告する。

参考文献

- 1) Eisuke Togashi, Makoto Satoh : Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building Performance Simulation, Volume 14, 2021, <https://doi.org/10.1080/19401493.2021.1986573>
- 2) 宮田征門他:非住宅建築物の外皮・設備設計仕様とエネルギー消費性能の実態調査 - 省エネ基準適合性判定プログラムの

入出力データ(2020 年度)の分析 -, 国総研資料 第 1184 号, 2022.01

謝辞

本研究(その1～6)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)の実施した 2021・2022 年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEB」を目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査に関する委託研究の成果の一部である。個別分散型空調システム設計法検討委員会(連名者のほかに吉田治典、野部達夫、赤司泰義、柳井崇、安田健一、八木崇、高橋満博、豊原範之、木村剛、白石晃平)を組織し、委員各位からご助言を頂いた。関係各位に深く感謝の意を表す。また、ヒアリングにご協力いただいた建築設備設計者に感謝の意を表す。

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの 設計ガイドライン作成に関する研究

その1 研究概要と個別分散空調 システム設計の実態調査

ZEB：実運用時において、ZEB Ready相当（無対策に対して50%省エネ、コンセントを除く）を達成することを目的として検討しました

本研究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）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○佐藤 誠（佐藤エネルギーリサーチ）、
芹川 真緒、辻丸 のりえ、住吉 大輔、富樫 英介、
佐藤 孝輔、宮田 征門、柳原 隆司

発表の構成

- 背景と目的
- 研究内容
- 建築設備容量調査（建築物省エネ法の届出状況）
- 設計法調査（実務者に対するヒアリング調査）

背景と目的

- 非住宅建築物のZEB達成には、エネルギー消費割合の高い空調の省エネが重要
- ビルマルの運転状態を把握することは難しく、設計意図通りに動作しているか設計者が確認するのが困難
 - ・ビルマルの機器性能を最大限発揮する設計法が確立していない
 - ・能力不足を懸念して過大容量設計になりがち
- ビルマルの合理的※な設計法をまとめたガイドライン策定が目的

※ここでいう合理的の定義は以下の通り

「在室者の快適性を損なうことなく、より少ないエネルギー消費量で空調する方法」

発表の構成

- 背景と目的
- 研究内容
- 建築設備容量調査（建築物省エネ法の届出状況）
- 設計法調査（実務者に対するヒアリング調査）

研究内容と体制と論文構成

個別分散型空調システム設計法検討委員会 (委員長：柳原先生)

I. 課題整理（実態調査WG：主査 九州大学住吉先生）

- ① 建築設備容量調査(その1)
- ② 設計法調査(その1)
- ③ 稼働実態調査(その2)



II. 解決策の検討（評価モデル構築WG：主査 工学院大学富樫先生）

- ① 効率特性実験(その3)
- ② 既存評価モデルの検証と改良(その4)
- ③ 設計課題解決の効果の試算(その5)



III. 目標（ガイドライン策定WG：主査 日建設計 佐藤様）

- ① 設計法ガイドラインの策定(その6)

発表の構成

■背景と目的

■研究内容

■建築設備容量調査（建築物省エネ法の届出状況）

■設計法調査（実務者に対するヒアリング調査）

建築設備容量調査 概要

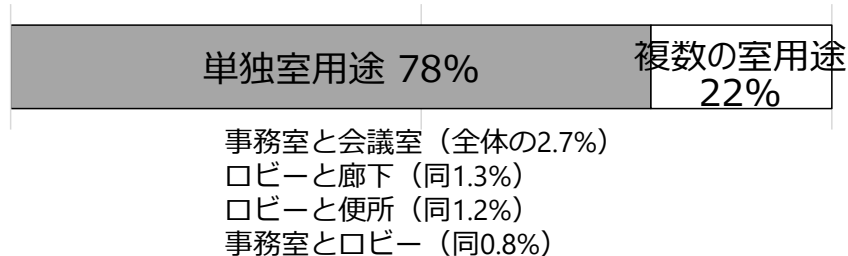
項目	内容
調査対象データ	2018～2020年度に建築物省エネ法における「 標準入力法 」での届出状況
対象建物	- 地域：6地域 - 主たる建物用途：事務所等 - 空調設備の入力がなされている パッケージエアコンディショナ（空冷式）が採用されている
該当建物	301棟
個別分散空調システムの系統数	冷房：3199系統 暖房：3189系統

建築設備容量調査 冷房熱源系統

熱源系統が処理する負荷の種類

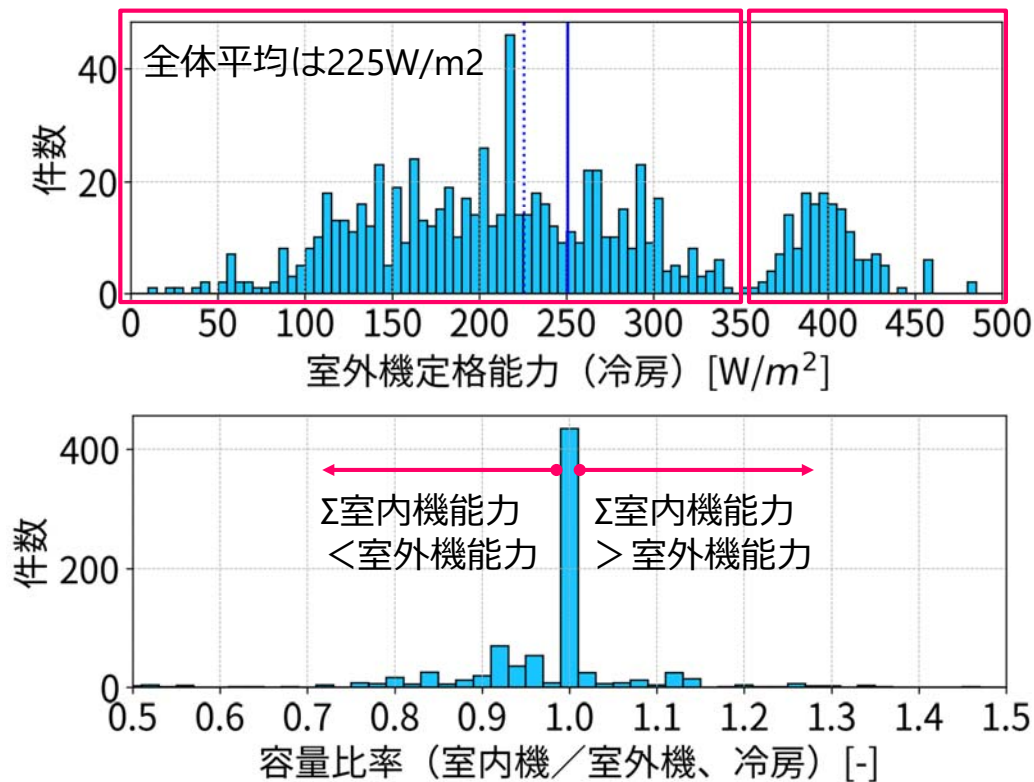
	冷房	暖房
室内負荷と外気負荷の両方	2446（76%）	2438（76%）
室内負荷のみ	498（16%）	496（16%）
外気負荷のみ	255（8%）	255（8%）
合計	3199	3189

室外熱源系統の室用途（冷暖合計n=6388）



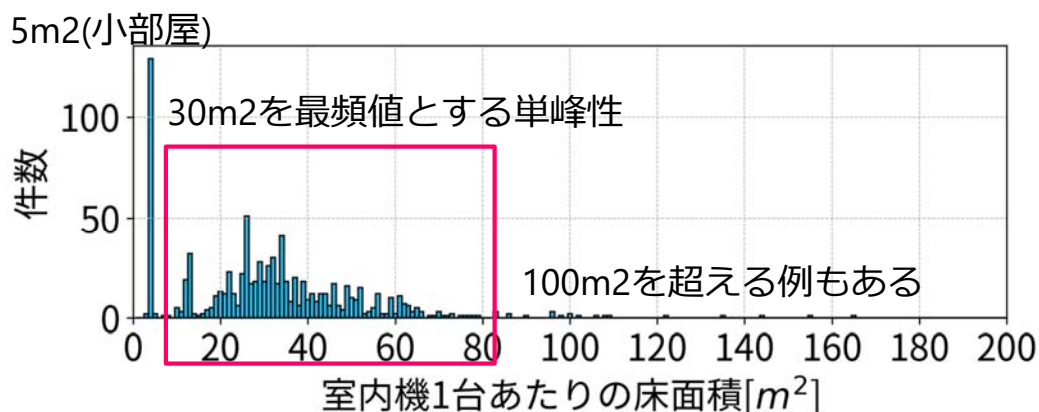
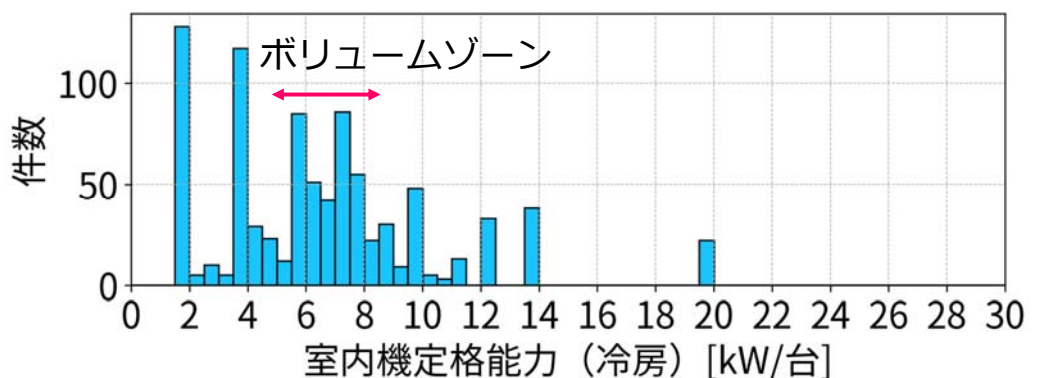
建築設備容量調査 室外機定格能力・容量比

調査対象は事務室のみの室負荷、外気負荷の両方を処理する室外機871系統



建築設備容量調査 室内機能力、室内機占有床面積

調査対象は事務室のみの室負荷、外気負荷の両方を処理する室外機871系統



発表の構成

- 背景と目的
- 研究内容
- 建築設備容量調査（建築物省エネ法の届出状況）
- 設計法調査（実務者に対するヒアリング調査）

設計法調査 概要

項目	内容
調査方法	Web会議システムを用いたヒアリング調査
調査対象	様々な事業規模、営業地域の設計事務所、建設業者等の空調設備設計者 16名
ヒアリング目的	現状の個別分散空調システムの設計法について
実施時期	2021年8～10月

設計法調査・計画 個別分散がメインとなる建物

ヒアリング項目	ヒアリング結果
個別分散がメインとなる建物用途・規模	・ 個別式がメインとなる建物規模としては、10,000m²以下との回答が9社と最も多く、10,000～30,000m²の規模で個別式、中央式の両方で検討するとの回答（2社）があった。 ・ 事務所用途では、テナントビルの場合は貸方や計量の関係から個別式が多く、常駐の運転管理者が不要なことも個別式が選択される理由との回答があった。自社ビルについては、設計条件が明確なこともあり、各種省エネ対策が提案できる中央式が多くなるとの回答があった。 ・ ZEB設計に当たってはVAV、VWV、台数制御、外気冷房等の省エネ手法が豊富な中央式が選択されるとの回答が2社あった。一方、個別式では高効率機器を選定すればよいため容易にBEIを低減できるとの回答があった。

設計法調査・計画 外気処理方法

ヒアリング項目		ヒアリング結果	
室負荷処理が個別分散メインの場合の建物の外気処理方法		・ ZEB設計 に当たっては、再生可能エネルギー利用（地中熱や太陽熱利用）や風量制御可能なように外調機（OHU）が効果的といった回答があった。 冬期の混合利得 （室負荷が冷房、外気負荷が暖房の相殺）を狙って 室負荷、外気負荷の処理空調機を分けず 、全熱交換器を積極的に採用しているとの回答が1社あった。	
ビル管法対象外		ビル管法対象	
外気量通常	全熱交換器（8社）	直膨コイル付全熱交換器（8社） 外気処理エアコン（6社）	
外気量大（病院等）	—	外調機（OHU）（8社） 直膨コイル付全熱交換器（1社）	

設計法調査・計画 冷暖同時型

ヒアリング項目	ヒアリング結果
冷暖同時型の採用状況	- 大規模事業者では用途にもよるが冷暖同時型の採用が多く、特に事務所（テナントビル）、ホテル、病院での採用が多い。中小規模事業者では採用事例はあるが原則冷暖切替型の採用が多い。 ZEB設計における冷暖同時型の採用については、Webプログラムで熱回収効果が未評価なことや定格COPが冷暖切替型に比べて低いこと、ミキシングロスの観点から冷暖切替型の採用が多い。

設計法調査・計画 中央式と個別式の熱源選定の違い

ヒアリング項目	ヒアリング結果
中央式の熱源選定と個別分散方式の熱源選定の違い	中央式の熱源選定は、個別式に比べて対応エリアが建物全体となり同時使用率を考慮できることから低能力となるとの回答が多かった。また、中央式では実績データをもとに床面積当たりの原単位から選定するとの回答が4社あった。個別式の実績データが増えてくれば同様な設計がなされる可能性があるとのことであった。

設計法調査・設計 内部発熱想定

ヒアリング項目	ヒアリング結果
内部発熱の想定	通常設計をZEB建物設計に寄せられない理由としては、施主の理解が得られにくいとの回答であった。昨今の事務室での内部発熱の実績値の蓄積が望まれている。

対象建物	コンセント	照明
テナントビル	18～36W/m ²	5～20W/m ²
自社ビル	5～30W/m ²	10～15W/m ²
ZEB建物	極限まで小さく	10W/m ² 以下。照明制御も考慮

設計法調査・機器選定 室内機の選定

ヒアリング項目	ヒアリング結果
室内機の選定	- 室内機の能力選定は全社が全熱で選定しており、うち6社は機器のSHFを用いて顕熱が処理できるかもチェックしている。 - 同一空間への設置台数については、騒音やドラフトの観点から室内機能力7～14kWの採用が多い。 - 室内機のタイプについては、意匠的な配慮が必要な場合に隠ぺい型ダクト式を採用することがあるが、基本的には室内機ファン動力が小さい天井カセット型を提案している。



設計法調査 室外機の系統分け

ヒアリング項目	ヒアリング結果
室外機の系統分け	・ 冷暖切替型では方位、室用途で分けるとの回答が多い。冷暖同時型では方位を混在し、室外機容量を低減させる工夫をしているとの回答があった。 ・ 事務室と会議室は別系統にするとの回答が3社、同一系統が2社で見解が分かれた。 ・ 室負荷処理と外気負荷処理の系統分けについては、設計者に委ねられており、「同じ系統にする」、「冷暖同時型であれば同一系統とする」、「別の系統にする」など回答がばらついており、統一見解が求められていると考えられる。 ・ 大部屋を2系統にわけ、室内機を千鳥配置にする方法については、設計時・施工時・更新時・運用時にわかりにくいとの判断で実施しないとの回答が2社あった。 ・ テナントビルでは貸方単位が優先され方位や室負荷・外気負荷等による系統分けは行わないことが多い。 ・ ZEB建物では東西面の窓面積率を下げたうえで外皮性能を向上し、方位特性を小さくして冷暖切替型を採用するとの回答があった。

設計法調査 室外機の選定

ヒアリング項目	ヒアリング結果
室外機の選定	・ 冷媒配管長補正、高低差補正については、メーカー技術資料を参照するとの回答が11社、建築設備設計基準を参照するとの回答が3社であった。 ・ 室外機能力については、時刻別の最大負荷計算結果の合計値の最大値から選定するとの回答が9社、室内機能力の合計との回答が3社、両者の大きい方との回答が1社であった。設計にかけられる時間が限られている場合に室内機能力の合計から選定するとの回答もあった。 ・ ZEB建物では、室内機能力の合計が室外機能力の130～150%になるようにしているとの回答があった。

まとめ

■ZEB実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成を目的に以下について述べた

- ・ 研究の概要
- ・ 建築物省エネ法における届出状況
- ・ 設計者に対するヒアリング

■研究成果はすべて弊社Webサイトで公開しています

■以降の発表内容

その2 実測調査による稼動実態把握

その3 試験室におけるビル用マルチエアコンの実働特性の測定

その4 個別分散空調システムのモデル化と実験データによる検証

その5 モデル建物を用いた省エネルギー性能に関するケーススタディ

その6 計画・設計・運用ガイドラインの概要

有効な発表が目白押しですので、ご期待ください

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その2 実測調査による稼働実態把握

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 2 Survey on Actual Conditions

正会員 ○芹川 真緒 (神奈川大学) 正会員 辻丸 のりえ (佐藤エネルギーリサーチ)

正会員 佐藤 誠 (佐藤エネルギーリサーチ) 正会員 住吉 大輔 (九州大学大学院)

正会員 宮田 征門 (国土交通省国土技術政策総合研究所) 技術フェロー 柳原 隆司 (RY 環境・エネルギー設計)

Mao SERIKAWA *¹ Norie TSUJIMARU *² Makoto SATOH *²

Daisuke SUMIYOSHI *³ Masato MIYATA *⁴ Ryuji YANAGIHARA *⁵

*¹ Kanagawa University *² Satoh Energy Research Co., Ltd. *³ Kyushu University

*⁴ National Institute for Land and Infrastructure Management *⁵ RY Environment and Energy Design

In this study, the actual conditions of VRF (variable refrigerant flow heat-pump) systems were comprehended by analyses of data obtained for maintenance services. In general, the actual performances of the systems were low compared to nominal COP. The data showed that the performances were greatly affected by outside temperature and partial load rate. Particularly in heating seasons, low partial load caused low energy efficiency, which indicated the necessity of optimization of outdoor units' capacity.

はじめに

個別分散型空調システムは、多くの非住宅建築物に採用されており、実運用時の効率は、日本全体でのエネルギー消費量やCO₂排出量に大きく影響する。個別分散型空調システムの設計時にはカタログ効率に基づき機器選定が行われ、実稼働状態における効率や稼働状態の詳細の把握は、一般には困難とされている。実稼働時の実態を把握し、課題の解決策を設計に反映させていく必要がある。

本報では、既報¹⁾を受け、ビル用マルチエアコンを対象とした実稼働状態に係る実測を行い、運用時の効率や、それに影響を与える要因を把握する。

1. 測定の概要および測定結果の扱い

1.1. 測定の概要

表1～3に測定の概要、測定対象の物件や室外機の情報を、図1に測定対象の室外機の仕様の分布を示す。

1.2. 測定結果の扱い

負荷率は、冷房時、暖房時について、それぞれ、能力を定格冷房能力、定格暖房能力で除して求める。能力は、測定間隔(1時間)の平均の冷房能力、暖房能力、または、瞬時の冷房能力、暖房能力を用いる。期間の平均の負荷率は、冷房運転時、暖房運転時について、それぞれ、負荷率の平均を取ったものとする。

測定対象に冷暖同時機を含むが、冷暖同時運転時には、効率の集計等では除外している。

表1 測定の概要

測定期間	2020年10月～22年4月の間で1年間。 ただし、物件Gでは、中間期のデータが10日程度不足。
測定項目	メンテナンスサービス用データを使用。測定間隔は1時間。 室外機：消費電力、能力、I/NV回転数、外気温度等 室内機：設定温度、吸込温度、運転/停止状況、サーモオン/オフ状況等
測定対象	表2に示す10物件の98系統。 測定対象の室外機の仕様の分布を図1に示す。

表2 測定対象物件

物件	建物・ 室用途	測定対象		冷暖 同時機	備考
		階	系統数		
N	事務所	1～8	15	○	室内機・外気処理エアコン接続の系統含む。
O	事務所	1～6	22		
T	事務所	2	1		
F	事務所	2～7	18	◎	外気処理は専用のデシカント空調機。
G	事務所	3～11の一部	4	◎	室内機・直膨コイル付き全熱交換器接続。
W	サーバー室		2		
B	病院	1～6	15		
S	福祉施設	1～2	11		
H	物販 店舗	1～4	4	○	外気処理専用系統、室内機・外気処理エアコン接続の系統含む。
I	飲食店舗	1～5	6		外気処理エアコン専用系統含む。
【所在地】東京都または神奈川県(省エネルギー基準地域区分6地域)【冷暖同時機】◎：測定対象の全系統、○：一部系統					

表 3 3章で扱う室外機の概要

室外機	物件	室内機設置室	定格冷房能力	冷房定格消費電力	冷房COP	冷暖同時機	室内機数
N_07-2	N	事務室	40.0kW	13.4kW	2.99	○	4
O_02-1	O	会議室・休憩室・ロッカー室・仮眠室等	77.5kW	23.1kW	3.35		10
O_02-2	O	事務室・サーバー室	50.0kW	17.4kW	2.87		8
O_04-4	O	廊下・EVホール	14.0kW	3.71kW	3.77		2
G_11-1	G	事務室	95.0kW	32.9kW	2.89	○	14※
S_01-3	S	指導員室	14.0kW	3.71kW	3.77		2
S_02-4	S		14.0kW	3.71kW	3.77		5
S_02-5	S		14.0kW	3.71kW	3.77		2

※直膨コイル付き全熱交換器の数を含む。

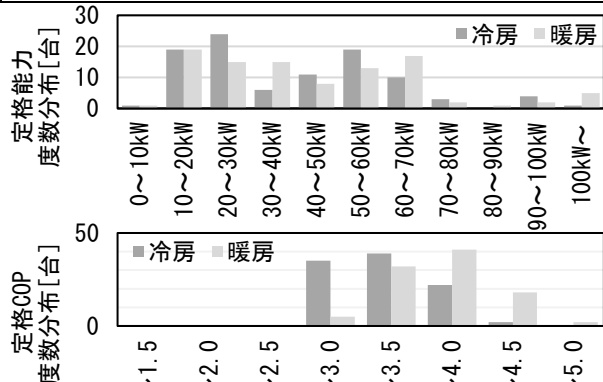


図 1 測定対象室外機 (上) 定格能力 (下) 定格 COP

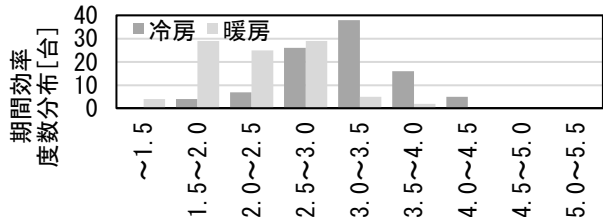


図 2 期間効率の実測結果

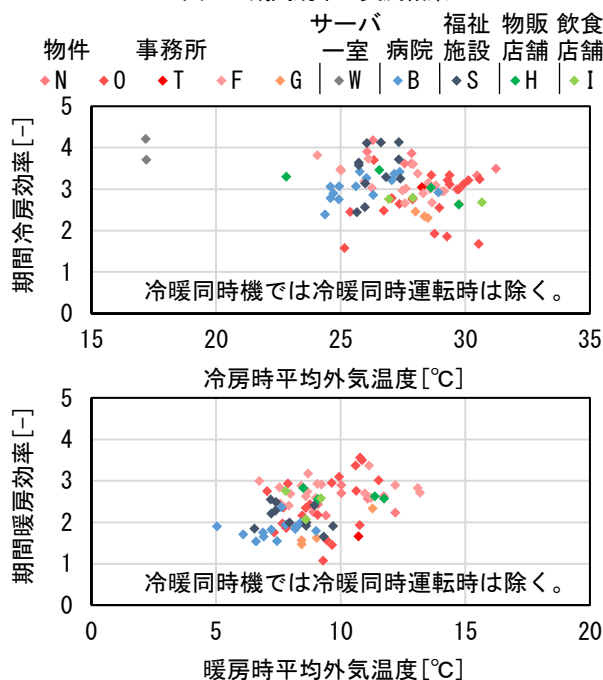


図 3 外気温度平均値と期間効率 (上) 冷房 (下) 暖房

2. 全系統の測定結果

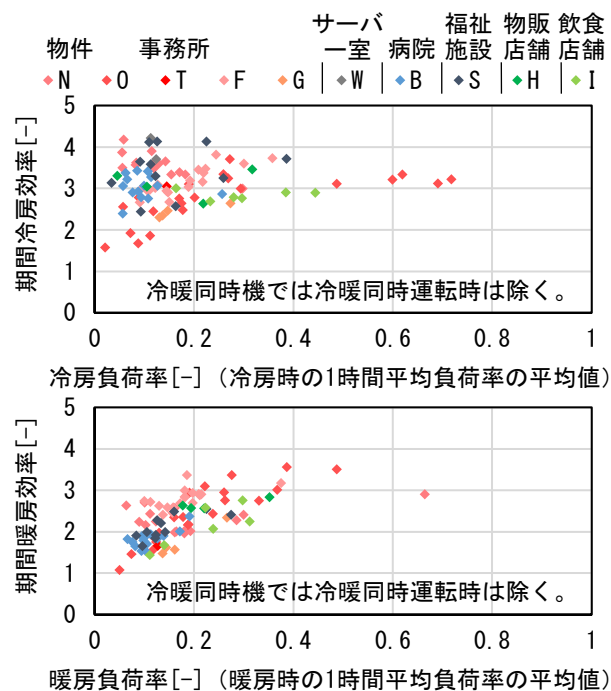


図 4 負荷率の期間平均値と期間効率 (上) 冷房 (下) 暖房

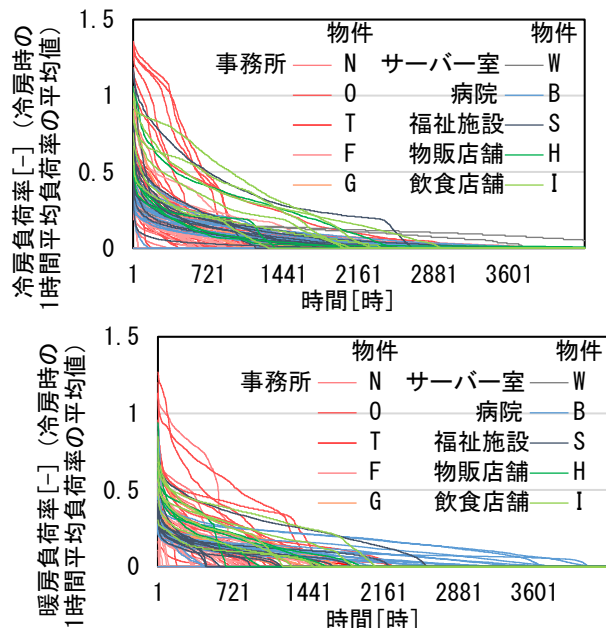


図 5 負荷率の発生状況 (上) 冷房 (下) 暖房

測定対象の全系統の期間効率の分布 (図 2) について、冷房より暖房の効率が低い傾向が確認される。系統間でのばらつきが大きいため、その要因を以下で確認する。

全系統の、運転時の平均外気温度と期間効率の関係、負荷率の発生状況を、図 3～5 に示す。

物件や系統による効率のばらつきの要因のひとつとして、建物用途による運転時間帯の違いや外気温度が影響していると推察される (図 3)。物件 W (サーバー室)、B (病室あり)、S (宿泊用の室あり) では、系統にもよるが、相対的に外気温度が低い夜間にも運転が行われるため、冷房の効率は高めで、暖房の効率は低めであると考えられる。なお、物件 W では暖房需要は発生していない。

効率は負荷率とも関連し、一般に、中間的な負荷率で効率が最大値を取る点があり、低負荷率や高負荷率の運転では効率が低下すると言われる。実測結果でも、期間平均の負荷率が低い系統で、効率が低い系統がある（図4）。ただし、特に冷房で、負荷率が低く効率が低い系統があるため、次章で代表の系統の運転状態を確認する。

負荷率の発生状況について、多くの系統で、冷房時、暖房時とも、低負荷での運転が大半を占める（図5）。ただし、冷房では事務所、福祉施設、飲食店舗の一部の系統、暖房では事務所の一部の系統で、高負荷での運転が多い。これらの系統では、外気処理用のユニットや共用部用の室内機を含むものが比較的多い。

3. 特徴的な系統の測定結果

3.1. 低負荷での運転が多い系統

多くの系統で低負荷での運転が見られ、スケジュールの点から系統分けを変更すべきと考えられる系統がある。

室外機 O_02-2（図6～8）は、事務室、サーバー室を含む系統であり、常時運転のサーバー室を含むことで、低負荷での運転が生じている。7月15日と16日に高い負荷率での運転が長時間発生しており、16日に期間の最大負荷率を示すが、これらの日を除いては、高い負荷率が長時間継続することは少ない。夜間等に少ない室内機台数での運転が生じており、低負荷、低効率での運転となっている。サーバー室の室内機を別系統とした設計により、低負荷、低効率での運転を回避できると考えられる。

また、室の同時使用率が低く負荷率が低い系統がある。

室外機 O_02-1（図6，9）は、会議室・休憩室・ロッカー室・仮眠室等用の系統で、多くの時間が低負荷での運転である。8月26日に期間の最大負荷率62%を示す。同時使用率の低い室内機の組合せと、室外機容量の選定が影響していると推察される。設計時の室の同時使用率の考慮により、低負荷での運転を低減可能と考えられる。

ただし、複数台の圧縮機からなる室外機の効率は、後述のように、低負荷時の圧縮機稼働台数とも関連する。

3.2. 高負荷での運転が多い系統

室外機 O_04-4（図6，10，11）のように、高負荷の効率が落ちる領域での運転が多い系統がある。ただし、高負荷率の運転が長時間継続する系統の割合は低い。他に、目立って高負荷率の運転が多い系統は、外気調和用の室外機、廊下・エレベーターホールの空調用の室外機、廊下・共用部の空調用の室外機等がある。

低負荷運転の回避のために、通常的设计より容量が小さめの室外機を設置し、竣工後に能力が不足する場合に室外機を増設するよう予め設置場所の確保等を行う場合がある。同様の方法で室外機を増設であれば、高負荷運転を回避可能と考えられる。

3.3. 代表系統間の圧縮機台数制御の比較

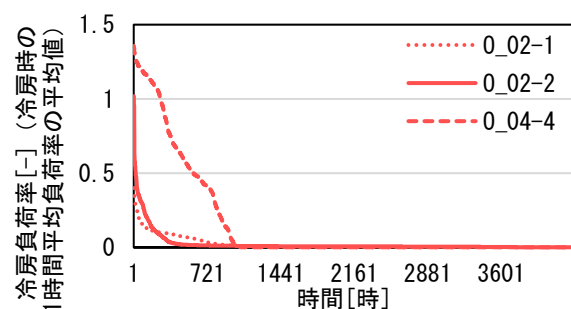


図6 室外機 O_02-1・O_02-2・O_04-4 負荷率の発生状況

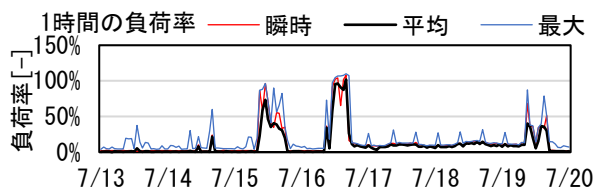


図7 室外機 O_02-2 2021/7/13～7/19 負荷率と COP

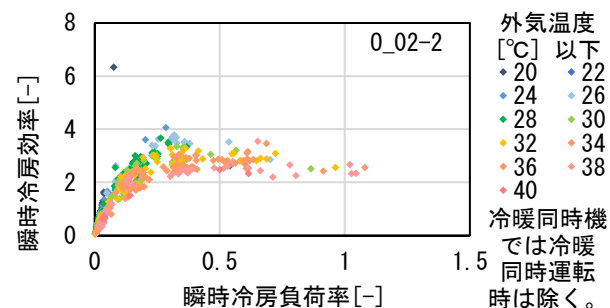


図8 室外機 O_02-2 冷房の負荷率と効率（瞬時）

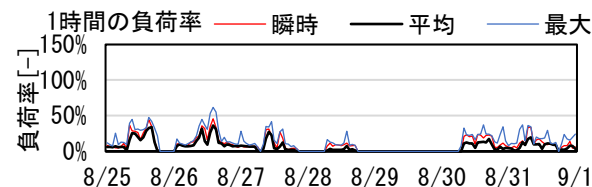


図9 室外機 O_02-1 2021/8/24～8/30 負荷率と COP

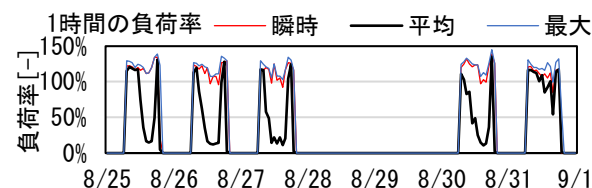


図10 室外機 O_04-4 2021/8/25～8/31 負荷率と COP

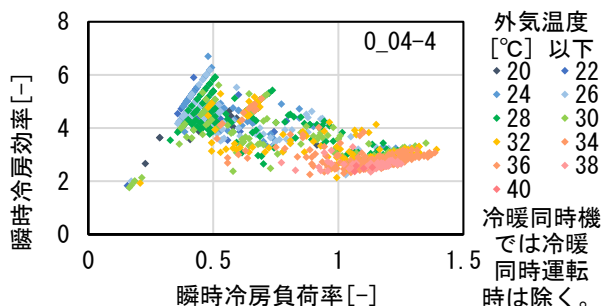


図11 室外機 O_04-4 冷房の負荷率と効率（瞬時）

室外機 G_11-1（図12上）は、2台の圧縮機からなる室外機であり、低負荷時には1台の圧縮機で対応可能である。しかしながら、低負荷時にも、2台が同程度の回転

数で運転する場合が多い。瞬時の処理熱量と効率の関係を示す散布図で、低負荷時に比較的効率が低いプロット群（負荷率5%で効率2程度、負荷率10%で効率3程度付近の群）がある。これは、圧縮機1台運転の群である。それ以外の、低負荷時に効率が低いプロットや高負荷のプロットは、圧縮機2台運転の群である。メーカーによると、冷媒の移動等のために高低差や配管長に応じた圧力差が必要であり、機器制御が関連すると推察される。

一方、Nビルの2台の圧縮機からなる室外機（図12下）では、低負荷時に、圧縮機1台が稼働する、高効率な運転が実現されている。

機器制御において1台での低負荷時に圧縮機台数を絞ることで、また、圧縮機台数を積極的に絞る機器を設計時に採用することで、効率が改善される可能性がある。

3.4. 代表系統間の冷房時凝縮温度の比較

冷房時に凝縮温度が高い系統がある（図13）。

室外機S_01-3、S_02-4では、冷房時に凝縮温度や凝縮圧力が高い状態での運転が見られ、期間冷房効率が低い。いずれも凝縮温度の目標値は34℃程度と低めであり、目標値よりも実現値の凝縮温度が高い。外気温度と凝縮圧力の関係は、S_01-3では外気温度に対する凝縮圧力の変化が大きく外気温度が高いときに凝縮圧力も高くなるが、S_02-4では外気温度に対する凝縮圧力の感度は小さく外気温度が低いときにも凝縮圧力も高くなる。

室外機S_01-3、S_02-4とも、S_02-5と同一の室外機種種であるが、S_02-5では凝縮温度が目標値に応じて制御され、比較的高い効率で稼働している。

機器制御において、仮に凝縮温度を下げて不具合が生じる要因がなければ、凝縮温度を下げることでエネルギーが削減されると考えられる。

3.5. 代表系統間の外気温度感応度の比較

外気温度が25℃を下回るような室外機側の温度が低いときの冷房効率は、室外機により差が見られ、G_11-1等の効率がほぼ変化しない系統がある（図14）。同様の傾向は、同物件の他の系統やFビルの系統で多くみられる。

一方、N_07-2等の冷房効率が向上する系統もある。

仮に外気低温時の高圧圧力を下げられれば、効率向上が期待される。ただし、室外機と室内機の間的高低差や配管長に応じた圧力差を確保する必要がある。室外機と室内機を同一階に設置する等の工夫により、高圧圧力の下限値を下げられれば、効率向上に寄与する可能性がある。

4. まとめと今後の課題

ビル用マルチエアコンの実稼働状態について、効率やそれに影響を与える要因を実測調査により把握した。今後、計算モデルにより効率改善策の検討を行い、改善策を設計、運用、機器開発に反映していくべきである。

参考文献

- 1) 佐藤誠 他: ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究その1研究概要と個別分散空調システム設計の実態調査, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2022. 9

謝 辞

その1に加え、運転データ収集にご協力いただいたダイキン工業に深く謝意を表したい。本報は実態調査WGの成果である。

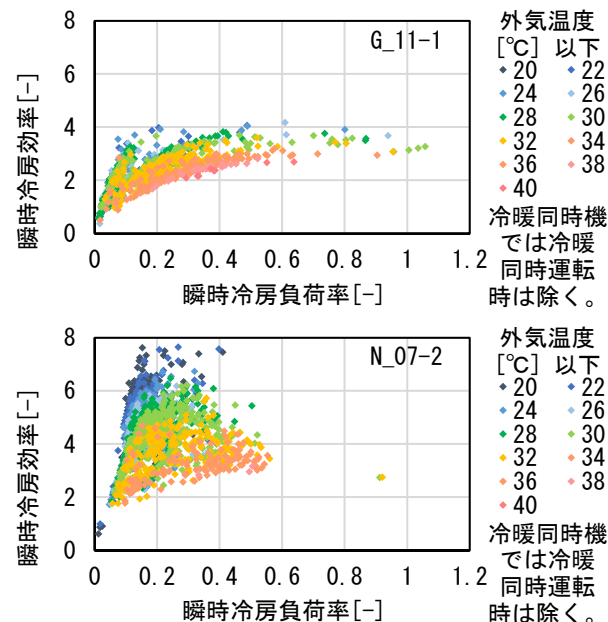


図12 室外機G_11-1・N_07-2 冷房の負荷率と効率（瞬時）

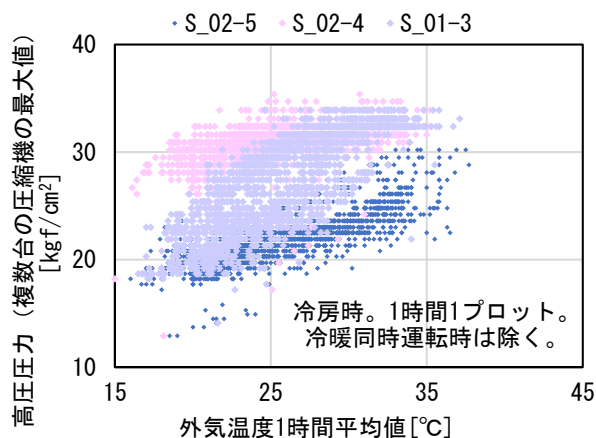


図13 冷房時の外気温度（高温）と圧力の関係

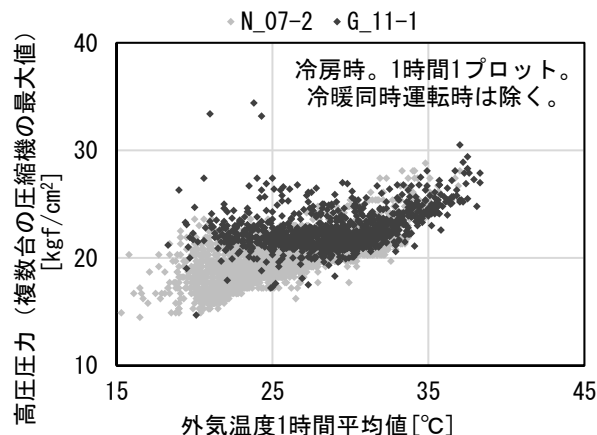


図14 冷房時の外気温度（低温）と圧力の関係

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの 設計ガイドライン作成に関する研究

その2 実測調査による 稼働実態把握

本研究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）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○芹川 真緒（神奈川大学）、
辻丸 のりえ、佐藤 誠、住吉 大輔、
宮田 征門、柳原 隆司

はじめに

- ・ 個別分散型空調システムは、多くの非住宅建築物に採用されており、実運用時の効率や、日本全体でのエネルギー消費量やCO₂排出量に大きく影響する。
- ・ 一方、実稼働状態における効率や稼働状態の詳細の把握は、一般には困難とされている。
- ・ 本研究では、ビル用マルチエアコンを対象とした実稼働状態に係る実測を行い、運用時の効率や、それに影響を与える要因を把握する。

1. 測定の概要および測定結果の扱い

1.1. 測定の概要

■表 1 測定の概要

項目	設定等
測定期間	2020年10月～22年4月の間で 1年間 。 ただし、物件Gでは、中間期のデータが10日程度不足。
測定項目	メンテナンスサービス用データ を使用。測定間隔は 1時間 。 室外機：消費電力、能力、I N V回転数、 外気温度 等 室内機：設定温度、吸込温度、運転／停止状況、サーモオン／オフ状況等
測定対象	表2に示す 10物件 の 98系統 。 測定対象の室外機の仕様の分布を図1に示す。

1. 測定の概要および測定結果の扱い

1.1. 測定の概要

■表 2 測定対象物件

物件 呼称	建物・室 用途	測定対象		冷暖 同時機	備考
		階	系統数		
N	事務所	1～8	15	○	室内機・外気処理エアコン接続の系統含む。
O	事務所	1～6	22		
T	事務所	2	1		
F	事務所	2～7	18	◎	外気処理は専用のデシカント空調機。
G	事務所	3～11 の一部	4	◎	室内機・直膨コイル付き全熱交換器接続。
W	サーバー室		2		
B	病院	1～6	15		
S	福祉施設	1～2	11		
H	物販店舗	1～4	4	○	外気処理専用系統、室内機・外気処理エアコン接続の系統含む。
I	飲食店舗	1～5	6		外気処理エアコン専用系統含む。
【所在地】東京都または神奈川県。全物件、省エネルギー基準地域区分 6地域 。					
【冷暖同時機】◎：測定対象の全系統、○測定対象の一部系統					

省エネルギー基準地域区分6地域の10物件。様々な建物・室用途を対象とする。冷暖同時機、外気処理エアコンや直膨コイル付き全熱交換器接続の室外機含む。

1. 測定の概要および測定結果の扱い

1.1. 測定の概要 1.2. 測定結果の扱い

■表3 3章で扱う室外機の概要

室外機	物件	室内機設置室	定格冷房能力	冷房定格消費電力	冷房COP	冷暖同時機	室内機数
N_07-2	N	事務室	40.0kW	13.4kW	2.99	○	4
O_02-1	O	会議室・休憩室・ロッカ一室・仮眠室等	77.5kW	23.1kW	3.35		10
O_02-2	O	事務室・サーバー室	50.0kW	17.4kW	2.87		8
G_11-1	G	事務室	95.0kW	32.9kW	2.89	○	14※
S_01-3	S	指導員室	14.0kW	3.71kW	3.77		2
S_02-4	S		14.0kW	3.71kW	3.77		5
S_02-5	S		14.0kW	3.71kW	3.77		2

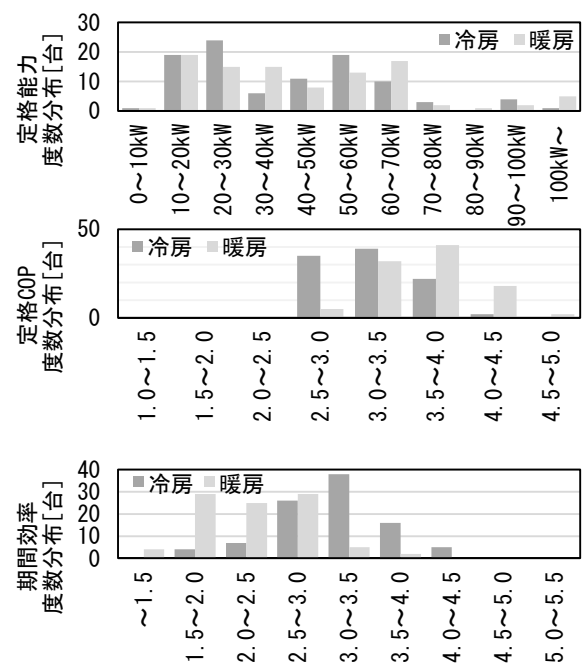
※直膨コイル付き全熱交換器の数を含む。

負荷率は、能力を定格冷房・暖房能力で除して求める。能力は、1時間平均または瞬時の冷房・暖房能力を用いる。期間の平均の負荷率は、冷房・暖房運転時について、負荷率の平均を取る。

1. 測定の概要および測定結果の扱い

2. 全系統の測定結果

■図1 測定対象室外機
(上) 定格能力
(下) 定格COP



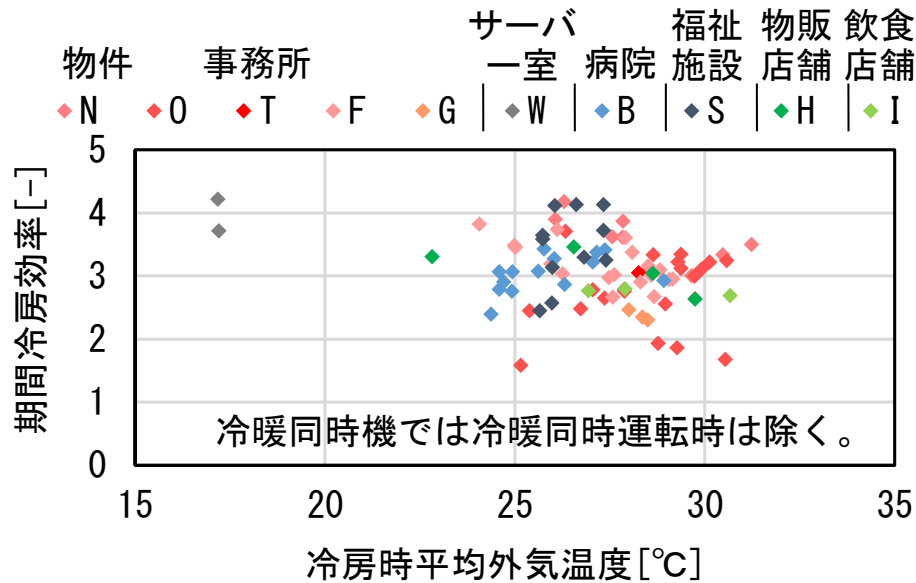
■図2 期間効率の実測結果

なぜ実測が必要か
→実稼働時の効率は系統により様々。
特に暖房時の効率が定格より低い。

対象の室外機は、定格冷房能力20~30kWと50~60kWに度数分布のピーク。定格COPは冷房より暖房が高い。期間効率の測定結果は定格COPより低めで、系統間の差が大きい。

2. 全系統の測定結果

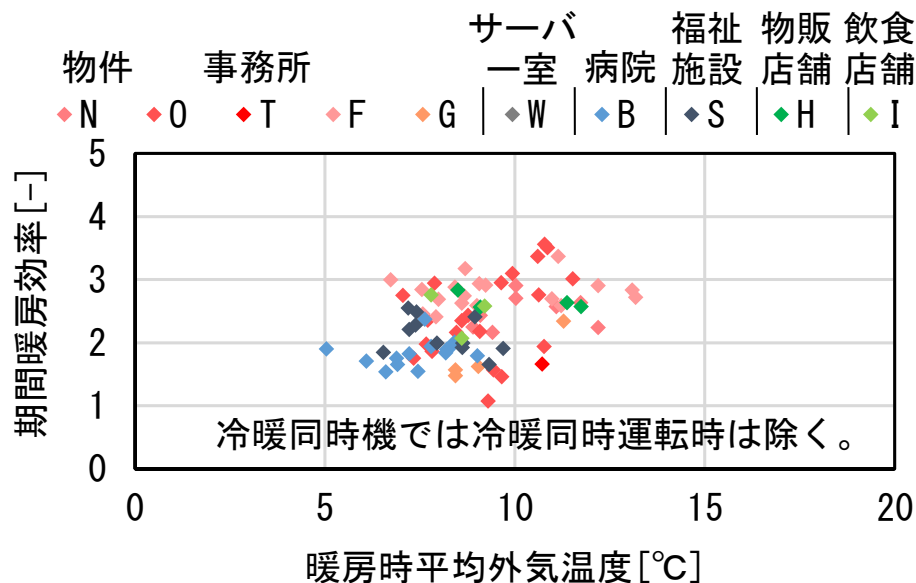
■図3 外気温度平均値と期間効率（上）冷房



建物用途による運転時間帯の違いや外気温度が効率に影響。物件W（サーバー室）、B（病室あり）、S（宿泊用の室あり）では、外気温度が低い夜間にも運転が行われるため、冷房の効率は高め、暖房の効率は低めの傾向。物件Wでは、暖房需要の発生なし。

2. 全系統の測定結果

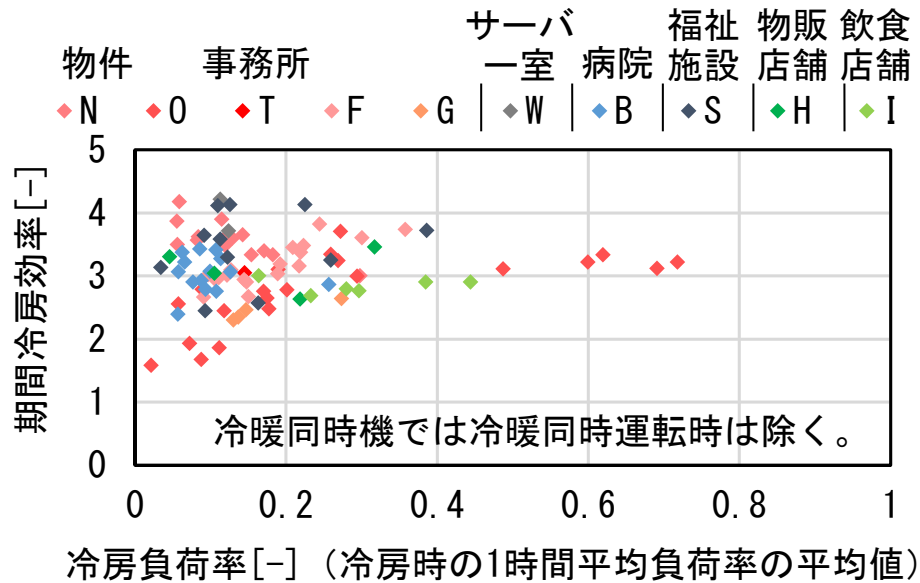
■図3 外気温度平均値と期間効率（下）暖房



建物用途による運転時間帯の違いや外気温度が効率に影響。物件W（サーバー室）、B（病室あり）、S（宿泊用の室あり）では、外気温度が低い夜間にも運転が行われるため、冷房の効率は高め、暖房の効率は低めの傾向。物件Wでは、暖房需要の発生なし。

2. 全系統の測定結果

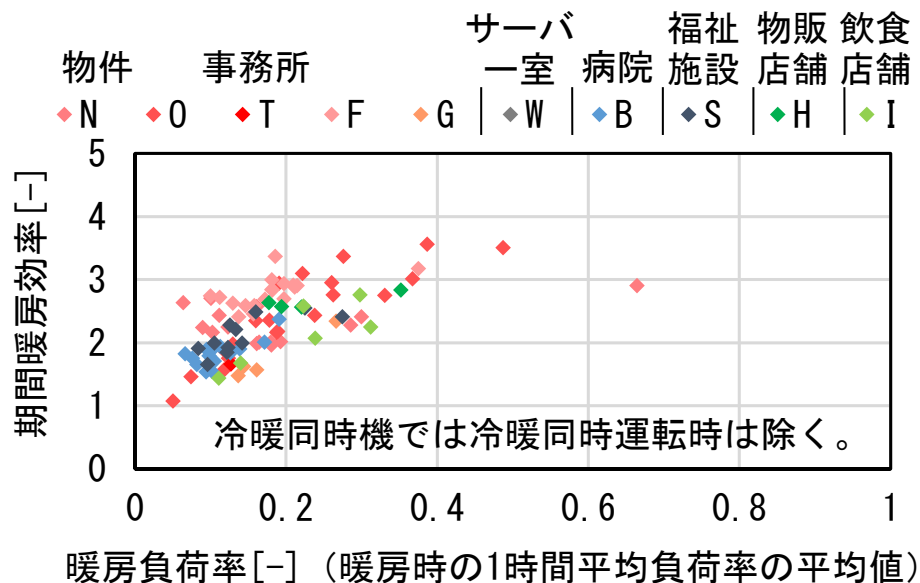
■図 4 負荷率の期間平均値と期間効率（上）冷房



一般に、低負荷率や高負荷率域では効率が低下する。実測結果でも、期間平均の負荷率が低い系統で、効率が低い系統がある。ただし、低負荷率で高効率の系統もあるため、次章で確認する。

2. 全系統の測定結果

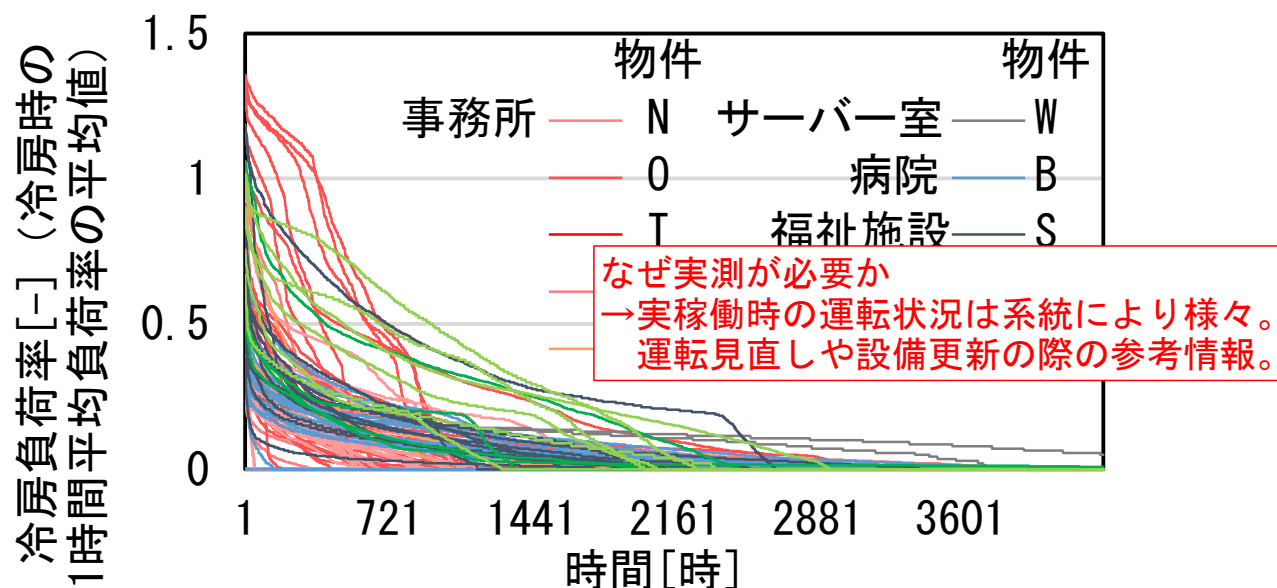
■図 4 負荷率の期間平均値と期間効率（下）暖房



一般に、低負荷率や高負荷率域では効率が低下する。実測結果でも、期間平均の負荷率が低い系統で、効率が低い系統がある。ただし、低負荷率で高効率の系統もあるため、次章で確認する。

2. 全系統の測定結果

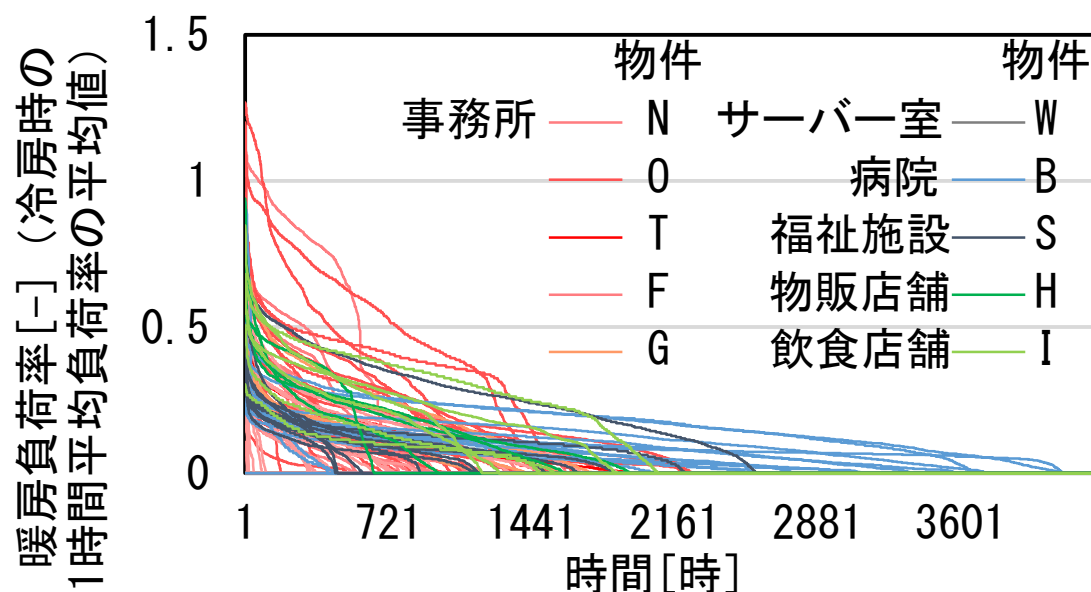
■図5 負荷率の発生状況（上）冷房



冷暖房時とも、低負荷での運転が大半。ただし、冷房では事務所、福祉施設、飲食店舗、暖房では事務所の一部の系統で、高負荷率の運転が多い。外気処理用や共用部を含む系統の室外機が多い。

2. 全系統の測定結果

■図5 負荷率の発生状況（下）暖房

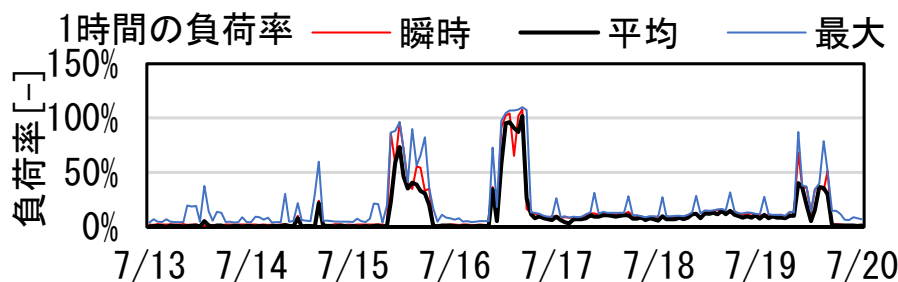


冷暖房時とも、低負荷での運転が大半。ただし、冷房では事務所、福祉施設、飲食店舗、暖房では事務所の一部の系統で、高負荷率の運転が多い。外気処理用や共用部を含む系統の室外機が多い。

3. 特徴的なシステムの測定結果

3.1. 低負荷での運転が多いシステム

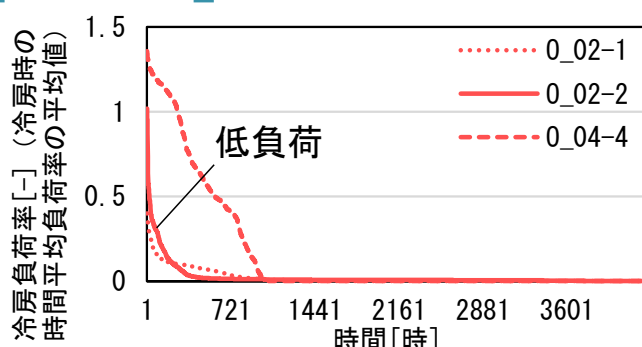
■図7 室外機O_02-2 2021/7/13~7/19 負荷率とCOP



■図6 室外機O_02-1・O_02-2・O_04-4

負荷率の発生状況

なぜ実測が必要か
→実稼働時の運転状況は
システムにより様々。
運転見直しや設備更新の
際の参考情報。

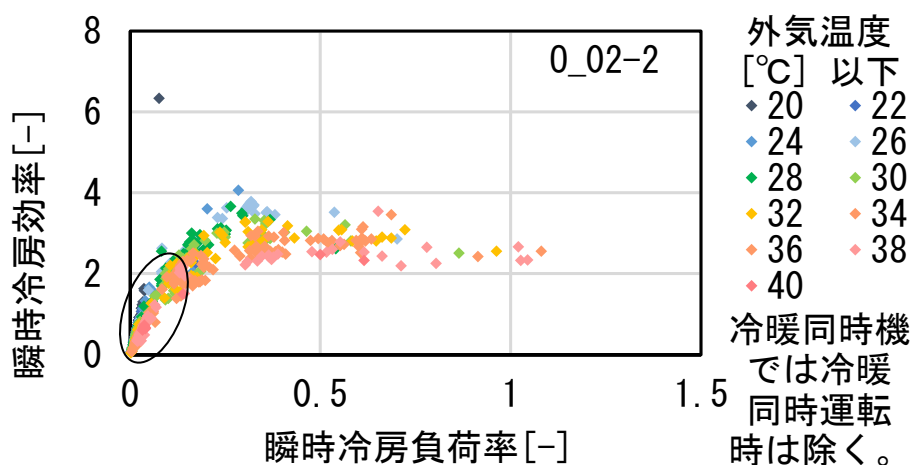


低負荷、低効率での運転が多いシステムの例。
事務室・サーバー室の室内機に接続。

3. 特徴的なシステムの測定結果

3.1. 低負荷での運転が多いシステム

■図8 室外機O_02-2 冷房の負荷率と効率（瞬間）

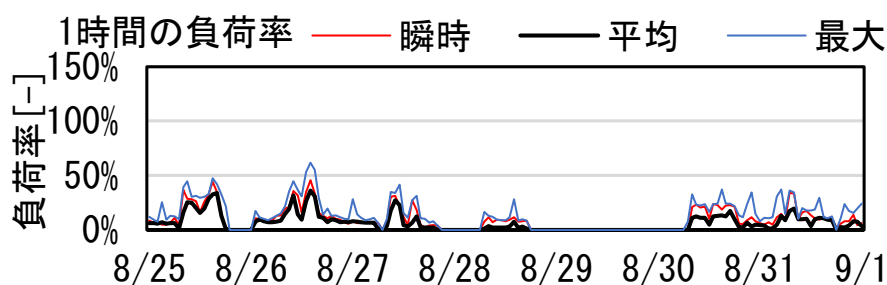


低負荷、低効率での運転が多いシステムの例。
サーバー室の室内機を別系統とした設計により、低負荷、低効率
での運転を回避できると考えられる。

3. 特徴的なシステムの測定結果

3.1. 低負荷での運転が多いシステム

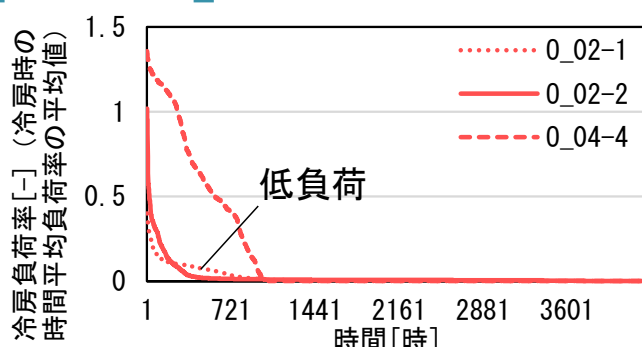
■図 9 室外機O_02-1 2021/8/24～8/30 負荷率とCOP



■図 6 室外機O_02-1・O_02-2・O_04-4

負荷率の発生状況

なぜ実測が必要か
→実稼働時の運転状況は
システムにより様々。
運転見直しや設備更新の
際の参考情報。

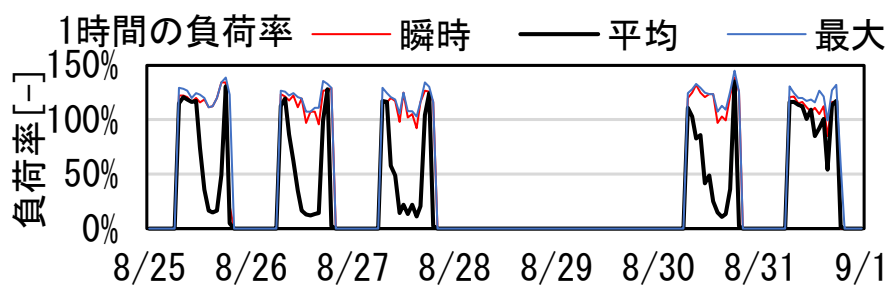


低負荷、低効率での運転が多いシステムの例。会議室・仮眠室等。
設計時の室の同時使用率の考慮による改善の可能性。

3. 特徴的なシステムの測定結果

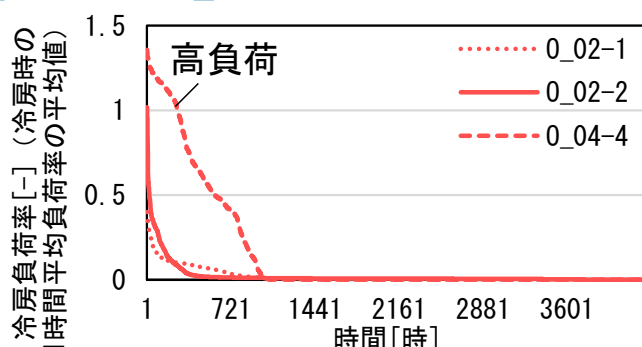
3.2. 高負荷での運転が多いシステム

■図 10 室外機O_04-4 2021/8/25～8/31 負荷率とCOP



■図 6 室外機O_02-1・O_02-2・O_04-4

負荷率の発生状況

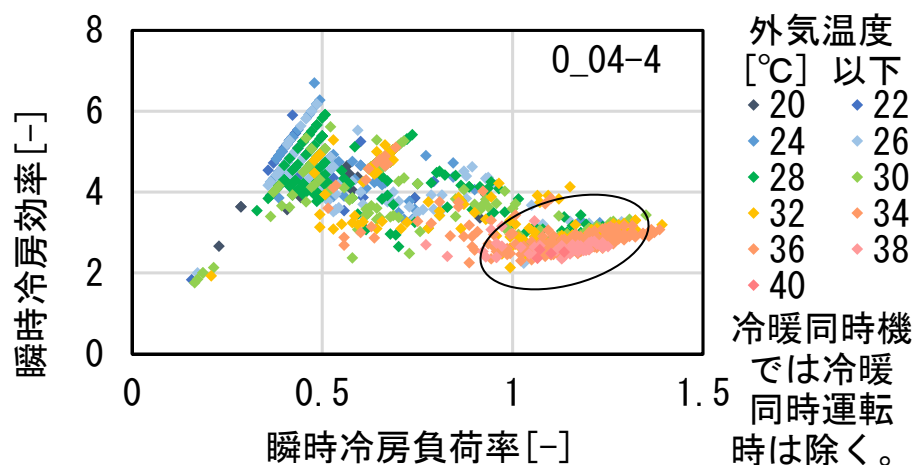


高負荷、低効率での運転が多いシステムの例。廊下、EVホール。

3. 特徴的な系統の測定結果

3.2. 高負荷での運転が多い系統

■図 1 1 室外機O_04-4 冷房の負荷率と効率（瞬時）



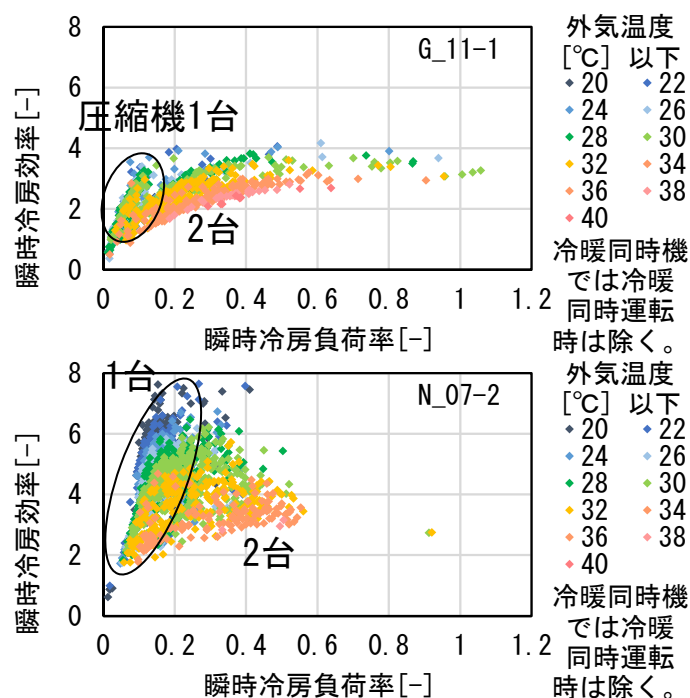
なぜ実測が必要か
→予想と異なる状況の発生の可能性

高負荷、低効率での運転が多い系統の例。
室外機の増設や大容量の室外機への更新による効率改善の検討の余地がある。

3. 特徴的な系統の測定結果

3.3. 代表系統間の圧縮機台数制御の比較

■図 1 2
室外機G_11-1・N_07-2
冷房の負荷率と効率
（瞬時）



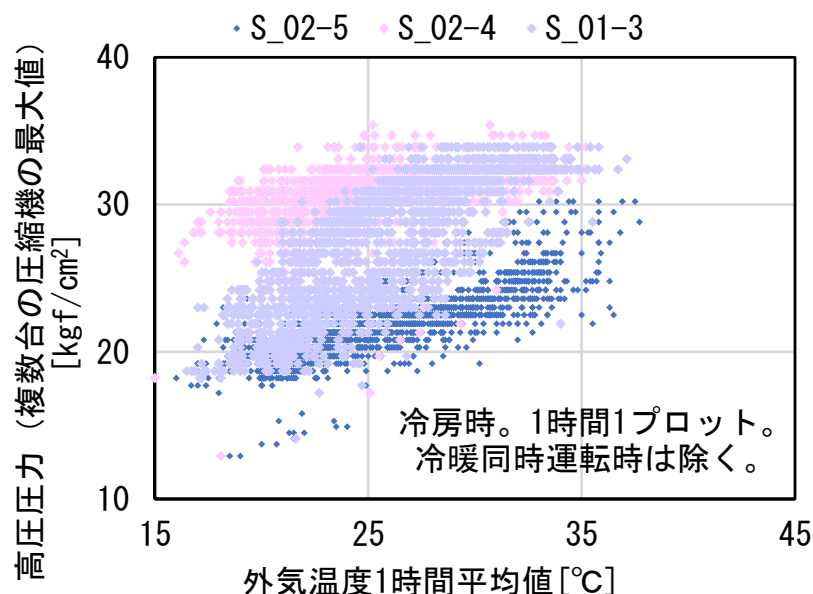
なぜ実測が必要か
→予想と異なる状況の発生の可能性

N_07-2は低負荷時に圧縮機1台稼働で高効率。
G_11-1は低負荷時も圧縮機2台での運転が多く低効率。
機器制御で凝縮温度を下げられれば、効率向上か。

3. 特徴的な系統の測定結果

3.4. 代表系統間の冷房時凝縮温度の比較

■図 1 3 冷房時の外気温度（高温）と圧力の関係

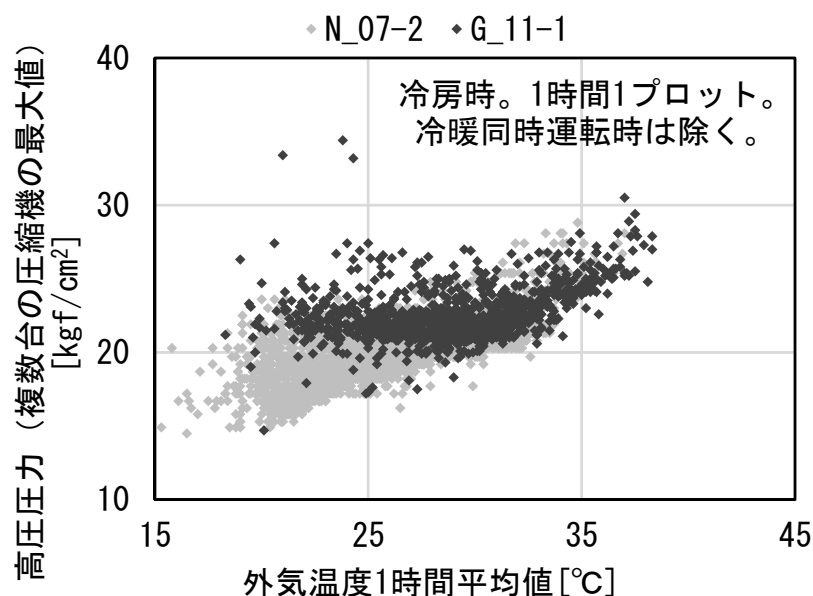


3台とも同一機種 of 室外機。凝縮温度の目標値は34°Cと低めだが、実際にはS_02-5では目標値程度、S_01-3、S_02-4では高め。機器制御で凝縮温度を下げられれば、効率向上か。

3. 特徴的な系統の測定結果

3.5. 代表系統間の外気温度感応度の比較

■図 1 4 冷房時の外気温度（低温）と圧力の関係



外気温度25°C以下で、高圧圧力がG_11-1ではほぼ一定、N_07-2では向上。外気低温時に圧力を下げられれば、効率向上か。ただし、室外機と室内機の高低差や配管長に応じた圧力差確保が必要。

4. まとめと今後の課題

- ・ビル用マルチエアコンの実稼働状態について、効率やそれに影響を与える要因を実測調査により把握した。
- ・今後、計算モデルにより効率改善策の検討を行い、改善策を設計、運用、機器開発に反映していくべきである。

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その3 試験室におけるビル用マルチエアコンの実働特性の測定

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 3 Measurement of actual energy performance of a multi-split air-conditioner in a test facility

正会員 ○宮田 征門（国土技術政策総合研究所） 正会員 富樫 英介（工学院大学）
正会員 芹川 真緒（神奈川大学） 正会員 辻丸 のりえ（佐藤エネルギーリサーチ）
正会員 佐藤 誠（佐藤エネルギーリサーチ） 技術フェロー 柳原 隆司（RY 環境・エネルギー設計）

Masato MIYATA *¹ Eisuke TOGASHI *² Mao SERIKAWA *³

Norie TUJIMARU *⁴ Makoto SATOH *⁴ Ryuji YANAGIHARA *⁵

*¹ National Institute for Land and Infrastructure Management *² Kogakuin University

*³ Kanagawa University *⁴ Satoh Energy Research Co. *⁵ RY Environment and Energy Design

For the purpose of obtaining data for verifying the accuracy of the simulation model, the load based test was conducted to clarify the actual working characteristics of multi-split air-conditioning systems in a JIS-compliant test facility. Energy consumption was measured for an air-conditioner (8 HP) with the control of the air-conditioner enabled unlike the JIS test, to clarify the actual energy performance.

はじめに

本研究の目標は、快適かつ省エネルギーな個別分散型空調システムの設計を可能にするガイドラインを策定することである。本報では、次報で説明するシミュレーションモデルの精度検証用データを取得することを目的として、試験室においてビル用マルチエアコンのエネルギー消費特性の測定を試みる。本研究ではシミュレーションを活用して設計法に関わる検討を実施するため、このシミュレーションモデルは実働条件下におけるエネルギー消費特性を正確に表現出来る必要がある。そこで、本報では、エアコン内部の制御をオフにして圧縮機回転数や冷媒圧力等の運転点を強制的に固定した状態で行う JIS に基づく試験方法ではなく、この固定を実施せずにエアコン内部の制御を活かした状態で一定の負荷を与える試験方法¹⁾（本報では「負荷固定試験」という。）により、エネルギー消費特性を明らかにする。

1. 試験設備

本研究では、東京電力ホールディングス株式会社が所有する試験設備を使用して負荷固定試験を実施した²⁾。この試験設備は JIS B 8615:2013（以下、単に「JIS」という。）の附属書 E で規定されている「室内側空気エンタルピー試験法」の要件を満たした設備であり、空気エンタルピー測定装置としては「トンネル形空気エンタルピー測定装置」を採用している。ただし、JIS 附属書 E では規定され

ていない機能として、各室内側試験室に対して、室内側試験室の天井・床面を含めた全 6 面からの授受熱量を考慮したうえで任意の熱量（冷熱負荷、温熱負荷）を供給する機能が付与されている。

計測対象エアコンの処理熱量は、JIS で規定された方法に従い、受風チャンバー内外の空気のエンタルピー差と風量から演算した。計測に使用するセンサー類は、JIS で規定された測定の不確かさの条件を満たすものを使用した。計測時間間隔は 10 秒とした。

2. 計測対象エアコン

日本国内メーカー製エアコン（8 馬力）を対象として試験を行った。室内機には、天井埋込カセット形室内機（2 馬力）を 4 台使用した。室外側試験室に室外機を設置し、4 室ある室内側試験室（A～D 室）に室内機を 1 台ずつ設置した。JIS で規定された冷媒配管の標準長さは 7.5m で

表 1 試験対象エアコンの性能（カタログ値と測定値）

		能力[kW]	消費電力[kW]	効率[-]
定格暖房標準	カタログ値	25.0	6.23	4.01
	測定値	25.2	6.82	3.70
中間暖房標準	カタログ値	11.3	1.77	6.38
	測定値	11.4	2.06	5.53
定格冷房標準	カタログ値	22.4	5.84	3.84
	測定値	22.5	6.83	3.29
中間冷房標準	カタログ値	10.1	1.80	5.61
	測定値	8.8	1.82	4.85

表 2 試験条件

ケース No.	冷暖	室外側試験室	室内側試験室								室内機 風量設定
		外気温湿度	目標負荷率 [%]				室内設定温度 [°C]				
			A室	B室	C室	D室	A室	B室	C室	D室	
8	暖房	7°CDB / 6°CWB	100	100	100	100	20	20	20	20	急
9			75	75	75	75	20	20	20	20	自動
10			50	50	50	50	20	20	20	20	自動
11			25	25	25	25	20	20	20	20	自動
12			15	15	15	15	20	20	20	20	自動
13		2°CDB / 1°CWB	65	65	65	65	20	20	20	20	自動
14			50	50	50	50	20	20	20	20	自動
15			25	25	25	25	20	20	20	20	自動
16		7°CDB / 6°CWB	100	100	100	100	25	25	25	25	急
17			50	50	50	50	25	25	25	25	自動
18			25	25	25	25	25	25	25	25	自動
19			42	42	75	42	20	20	20	20	自動
20			33	33	100	33	20	20	20	20	急／自動
21			50	50	50	50	20	25	25	20	自動
22	冷房	35°CDB / 24°CWB	100	100	100	100	27	27	27	27	急
23			75	75	75	75	27	27	27	27	自動
24			50	50	50	50	27	27	27	27	自動
25			25	25	25	25	28	28	28	28	自動
26			15	15	15	15	28	28	28	28	自動
27		29°CDB / 19°CWB	100	100	100	100	27	27	27	27	急
28			50	50	50	50	27	27	27	27	自動
29			25	25	25	25	27	27	27	27	自動
30		35°CDB / 24°CWB	100	100	100	100	22	22	22	22	急
31			50	50	50	50	22	22	22	22	自動
32			25	25	25	25	22	22	22	22	自動
33			42	42	75	42	27	27	27	27	自動
34			33	33	100	33	27	27	27	27	急／自動
35			50	50	50	50	22	27	27	22	自動

あるが、試験室の構造上の都合により今回は 9.0m（熱源機から分岐ヘッダーまで 0.5m、分岐ヘッダーから各室内機まで 8.5m。室外機と各室内機への冷媒配管長は同一である。）とした。冷媒封入量はメーカー規定に従った。各室内機は受風チャンバーに取り付けた後、吸込口と吹出口を断熱ボードで区画した。各室内機のリモコンは、各室内機の吸込口付近に設置されている吸込空気測定用のエアサンプラーにぶら下げて設置した。

3. JIS 試験の実施

試験対象エアコンが適切に設置され動作することを確認するため、JIS で規定された性能試験（以下、「JIS 試験」という。）を実施した。JIS 試験の実施には試験対象エアコンの制御パラメータ等を操作して動作を固定する必要があるため、JIS 試験についてはメーカーに協力いただき、特殊な設定を行ったうえで試験を実施した。

メーカーが公開している JIS 試験の結果（カタログ値）と本報で実施した JIS 試験の結果（測定値）を表 1 に示す。定格暖房標準条件の消費電力はカタログ値と比べて 9%増、定格冷房標準条件の消費電力はカタログ値と比べて 17%増となった。これは、室内機の接続台数が、カタログ値は「4 馬力×2 台」、本報では「2 馬力×4 台」と異なること、冷媒配管長が異なることによると考えられる。メーカーより、「2 馬力×4 台」を接続した場合はカタログ値に比べて暖房時も冷房時も 10～15%程度消費電力が

増えるとの報告を受けており、これは今回の結果とおおよそ整合する。よって、試験対象エアコンは問題なく設置されていると判断した。

4. 負荷固定試験の条件及び手順

本報で試験を行った運転条件を表 2 に示す。ケース No.8 は、全ての室内側試験室に対して室内機定格暖房能力（6.25kW）の 100%の熱量（負荷）を強制的に与えた状態で暖房運転し運転データを取得するケースである。室外側試験室の条件は 7°CDB/6°CWB、室内機設定温度は 20°Cとする。No.9～No.12 は No.8 と同様の条件で、室内側試験室に与える熱量を室内機定格暖房能力の 75%、50%、25%、15%とするケースである。なお、負荷固定試験では、エアコンの制御パラメータ等の操作はせず、建築物に据え付けられる状態（VRF エアコン内部の機構で動作は制御される）で運転するため、目標負荷率が小さいケースでは発停運転が起こり得る。また、処理熱量や室温は常に変動し、表 2 に示す目標負荷率や室内設定温度と同じにはならない。No.13～15 は外気温度を 2°CDB/1°CWB に変更したケース、No.16～18 は室内温度設定値を 25°C に変更したケースである。No.19、20 は各室内機の処理熱量に偏在があるケース、No.21 は室温設定値に偏在があるケースである。No.22～35 は冷房運転時の試験条件であり、暖房運転時と構成は同じである。

室内機の風量設定について、負荷率 100%の試験時は

表 3 試験結果

ケース No.	冷暖	処理熱量 [kW]	消費電力 [kW]	効率 [-]	室内機							
					平均負荷率 [%]				平均吸込温度 [°C]			
					A 室	B 室	C 室	D 室	A 室	B 室	C 室	D 室
8	暖房	23.32	7.49	3.11	93%	92%	94%	94%	19.6	19.5	19.1	19.3
9		18.21	6.00	3.04	73%	73%	73%	72%	18.9	19.1	19.3	19.7
10		12.41	3.88	3.20	50%	50%	50%	49%	19.2	19.1	19.1	19.5
11		6.05	2.06	2.94	24%	24%	24%	25%	20.4	20.3	20.3	20.1
12		3.36	1.36	2.47	14%	13%	13%	13%	19.3	19.3	19.2	19.8
13		15.84	6.68	2.37	63%	63%	63%	64%	19.5	19.5	19.4	19.7
14		12.61	4.96	2.54	50%	50%	52%	50%	19.2	19.3	19.0	19.6
15		5.93	2.63	2.26	24%	24%	23%	23%	18.9	19.1	18.9	19.3
16		22.78	7.32	3.11	92%	90%	91%	91%	23.8	23.8	23.5	23.7
17		13.14	4.33	3.04	55%	51%	53%	52%	23.7	23.8	23.7	24.2
18		6.98	2.44	2.87	27%	29%	27%	29%	24.1	24.0	24.0	24.3
19		12.08	3.88	3.11	40%	40%	73%	41%	19.7	19.6	19.2	19.8
20	冷房	12.01	3.82	3.15	32%	32%	95%	32%	21.8	21.3	19.8	21.5
21		12.41	4.07	3.05	50%	50%	49%	50%	18.5	24.1	23.9	19.3
22		21.04	6.89	3.06	93%	94%	94%	95%	27.6	27.6	28.1	27.9
23		15.82	4.62	3.42	71%	70%	71%	71%	26.5	26.5	26.7	26.7
24		9.54	2.63	3.62	43%	44%	44%	39%	26.3	26.1	26.4	26.7
25		4.40	1.03	4.27	19%	19%	21%	20%	26.8	26.9	26.3	26.9
26		1.94	0.72	2.69	8%	8%	10%	9%	26.7	26.7	26.3	26.8
27		20.76	5.86	3.54	92%	94%	91%	93%	26.6	26.5	26.7	26.8
28		10.58	1.66	6.36	56%	45%	44%	44%	25.9	26.4	26.5	26.4
29		4.31	1.06	4.06	19%	19%	19%	19%	25.8	25.9	25.5	25.9
30		21.78	6.89	3.16	96%	98%	97%	98%	25.5	25.4	25.7	25.7
31		11.17	2.97	3.76	50%	49%	50%	51%	21.7	21.6	21.4	21.6
32		5.66	1.54	3.68	25%	25%	26%	26%	20.7	20.9	20.5	20.8
33		10.12	3.13	3.23	37%	37%	68%	38%	26.1	26.0	26.7	26.1
34		9.65	3.16	3.06	93%	29%	23%	27%	27.8	26.0	25.4	26.1
35		10.83	3.05	3.55	49%	48%	47%	49%	22.2	26.1	25.7	22.1

「急（最大）」、負荷率 100%以外については「自動」と設定して試験を行った。

各条件について、連続で試験は行わず、1 日 1 条件ずつ設定を変えて実施した。試験手順を次に示す。

- 1) 室内側試験室内の温熱環境、特に室内機と連結させたチャンバーボックス内の熱の滞留をリセットするために、チャンバーボックスの開口を解放した状態で、試験設備側空調機により送風運転を行う。この際、試験対象エアコンは停止した状態とする（室内機の吹き出し口のフラップは閉まったまま）。全ての室内機の吸込空気温度と吹出空気温度の差が $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ の範囲内に収まるまで運転を続ける。
- 2) 室外側試験室、室内側試験室それぞれについて、設定温湿度の値を指示調節計に入力し、試験設備側空調機の運転を行う。室外機及び室内機の吸込空気乾球温度及び湿球温度と設定温度との差が $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ の範囲内に収まるまで運転を続ける。
- 3) 室外機及び室内機の温度条件が安定したら試験を開始する。試験対象エアコンを起動し、室内側試験室への熱量の供給を開始する。熱量の供給については 10 分後に設定値に達するように徐々に変化させる。
- 4) 供給熱量を安定された状態で 3 時間以上連続してエアコンを運転する。

ここで、4)において、供給熱量が安定しないケースが幾つか発生した。この際、試験設備側空調機の制御パラメータを調整することで対応した。本試験設備では、負荷率が

高い場合は PID 制御の P 制御を遅く設定し、逆に負荷率が小さい場合は早く設定すると、供給熱量が安定した。

5. 負荷固定試験の結果

試験結果を表 3 に示す。各ケースについて 3 時間以上のデータ測定を行っているが、処理熱量や温湿度が目標値付近で安定している時間帯もしくは目標値付近で周期的に変動している時間帯を目視で抜き出し、この時間帯の処理熱量と消費電力を平均化した。このデータの平均化方法は恣意的であるため、より合理的にデータ抽出時間を決定する方法を今後検討する必要がある。

暖房時 (No.8~12) 及び冷房時 (No.22~26) の試験結果を用いて、処理熱量と消費電力の関係をグラフ化した結果を図 1、2 に示す。暖房時、冷房時とも、処理熱量と消費電力はほぼ比例関係にあることが分かる。

暖房時 (No.13~15) 及び冷房時 (No.27~29) の試験結果を用いて、外気温が変化した場合の関係をグラフ化した結果を図 3、4 に示す。図 3、4 における灰色のプロットは、図 1、2 で示した試験結果である。暖房時については室外側試験室の温湿度を $7^{\circ}\text{CDB}/6^{\circ}\text{CWB}$ から $2^{\circ}\text{CDB}/1^{\circ}\text{CWB}$ に変更することで、同じ処理熱量に対して消費電力が増加することが分かる。冷房時については、室外側試験室の温湿度を $35^{\circ}\text{CDB}/24^{\circ}\text{CWB}$ から $29^{\circ}\text{CDB}/19^{\circ}\text{CWB}$ に変更することで、消費電力は減少することが分かる。

暖房時 (No.16~18) 及び冷房時 (No.30~32) の試験結果を用いて、室温が変化した場合の関係をグラフ化した結

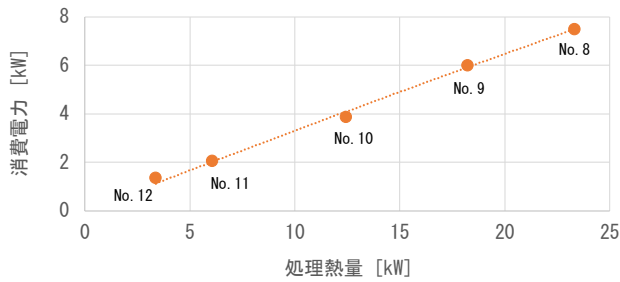


図1 処理熱量と消費電力の関係（暖房）

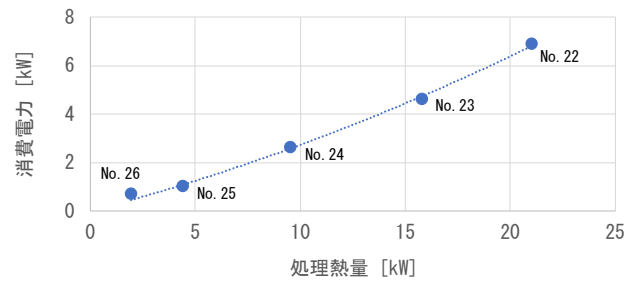


図2 処理熱量と消費電力の関係（冷房）

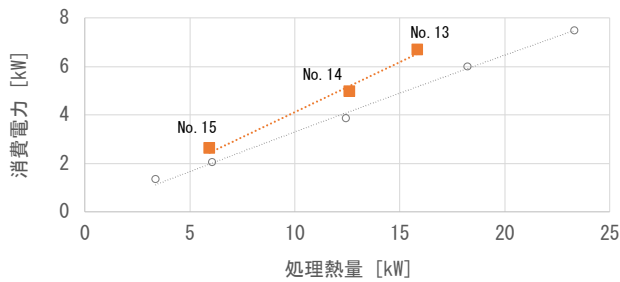


図3 外気温による特性の変化（暖房）

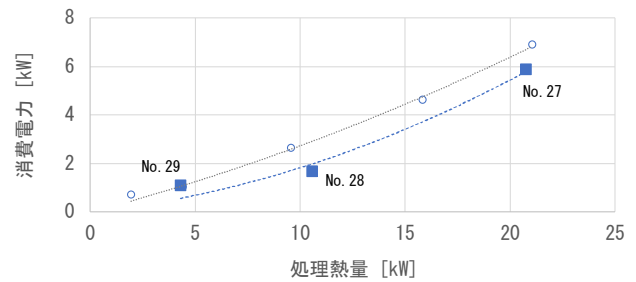


図4 外気温による特性の変化（冷房）

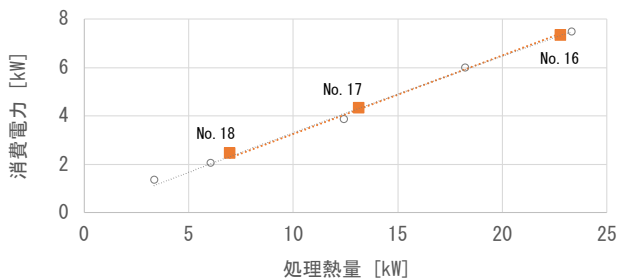


図5 室温による特性の変化（暖房）

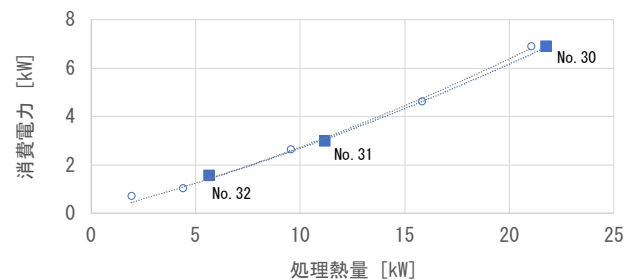


図6 室温による特性の変化（冷房）

果を図5、6に示す。本報で試験対象としたエアコンにおいては、冷房、暖房ともに室温による特性の変化は見られない。

暖房時（No.19、20）及び冷房時（No.33、34）の試験結果を用いて、負荷率の偏在の影響を分析する。暖房について、負荷の偏在がないNo.10（平均負荷率49.6%）と負荷の偏在があるNo.19（平均負荷率48.3%）、No.20（平均負荷率48.0%）を比較すると、No.10の効率は3.20であるがNo.19、20の効率は3.11、3.15であり、負荷偏在により僅かながら効率が低下している。冷房についても同様に、負荷の偏在がないNo.24（平均負荷率42.6%）と負荷の偏在があるNo.33（平均負荷率45.2%）、No.34（平均負荷率43.1%）を比較すると、No.24の効率は3.62であるが、No.33、34の効率は3.23、3.06であり、負荷偏在により効率が低下している。これは既報りの結果と同じである。

暖房時（No.21）及び冷房時（No.35）の試験結果を用いて、室温設定値の偏在の影響を分析する。暖房について、No.10（室温設定値20℃）の効率は3.20、No.17（室温設定値25℃）の効率は3.04、No.21（室温設定値20℃と25℃）の効率は3.05であり、No.21の効率は全て25℃設定値としたNo.17の効率とほぼ同じであることが分かる。冷房については、No.24（室温設定値27℃）の効率は3.62、

No.31（室温設定値22℃）の効率は3.76、No.35（室温設定値22℃と27℃）の効率は3.55であり、室温設定値に偏りがあると僅かではあるが効率が低下している。

まとめ

JISに準拠した試験設備において実働特性を明らかにするための負荷固定試験を実施し、ビル用マルチエアコンのエネルギー消費特性を明らかにした。次報では、シミュレーションモデルを構築し、本報で取得したデータを用いて精度検証を行う。

参考文献

- 1) 宮田征門: 処理熱量の偏在がマルチ型パッケージエアコンの運転効率に与える影響の解明, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第3巻, I-11, pp.41-44, 2018
- 2) 河野匡志, 赤羽元他: 人口環境試験装置を用いた空調・給湯機器の性能評価に関する研究, 環境試験装置の構築と機器性能の評価事例, 空気調和・衛生工学会 論文集, 空気調和・衛生工学会, Vol. 36, No. 169, pp.31-38, 2011

【謝辞】その1に加え、試験にご協力いただいた東京電力ホールディングス株式会社の釘持尚紀氏、長崎芳樹氏に謝意を表す。また、本研究の一部はJSPS科研費JP21K04387の助成により実施されたものである。

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの 設計ガイドライン作成に関する研究

その3 試験室におけるビル用マルチエアコンの 実働特性の測定

本研究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）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○宮田 征門（国土技術政策総合研究所）、
富樫 英介、芹川 真緒、辻丸 のりえ、
佐藤 誠、柳原 隆司

はじめに

■ 本報の概要

- ・次報で説明するシミュレーションモデルの精度検証用データを取得することを目的として、**試験室においてビル用マルチエアコンのエネルギー消費特性に関わる試験**を実施。

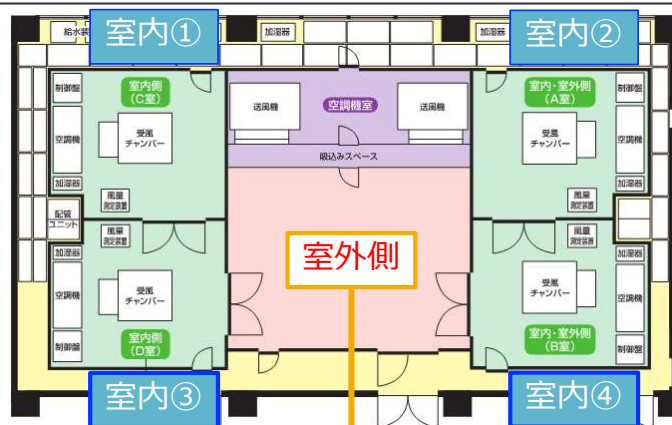
■ 試験の特徴

- ・シミュレーションモデルは実働条件下におけるエネルギー消費特性を正確に表現出来る必要がある。
- ・本報では、エアコン内部の制御をオフにして圧縮機回転数や冷媒圧力等の運転点を強制的に固定した状態で行うJISに基づく試験方法ではなく、この固定を実施せずにエアコン内部の制御を活かした状態で一定の負荷を与える試験方法（負荷固定試験）により、エネルギー消費特性を試験。

1. 試験設備

■ 試験設備の特徴

- ・ 東京電力ホールディングスが所有する試験設備を使用。
- ・ **室外側試験室 1 室 + 室内側試験室 4 室。**
- ・ JIS B 8615:2013の附属書Eで規定されている「室内側空気エンタルピー試験法」の要件を満たした設備。
- ・ 空気エンタルピー測定装置としては「トンネル形空気エンタルピー測定装置」を採用。
- ・ **各室内側試験室に対して任意の熱量（冷熱負荷、温熱負荷）を供給する機能を有する。**



2. 計測対象エアコン

■ エアコンの性能

- ・ 国内メーカー製エアコン(8馬力)
- ・ 室内機には天井埋込カセット形室内機（2馬力）を4台使用。
 - ・ 4室ある室内側試験室（A～D室）に室内機を1台ずつ設置。

■ JIS試験の実施（動作確認）

- ・ 室内機接続台数や冷媒配管長の差等により、カタログ値とは若干の差が生じる。メーカーの見解も踏まえ、適切に設置されていると判断。

		能力[kW]	消費電力[kW]	効率[-]
定格暖房標準	カタログ値	25.0	6.23	4.01
	測定値	25.2	6.82	3.70
中間暖房標準	カタログ値	11.3	1.77	6.38
	測定値	11.4	2.06	5.53
定格冷房標準	カタログ値	22.4	5.84	3.84
	測定値	22.5	6.83	3.29
中間冷房標準	カタログ値	10.1	1.80	5.61
	測定値	8.8	1.82	4.85

+9%

+17%

3. 負荷固定試験の条件

■ 試験条件 (負荷率、外気温、室温、負荷偏在、室温偏在)

ケース No.	冷暖	室外側試験室		室内側試験室							
		外気温湿度	目標負荷率 [%]				室内設定温度 [°C]				室内機 風量設定
			A室	B室	C室	D室	A室	B室	C室	D室	
8	暖房	7°CDB / 6°CWB	100	100	100	100	20	20	20	20	急
9			75	75	75	75	20	20	20	20	自動
10			50	50	50	50	20	20	20	20	自動
11			25	25	25	25	20	20	20	20	自動
12			15	15	15	15	20	20	20	20	自動
13		2°CDB / 1°CWB	65	65	65	65	20	20	20	20	自動
14			50	50	50	50	20	20	20	20	自動
15			25	25	25	25	20	20	20	20	自動
16		7°CDB / 6°CWB	100	100	100	100	25	25	25	25	急
17			50	50	50	50	25	25	25	25	自動
18			25	25	25	25	25	25	25	25	自動
19			42	42	75	42	20	20	20	20	自動
20			33	33	100	33	20	20	20	20	急／自動
21			50	50	50	50	20	25	25	20	自動
22			100	100	100	100	27	27	27	27	急
23		35°CDB / 24°CWB	75	75	75	75	27	27	27	27	自動
24			50	50	50	50	27	27	27	27	自動
25			25	25	25	25	28	28	28	28	自動
26			15	15	15	15	28	28	28	28	自動
27	29°CDB / 19°CWB	100	100	100	100	27	27	27	27	急	
28		50	50	50	50	27	27	27	27	自動	
29		25	25	25	25	27	27	27	27	自動	
30	35°CDB / 24°CWB	100	100	100	100	22	22	22	22	急	
31		50	50	50	50	22	22	22	22	自動	
32		25	25	25	25	22	22	22	22	自動	
33		42	42	75	42	27	27	27	27	自動	
34		33	33	100	33	27	27	27	27	急／自動	
35		50	50	50	50	22	27	27	22	自動	

- ・ 処理熱量や室温は常に変動し、表に示す目標負荷率や室内設定温度で一定とはならない。
- ・ 目標負荷率が小さい条件では発停運転が起こり得る。

4. 負荷固定試験の手順

■ 試験手順

- ① 試験設備側空調機により送風運転を行う。試験対象エアコンは停止した状態とする。全ての室内機の吸込空気温度と吹出空気温度の差が $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ の範囲内に収まるまで運転を続ける。
- ② 室外側試験室、室内側試験室それぞれについて、設定温湿度の値を指示調節計に入力し、試験設備側空調機の運転を行う。室外機及び室内機の吸込空気乾球温度及び湿球温度と設定温度との差が $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ の範囲内に収まるまで運転を続ける。
- ③ 試験対象エアコンを起動し、室内側試験室への熱量の供給を開始する。熱量の供給については10分後に設定値に達するように徐々に変化させる。
- ④ 供給熱量が安定した状態で3時間以上連続してエアコンを運転する。

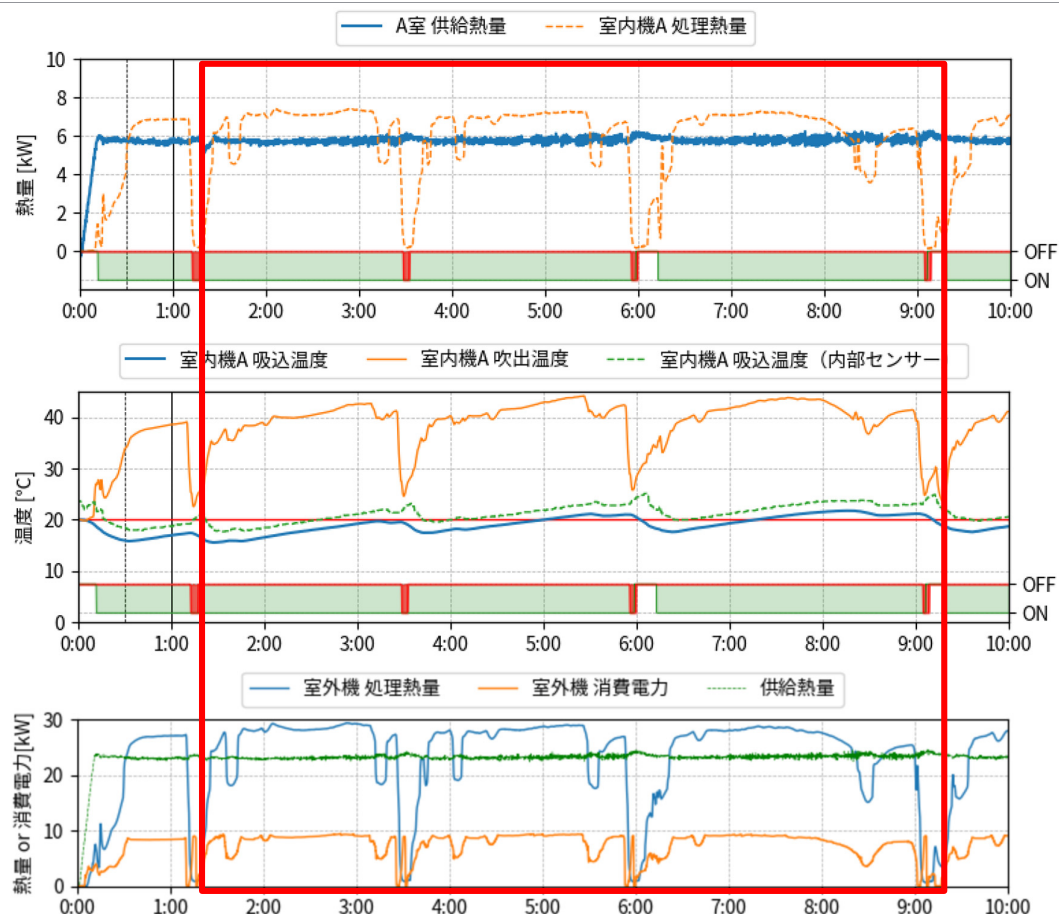
5. 試験結果（計測データの例：試験8 暖房100%）

■ 暖房100%

- ・ 2時間に一度程度デフロスト運転が入る。
- ・ 吸い込み温度は $20^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ 程度で推移。

■ データの抽出

処理熱量や温湿度が目標値付近で安定している時間帯もしくは目標値付近で周期的に変動している時間帯を**目視で抽出し**、**処理熱量と消費電力を平均化**。



5. 試験結果（計測データの例：試験25 冷房25%）

■ 冷房25%

- ・ 発停運転。
- ・ 室温は $27^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ で推移（ 28°C でサーモオンし、 26°C でサーモオフ）

■ データの抽出

処理熱量や温湿度が目標値付近で安定している時間帯もしくは目標値付近で周期的に変動している時間帯を**目視で抽出し**、**処理熱量と消費電力を平均化**。



5. 試験結果（暖房運転時の性能）

■ 得られた知見

- ・ 処理熱量と消費電力はほぼ比例関係にある。
- ・ 外気温が7℃から2℃に変化すると消費電力は約20%増加する。
- ・ 室温が特性に与える影響は小さい。
- ・ 処理熱量の偏在により、僅かに効率が低下する（偏在なし3.20→偏在あり3.11, 3.15）

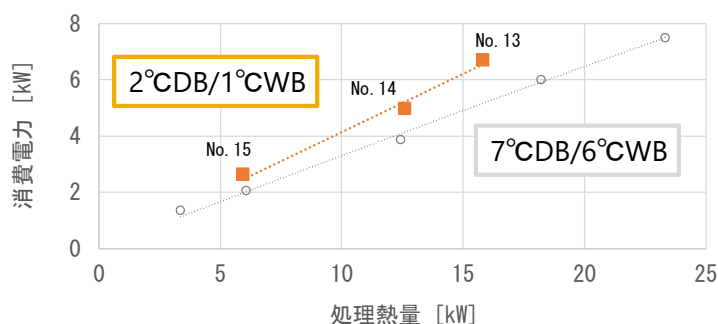


図3 外気温による特性の変化

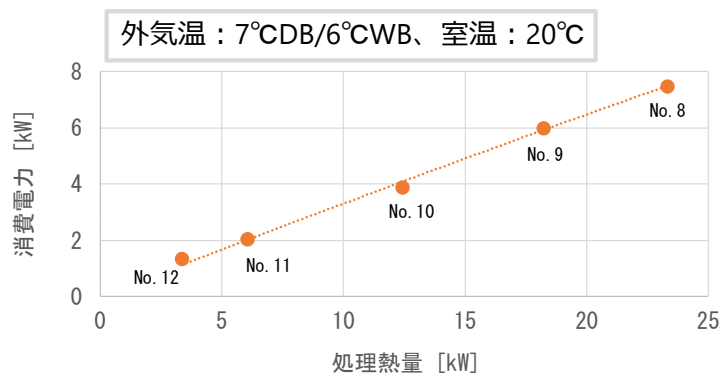


図1 処理熱量と消費電力の関係

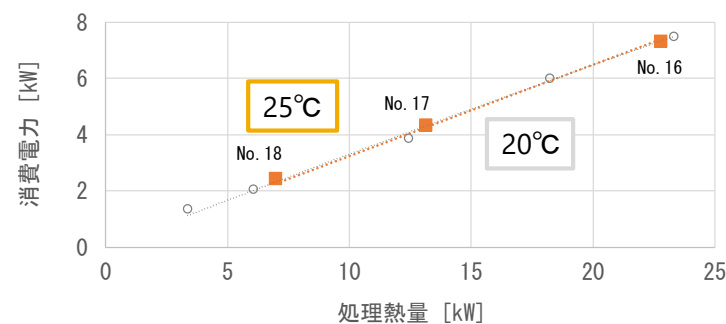


図5 室温による特性の変化

5. 試験結果（冷房運転時の性能）

■ 得られた知見

- ・ 処理熱量と消費電力はほぼ比例関係にある。
- ・ 外気温が35℃から29℃に変化すると消費電力は約30%低下する。
- ・ 室温が特性に与える影響は小さい。
- ・ 処理熱量の偏在により、効率が低下する（偏在なし3.62→偏在あり3.23, 3.06）

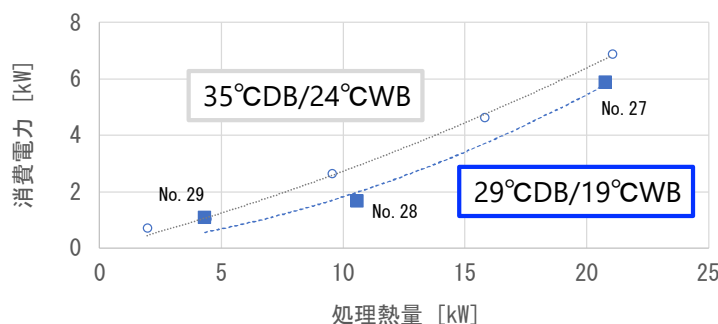


図4 外気温による特性の変化

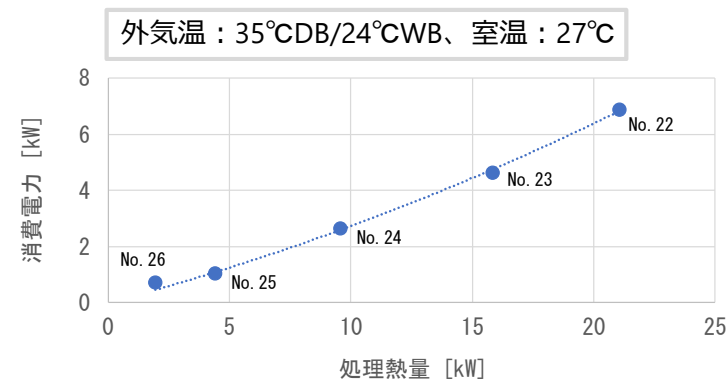


図2 処理熱量と消費電力の関係

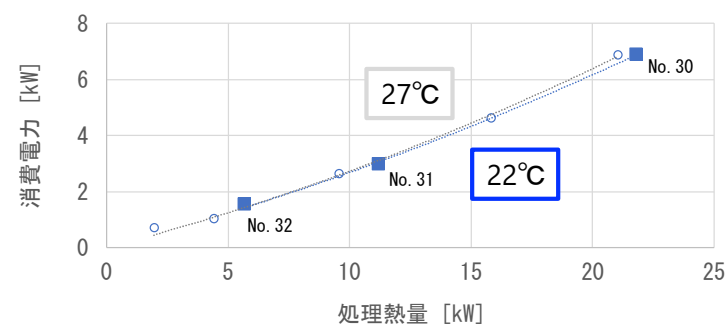


図6 室温による特性の変化

まとめ

- 次報で説明するシミュレーションモデルの精度検証用データを取得することを目的として、**ビル用マルチエアコンのエネルギー消費特性に関わる試験を実施。**
- JISとは異なり、**エアコン内部の制御を活かした状態で一定の負荷を与える試験方法（負荷固定試験）**を実施。
 - ・ 試験方法、データ分析方法については議論の余地あり。
- 今回計測した機種については、次の特徴が見られた。
 - ・ 処理熱量と消費電力はほぼ比例関係にある。
 - ・ 外気温の変化によりエネルギー消費特性は変化するが、室温設定値が変化しても特性に大きな影響はない。
 - ・ 処理熱量の偏在により運転効率が低下する。

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その4 個別分散空調システムのモデル化と実験データによる検証

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 4. Modeling of multi-split air-conditioning systems and validation with experimental data

正会員 ○富樫 英介（工学院大学）

正会員 芹川 真緒（神奈川大学）

正会員 辻丸のりえ（佐藤エネルギーリサーチ）

正会員 佐藤 誠（佐藤エネルギーリサーチ）

正会員 宮田 征門（国土技術政策総合研究所）

正会員 柳原隆司（RY 環境・エネルギー設計）

Eisuke TOGASHI*¹ Mao SERIKAWA*² Norie TUJIMARU*³

Makoto SATOH*³ Masato MIYATA*⁴ Ryuji YANAGIHARA*⁵

*¹ Kogakuin University *² Kanagawa University *³ Satoh Energy Research Co.

*⁴ National Institute for Land and Infrastructure Management *⁵ RY Environment & Energy Design

A new simulation model for multi-split air-conditioning systems has been developed, which can be applied to cases with unequal heat loads of indoor units and various inlet air temperatures and humidity levels. The accuracy of the model was verified by comparison with actual measurements.

はじめに

本研究では、快適かつ省エネルギーな個別分散型空調システムの設計を可能にするガイドラインの策定を目標としている。

一般に設備機器の容量は、一定の危険率を考慮した上で負荷が最大となる条件のもとに選定される。しかし、このような最大負荷条件が発生することは極めて稀で、現実の負荷は時間的、空間的に大きな分布を持つ。このため、期間的なエネルギー効率を高めるためには、非最大負荷条件において機器がどのような効率で運転できるのかを評価し、これを設計内容に反映しなければならない。

しかし、負荷の組み合わせは無数にあり、そのすべての条件に対する性能を、実験や実測によって確かめることは難しい。このような場面では、シミュレーションモデルによる理論的な検討が有効になる。

ところで、個別分散型空調システムのエネルギー性能は、単純に負荷率のみで決まらず、室内機の負荷の組み合わせや、それぞれの室内機がさらされる室内の温湿度条件にも影響を受ける。このため、検討に使うシミュレーションモデルは、これらの条件の変化を適切にエネルギー性能に反映できなければならない。

そこで本研究では、物理モデルと特性モデルを組み合わせることで、上記の条件変化を評価できる新たなシミュレーションモデルを開発した。本報では、モデルの概要、精度検証結果、応用例について、報告する。

1. 計算モデルの説明

本モデルは既に報告しているため、詳細については文献 1 を参照されたい。ここでは、本研究の検討に関連の深い特徴のみを概説する。

1.1 個別分散型空調システムのエネルギー特性

室内で温熱環境に分布があり、室内機ごとに負荷率や吸込温湿度条件が異なると、個別分散型空調システムのエネルギー性能は大きく変わる。この主たる原因は、これらの条件が、システムとしての蒸発温度や凝縮温度に影響を与えるためである。

一般に、個別分散型空調システムは、1 系統の室外機に複数の室内機が接続されるが、蒸発温度や凝縮温度は室内機ごとに異ならず、システムとして共通の値に制御される。このため、システムの蒸発・凝縮温度は、最も負荷条件の厳しい室内機によって決まる。この蒸発・凝縮温度は圧縮比に直結するため、圧縮仕事に影響を与える。従って、特定の室内機の負荷条件は、システム全体のエネルギー性能を左右することになる。

以上により、現実の建物で発生する室内の温熱環境の分布を反映して、個別分散型空調システムのエネルギー性能を評価するためには、個別の室内機が様々な負荷条件のもとでどのような蒸発・凝縮温度を必要とするのかを適切に推定できなければならない。

1.2 蒸発・凝縮温度の推定法

本研究で開発した個別分散型空調システムのモデルは、室内機と室外機でそれぞれ行われる空気と冷媒との熱交

$$Q = \begin{cases} m_a c_a (t_{a,i} - t_{a,o}) \\ \varepsilon m_a c_a (t_{a,i} - t_r) \\ m_r (\hbar_{r,o} - \hbar_{r,i}) \end{cases} \quad 1)$$

式 1 を使えば、室内機の負荷の大きさ、吸込空気の温湿度、風量、がそれぞれ冷媒温度（圧力）にどのような影響を与えるのかを推定できる。

蒸発・凝縮温度から圧縮機の出入口の圧力 ($P_{cmp,o}$ [Pa] と $P_{cmp,i}$ [Pa]) を求められれば、必要な圧縮仕事 H_{ad} [W] との関係から式 2 で冷凍サイクルの運転点を特定することができる。

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_{cmp,i} v_r \left\{ \left(\frac{P_{cmp,o}}{P_{cmp,i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (2)$$

The diagram illustrates the energy flows in a VRF heat pump system. The system is enclosed in a dashed box labeled "VRF heat pump". It consists of the following components and energy flows:

- Compressor with gas engine or electric motor:** Receives input energy E (downward arrow) and rejects heat $E - H_{did} - Q_{rcv}$ (upward arrow). It is connected to the heat exchanger by a pipe carrying heat Q_{rcv} .
- Heat exchanger:** Receives heat H_{did} (downward arrow) from the refrigerant loop and rejects heat Q_{rcv} (downward arrow) to the refrigerant loop.
- Refrigerant:** A central component that circulates between the heat exchanger, evaporator, and condenser. It carries heat $Q_{cnd} = Q_{cvp} + Q_{rcv} + H_{did} - Q_{df}$ to the condenser and receives heat Q_{cnd} from the condenser.
- Evaporator:** Receives heat Q_{cnd} from the refrigerant loop and rejects heat Q_{df} (downward arrow) to the room or outdoor space. It is connected to the refrigerant loop by a pipe carrying heat Q_{cvp} .
- Condenser:** Receives heat Q_{cnd} from the refrigerant loop and rejects heat Q_{cnd} (downward arrow) to the outdoor or room space. It is connected to the refrigerant loop by a pipe carrying heat Q_{cnd} .

The system is labeled "Switch depending cooling or heating" at the bottom, indicating its dual functionality.

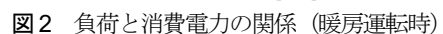
点線の内側は個別分散型空調システム内部でのエネルギーの流れを表す。冷却運転か加熱運転かに応じて室外機は凝縮器または蒸発器に切り替わり、外気へ放熱 (Q_{cond} [W]) したり、外気から吸熱 (Q_{evp} [W]) したりする。加熱時に除霜運転が発生すると、氷を溶かすために Q_{def} [W] のエネルギーがシステムの外に放出される。圧縮機には外部から E [W] のエネルギーが供給され、この内の一部が圧縮仕事 H_{ad} に変わる。ガスエンジンヒートポンプの場合に限り、 Q_{rcv} [W] の熱が回収され、残余の ($E - H_{\text{ad}} - Q_{\text{rcv}}$) は損失として外部に放出される。

前報で報告したそれぞれの試験条件について、計測された吸込温湿度と負荷をシミュレーションモデルに入力した。消費電力の実測値とモデルによる予測値を表 1 および表 2 に示す。ただし、誤差率は定格消費電力に対する比率とした。

Case	8 1	8 2	10	20	21	9	11	12
実測値	7.49	7.25	3.88	3.82	4.07	6.00	2.06	1.36
予測値	7.23	7.29	3.70	4.85	4.21	5.70	2.22	1.81
誤差率	4.2%	0.7%	2.8%	16.6%	2.3%	4.7%	2.6%	7.2%
Case	13	13.5	14	15	16	17	18	19
実測値	6.64	6.68	4.96	2.63	7.32	4.33	2.44	3.88
予測値	5.88	5.71	4.42	2.31	7.39	4.49	2.33	4.23
誤差率	12.2%	15.6%	8.6%	5.1%	1.2%	2.6%	1.7%	5.5%

Case	22_1	22_2	24	28	34	35	23	25	25_2
実測値	6.89	7.01	2.63	1.66	3.16	3.05	4.62	1.42	1.03
予測値	6.79	6.89	2.38	2.21	3.11	3.40	4.84	1.42	1.42
誤差率	1.7%	2.0%	4.4%	9.3%	0.8%	6.0%	3.7%	0.0%	1.7%
Case	26	26_2	27	29	30	31	32	33	-
実測値	0.84	0.72	5.86	1.06	6.89	2.97	1.54	3.13	-
予測値	1.03	0.95	5.61	1.35	6.89	3.63	1.68	3.05	-
誤差率	3.2%	3.9%	4.3%	4.9%	0.0%	11.3%	2.5%	1.4%	-

図4に消費電力の予測値と実測値の関係を示す。プロットは総じて45度線上にある。これらのエネルギー消費の傾向が物理的に妥当かについて、暖房運転と冷房運転に分けて、以下に考察を記す。



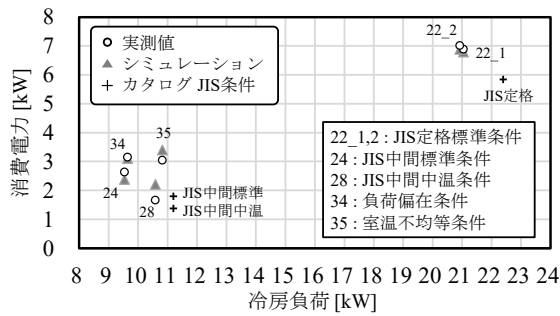


図3 負荷と消費電力の関係（冷房運転時）

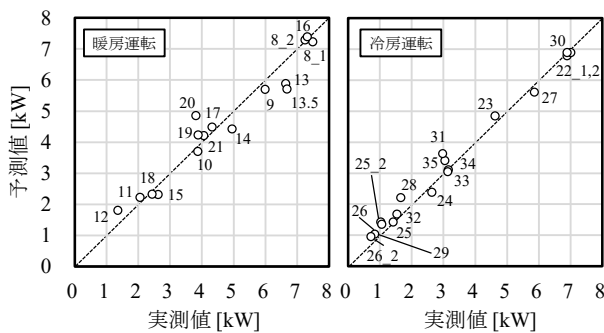


図4 消費電力の実測値と予測値の関係

2.1 暖房運転

1) 負荷率の均等減少

Case 8, 9, 10, 11, 12 は室内機の負荷率を均等に 100% から 75%、50%、25%、15% へ減少させている。この場合には消費電力も負荷率の減少に伴って低下する。実測値とシミュレーション結果はほぼ整合している。

2) 外気条件（室外機吸込温度）の変化

Case 8 と 13、Case 10 と 14、Case 11 と 15、はそれぞれ、室内機条件を同一に保ったまま、外気温度を変化させている。Case 13、14、15 は相対的に外気温度が低いため、蒸発温度を高めなければならず、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、Case 13 は過負荷となるため、単純には比較ができない。Case 10 と 14、Case 11 と 15 に関しては、モデルは傾向を捉えられている。なお、Case 13、13.5、14 では、それぞれ 1.80、1.11、0.37kW の除霜負荷が発生している。

3) 室内機吸込温度の変化

Case 8 と 16、Case 10 と 17、Case 11 と 18、はそれぞれ、外気条件を同一に保ったまま、室内機吸込温度を変化させている。Case 16、17、18 は相対的に吸込温度が高いため、凝縮温度を上げる必要があり、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、Case 16 は過負荷となるため、単純には比較ができない。シミュレーションでも未処理負荷が出力されている。

4) 不均等な室内機負荷率

Case 19 と 20 は Case 10 と同様にシステム全体の負荷

率は 50% だが、室内機ごとの負荷率が異なる。室内機の負荷率が 1 台でも高いと、当該室内機が高い凝縮温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現しているが、実測値は先に説明したように 50% までは凝縮温度が変わらないため、ほぼ同等の消費電力となっている。

5) 不均等な室内機吸込温度

Case 21 は Case 10 と同様にシステム全体の負荷率は 50% だが、半分の室内機の吸込温度が高い。このため当該室内機は高い凝縮温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現しているが、実測値は先述の理由により、ほぼ同等の消費電力となっている。

2.2 冷房運転

1) 負荷率の均等減少

Case 22, 23, 24, 25, 26 は室内機の負荷率を均等に 100% から 75%、50%、25%、15% へ減少させている。この場合には消費電力も負荷率の減少に伴って低下する。実測値とシミュレーション結果はほぼ整合している。

2) 外気条件（室外機吸込温度）の変化

Case 22 と 27、Case 24 と 28、Case 25 と 29、はそれぞれ、室内機条件を同一に保ったまま、外気温度を変化させている。Case 27、28、29 は相対的に外気温度が低いため、凝縮温度を低くすることができ、圧縮比が小さくなり、消費電力が低下する。その効果は負荷率が高いほどに大きい。シミュレーションは傾向を捉えることができている。

3) 室内機吸込温度の変化

Case 22 と 30、Case 24 と 31、Case 25 と 32、はそれぞれ、外気条件を同一に保ったまま、室内機吸込温度を変化させている。Case 30、31、32 は相対的に吸込温度が低いため、蒸発温度を下げる必要があり、圧縮比が大きくなり、消費電力が増加する。ただし、Case 30 は負荷率が 100% のため、VRF の最大能力を超えてしまう。このため、シミュレーションでは消費電力は Case 22 とほぼかわらず、代わりに 1.5 kW 程度（定格能力比 7%）の未処理負荷が発生する。

4) 不均等な室内機負荷率

No. 33 と 34 は No. 24 と同様にシステム全体の負荷率は 50% だが、室内機ごとの負荷率が異なる。室内機の負荷率が 1 台でも高いと、当該室内機が低い蒸発温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現できている。

5) 不均等な室内機吸込温度

No. 35 は No. 24 と同様にシステム全体の負荷率は 50% だが、半分の室内機の吸込温度が低い。このため当該室内機は低い蒸発温度を要求するため、消費電力が大きくなる。シミュレーション結果はこの傾向を表現できている。

3. 外調機の系統分割効果の計算

開発したモデルの応用として外気処理機の系統分割について検討した。計算対象のシステムを図 5 に示す。Model A は非外調室内機と外調機 (OA) を同一の室外機 (O-1) に接続する。Model B は非外調室内機用の室外機 (O-2) とは別に、外調機専用の室外機 (O-3) を設ける。室外機の仕様を表 3 に示す。建物は参考文献 2 に記載の事務所建物の南側区画とした。

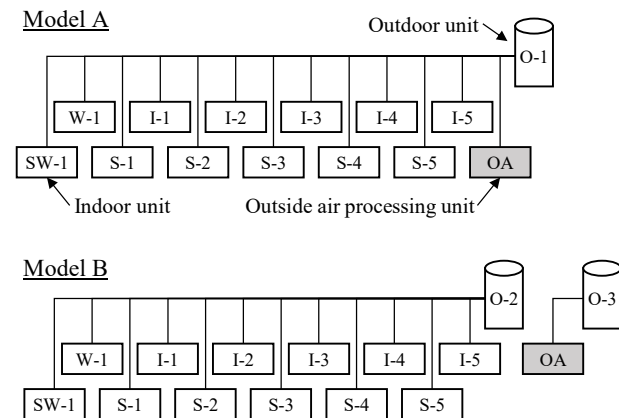


図 5 計算対象のシステム

表 3 室外機の仕様

-	条件	O-1	O-2	O-3
冷房	能力 [kW]			
	JIS 定格	94.0	60.7	33.3
	JIS 中間標準	42.3	27.3	15.0
	JIS 中間中温	43.5	28.1	15.4
	電力 [kW]			
	JIS 定格	29.5	19.1	10.5
加熱	JIS 中間標準	11.4	7.4	4.0
	JIS 中間中温	7.6	4.9	2.7
	能力 [kW]			
	JIS 定格	104.9	67.7	37.2
	JIS 中間標準	47.2	30.5	16.7
	電力 [kW]			
	JIS 定格	35.2	22.7	12.5
	JIS 中間標準	10.0	6.4	3.5
ファン	風量 [m³/min]	639	412	226
	消費電力 [kW]	2.84	1.83	1.01

外調機と非外調室内機を同一の室外機に接続すると、主に 2 つの理由でエネルギー性能に違いが現れる。

1 つは、外調機と非外調室内機とでは負荷特性が異なるため、蒸発温度や凝縮温度を調整しづらくなるという点である。例えば室内機の負荷が小さくても、外調機の負荷率が高ければ、システム全体としては圧縮比を高く維持する必要があり、増エネとなる。

もう 1 つは、外調機を接続すると、当該システムの蒸発温度は固定されるという点である。おそらくこれは外調機の潜熱処理能力を担保することを目的とした制御と想像できるが、明らかに冷房運転時の効率を低下させる。

これらの効果は、運転条件が蒸発温度や凝縮温度にどのように影響を与えるかを明示的に解くモデルでなければ評価することはできない。

本研究で開発したモデルを使って年間のエネルギー計算を実施した。負荷率と圧縮比の関係を図 6 に示す。同じ負荷率であっても Model B の方が圧縮比を下げることができる。

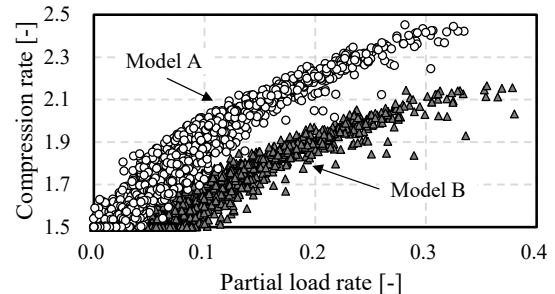


図 6 負荷率と圧縮比の関係

冷房運転、暖房運転、年間で、期間的な処理熱量、消費電力量、COP を集計した結果を図 7 に示す。圧縮比を下げることで、Model B の方が効率が高い。なお、冷房時に Model B の方が処理熱量が小さいのは、蒸発温度を上げることで潜熱処理量自体が減ったためである。

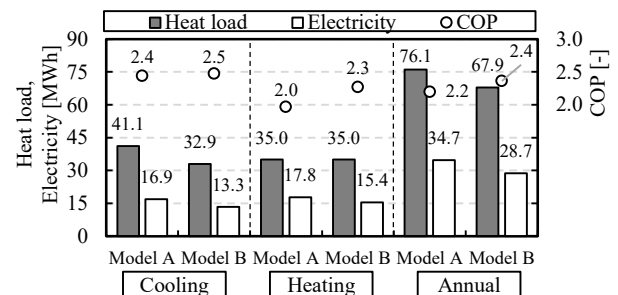


図 7 期間処理熱量、消費電力量、COP

まとめ

本報では、室内機の負荷が偏在したり、吸込温湿度に分布がある場合にも適用することができる、新たな個別分散型空調システムのシミュレーションモデルを開発と、実測値による精度検証の結果について、報告した。

参考文献

- 1) Eisuke Togashi and Makoto Satoh: Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building Performance Simulation, IBPSA, Vol. 14, No. 5, pp. 554-585, 2021
- 2) 空気調和・衛生工学会, SHASE-G 1008-2016, 建物エネルギーシミュレーションツールの評価手法に関するガイドライン, 2016

注 1) ここでは簡略化して表現したが、実際には伝熱面を濡れ領域、乾き領域、着霜領域にわけた上で、熱流を解いている。詳細は文献 1 を参照されたい。

【謝辞】 その 1 にまとめて記す

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの 設計ガイドライン作成に関する研究

その4 個別分散空調システムのモデル化と 実験データによる検証

本研究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）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○富樫 英介（工学院大学）
佐藤 誠、芹川 真緒、辻丸 のりえ、
宮田 征門、柳原 隆司

問題の所在

- 現実の熱負荷は空間的・時間的に分布を持つため、室内機は安定した定格条件ではほとんど動かない
- VRFのエネルギー効率、室内機ごとの負荷率や温湿度条件に強く影響を受ける
- この無数の条件の組み合わせに対して、網羅的に機器特性を用意することはできない

問題の所在

- 現実の熱負荷は空間的・時間的に分布を持つため、室内機は安定した定格条件ではほとんど動かない
- VRFのエネルギー効率、室内機ごとの負荷率や温湿度条件に強く影響を受ける
- この無数の条件の組み合わせに対して、網羅的に機器特性を用意することはできない
→特性モデルの限界

問題の解決法

- 特性モデルに物理モデルを組み合わせた、新たなエネルギー計算モデルを開発する
- モデルのパラメータはJIS試験点情報から初期化できるようにする

本日の発表内容

1) モデルの概要説明

2) モデルの精度検証

3) モデルの応用

モデルの詳細

The screenshot shows the Taylor & Francis Online interface for the article "Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation" by Eisuke Togashi and Makoto Satoh. The page includes a header with navigation links, a search bar, and a sidebar with article statistics (691 Views, 0 CrossRef citations, 0 Altmeteric). The main content area displays the article title, authors, and a brief abstract. The abstract describes the development of a variable refrigerant flow (VRF) heat pump model that combines multiple physical equations into one characteristic equation. The model is designed for annual-energy simulation and is sufficiently fast for practical applications, performing calculations for a building with 10,000 m² floor area in 1 minute. The page also features a "Full Article" button, a "Download citation" link, and a "Check for updates" button. A sidebar on the left lists the article's sections: Nomenclature, 1. Introduction, 2. Development of the physical model of evaporator, and 3. Development of the model. A "Related research" section on the right highlights a paper by David Blum et al. titled "Building optimization testing framework (BOPTEST) for simulation-based benchmarking of control strategies in buildings".

Taylor & Francis Online

Home ▶ All Journals ▶ Journal of Building Performance Simulation ▶ List of Issues ▶ Volume 14, Issue 5 ▶ Development of variable refrigerant flow

Journal of Building Performance Simulation >
Volume 14, 2021 - Issue 5

Submit an article Journal homepage

691 Views
0 CrossRef citations to date
0 Altmeteric

Listen

Articles

Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation

Eisuke Togashi & Makoto Satoh

Pages 554-585 | Received 03 Apr 2021, Accepted 23 Sep 2021, Published online: 19 Oct 2021

Download citation <https://doi.org/10.1080/19401493.2021.1986573> Check for updates

Full Article Figures & data References Citations Metrics Licensing Reprints & Permissions PDF | EPUB

Abstract

In this study, a model of a variable refrigerant flow (VRF) heat pump is developed that combines multiple physical equations into only one characteristic equation. The parameters of the characteristic equation are estimated according to the specifications in the manufacturer catalog published based on the definitions established by the Japanese Industrial Standards. This model allows the evaluation of effects that cannot be represented by the conventional models; for example, defrost, unbalanced heat loads, changes in pipe length, and changes in indoor and outdoor temperature, and humidity. The model is sufficiently fast for use in practical applications because it can perform calculation for building with 10,000 m² floor area in 1 min. The effects of the above-described characteristics on the

Formulae display: MathJax

Related research

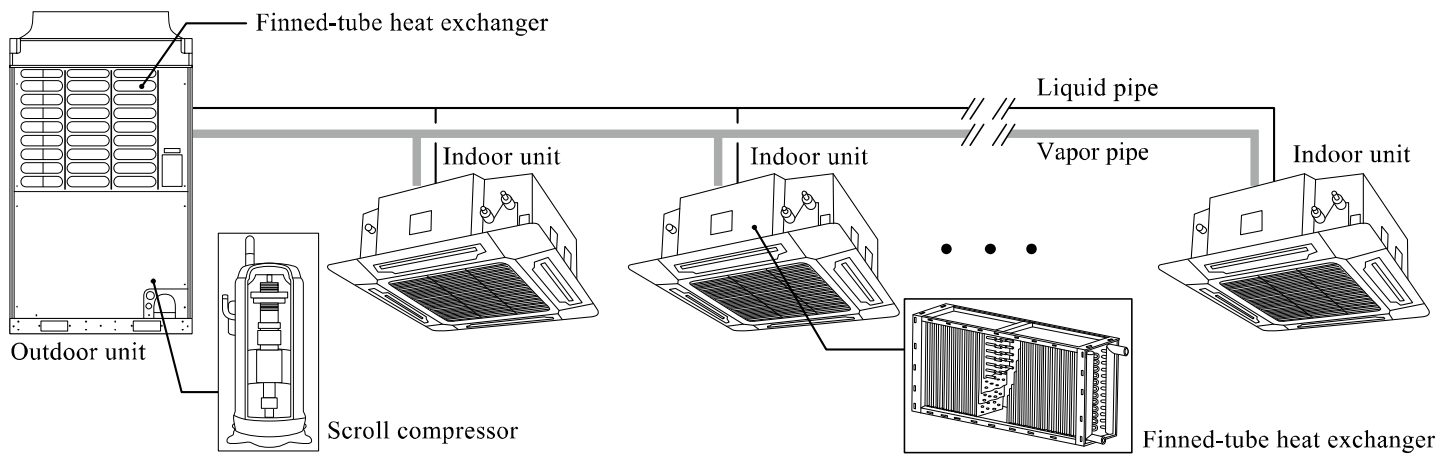
People also read Recommended articles Cited by

Building optimization testing framework (BOPTEST) for simulation-based benchmarking of control strategies in buildings >

David Blum et al.
Journal of Building Performance Simulation
Published online: 27 Oct 2021

Eisuke Togashi and Makoto Satoh: Development of variable refrigerant flow heat-pump model for annual-energy simulation, Journal of Building Performance Simulation, IBPSA, Vol. 14, No. 5, pp. 554-585, 2021

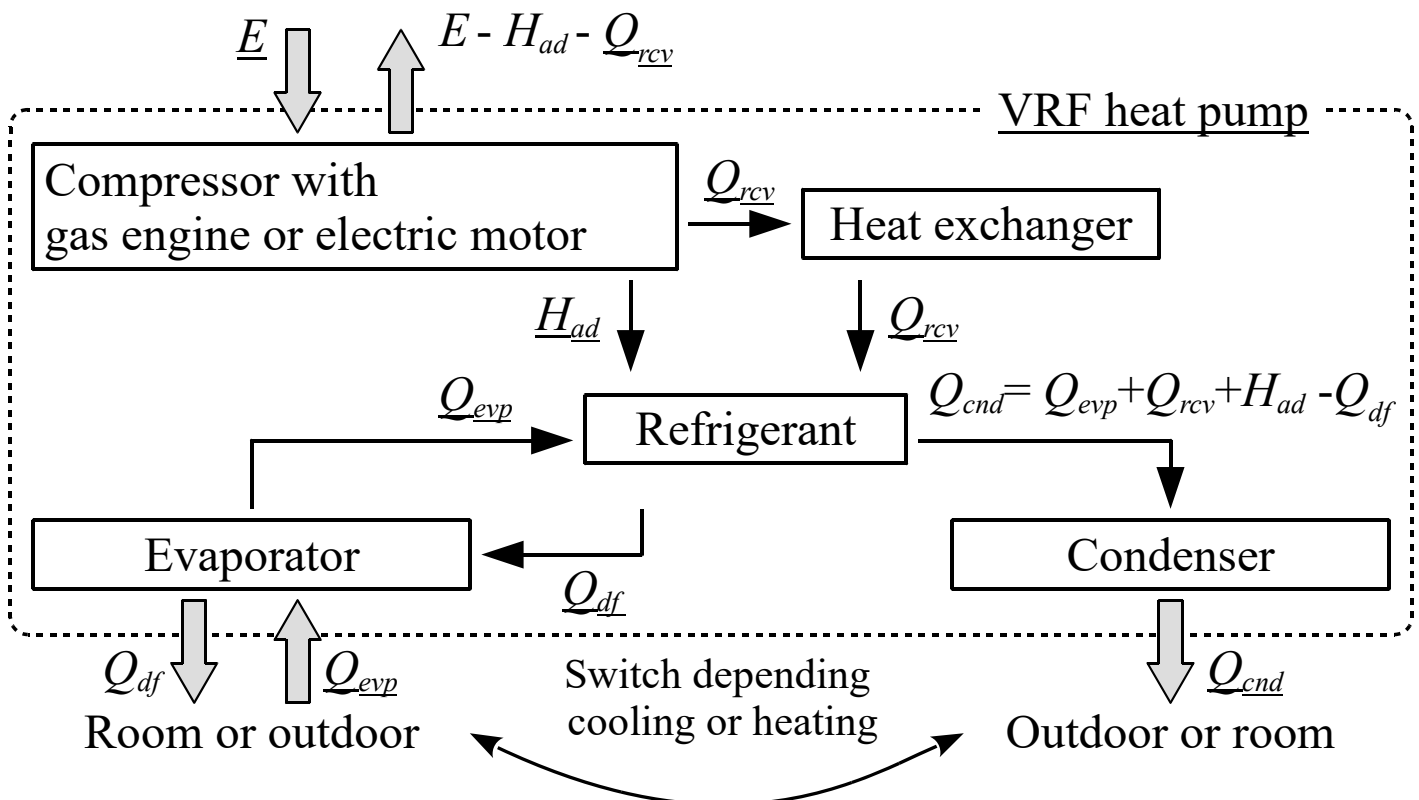
モデル化対象のVRFシステム



$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} P_{cmp,i} v_r \left\{ \left(\frac{P_{cmp,o}}{P_{cmp,i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

$$Q = \begin{cases} m_a c_a (t_{a,i} - t_{a,o}) \\ \varepsilon m_a c_a (t_{a,i} - t_r) \\ m_r (h_{r,o} - h_{r,i}) \end{cases}$$

モデルのエネルギーフロー

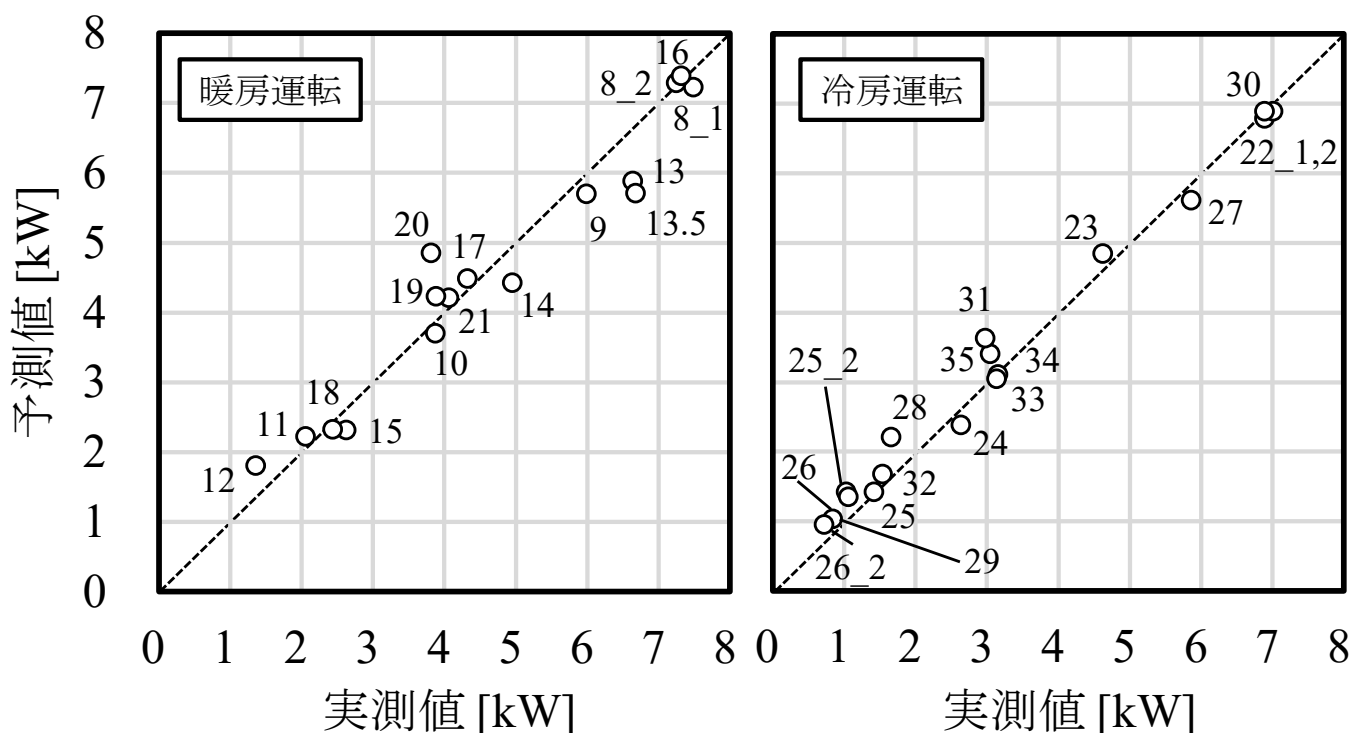


モデルの特徴

1. 室内機ごとの条件（負荷率・吸込空気）の違い
2. ガスエンジンヒートポンプの熱回収の効果
3. 除霜運転に必要なエネルギー
4. 配管長の影響
5. 冷房時の室外機散水の効果

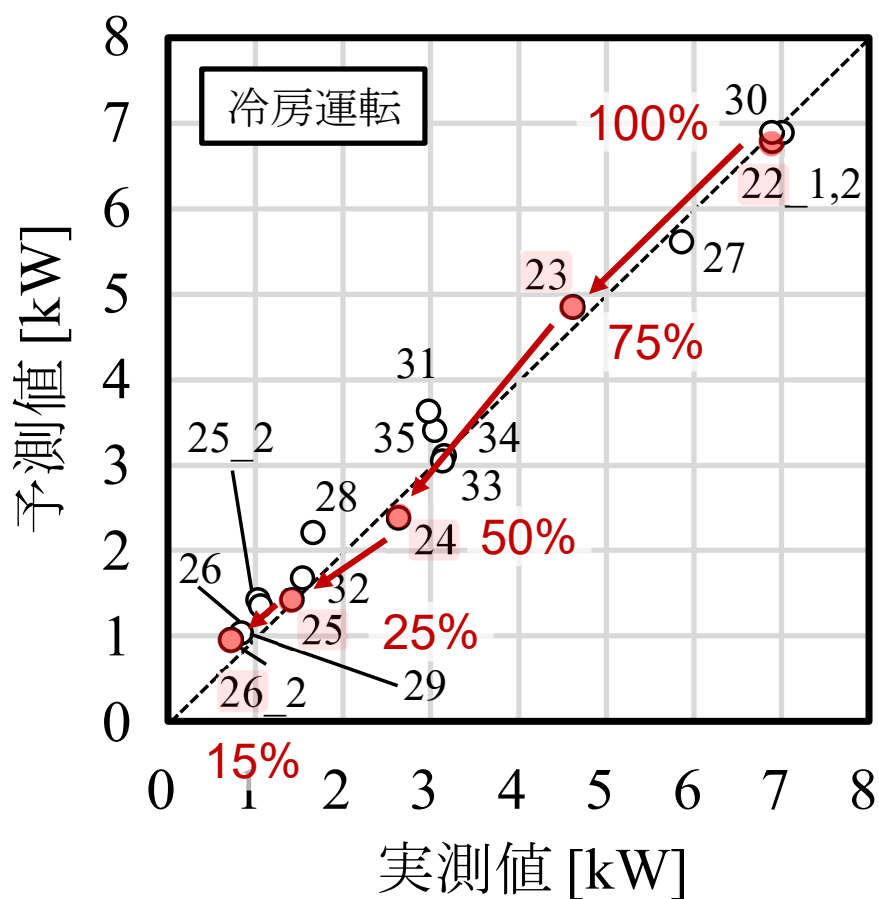
を物理式で表現できる

実験結果と予測値の比較

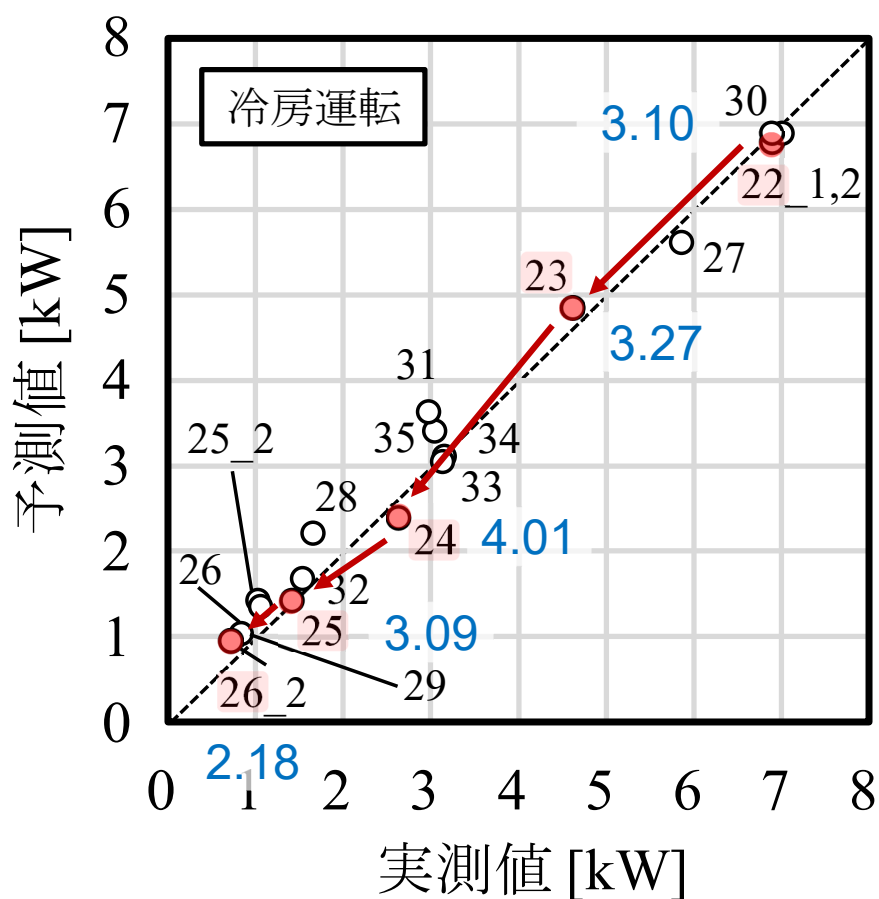


消費電力の実測値と予測値の関係

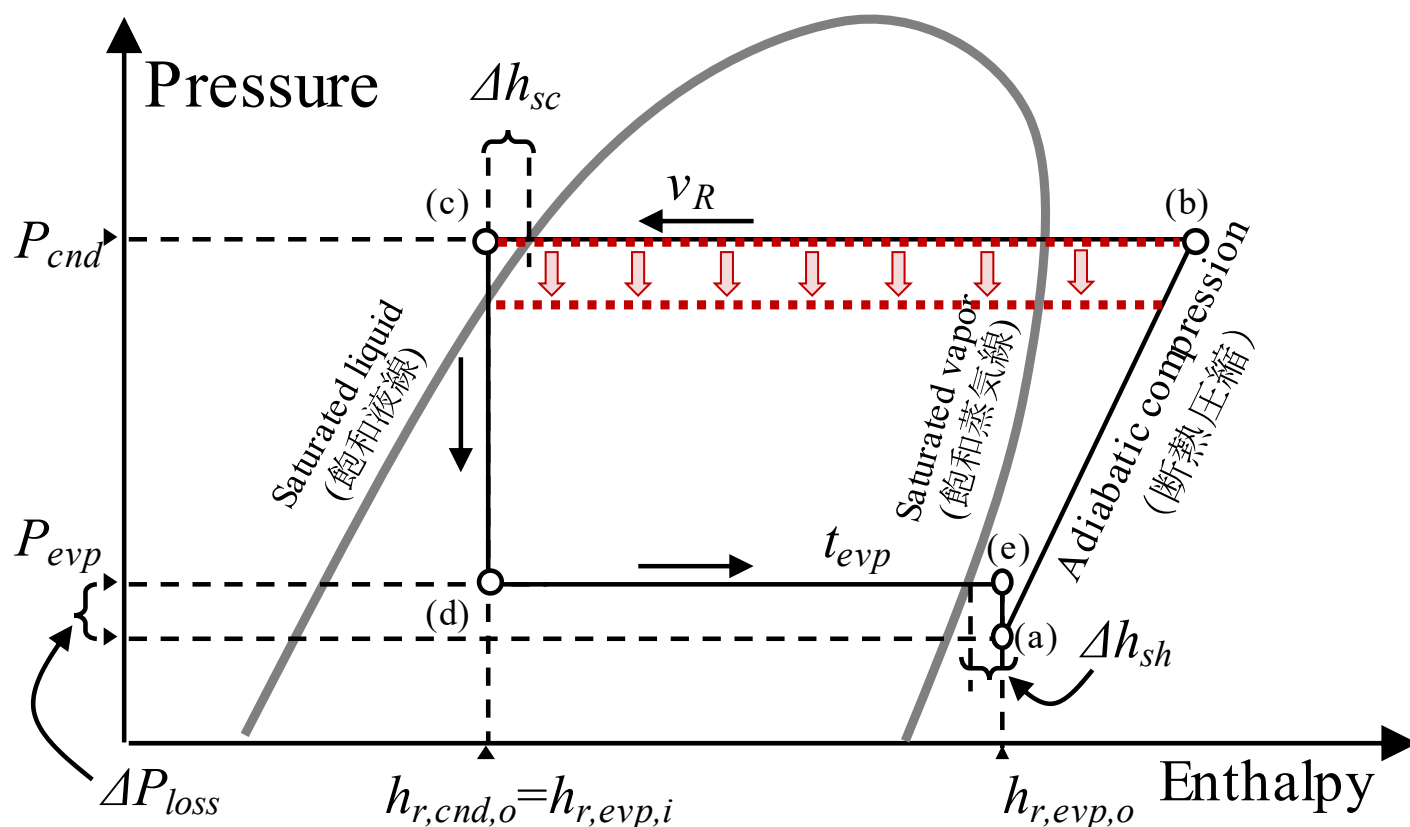
室内機負荷率の均等減少



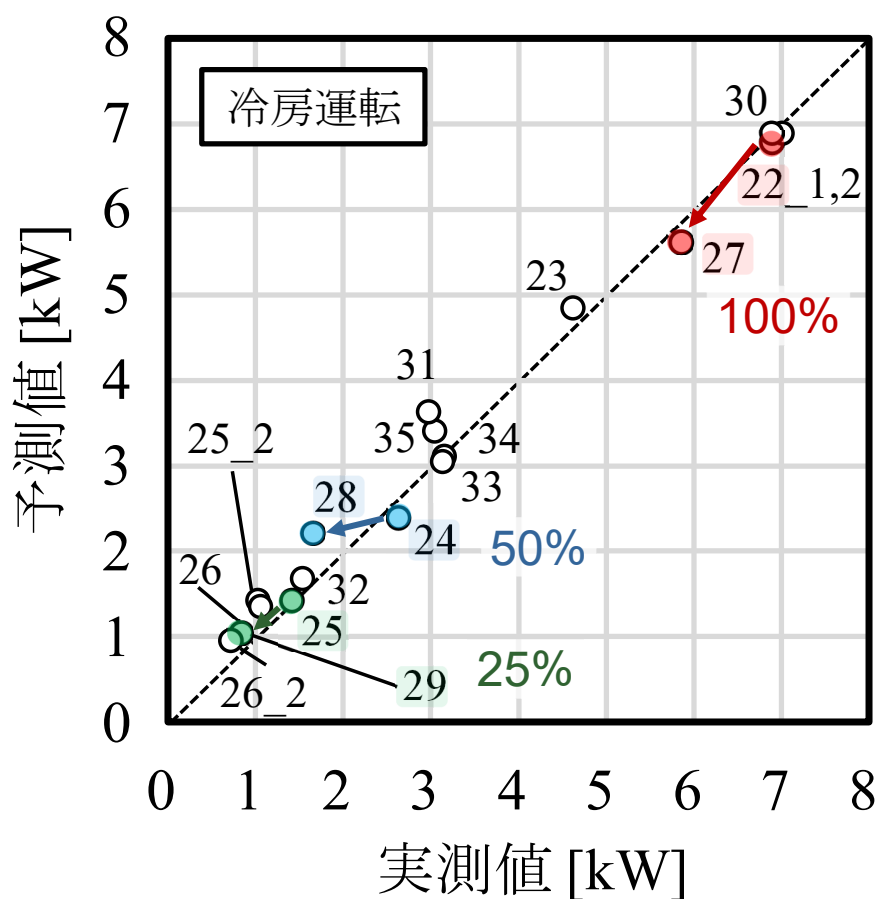
室内機負荷率の均等減少 (COP)



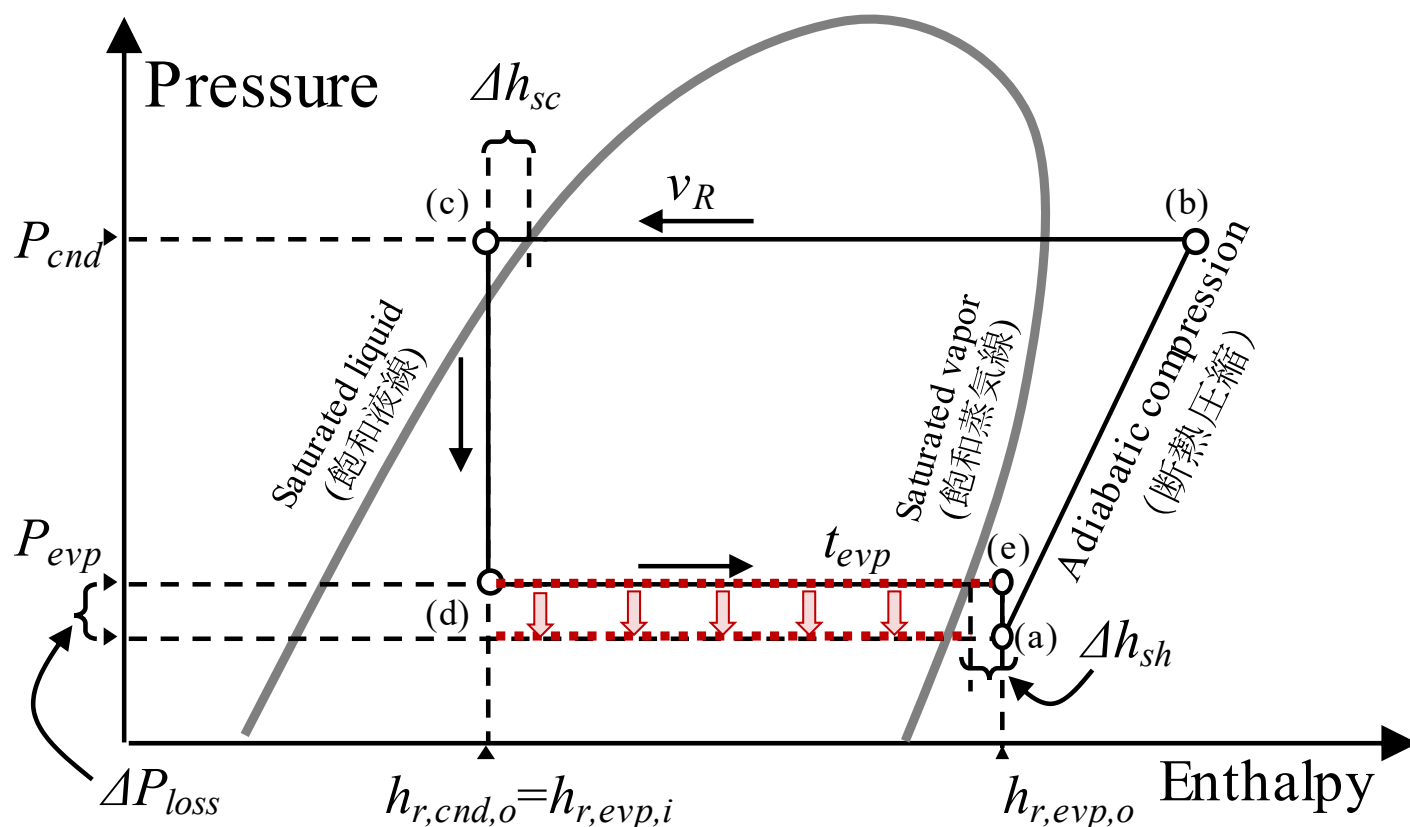
室外機吸込温度（35→29CDB）の変化



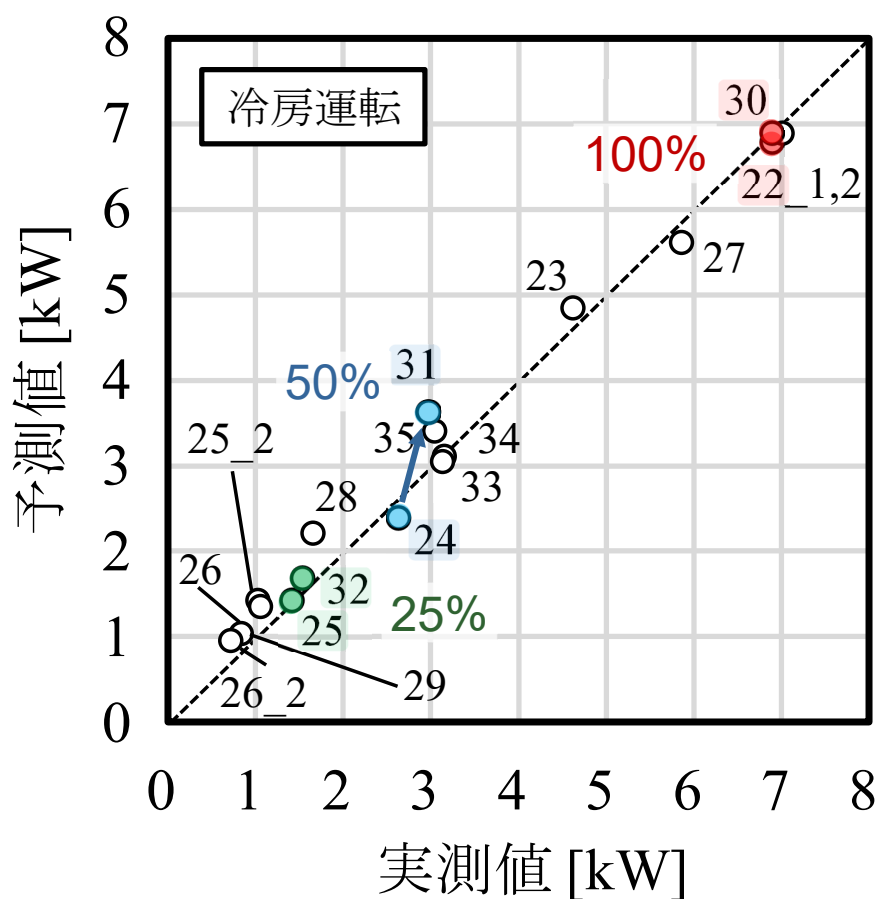
室外機吸込温度（35→29CDB）の変化



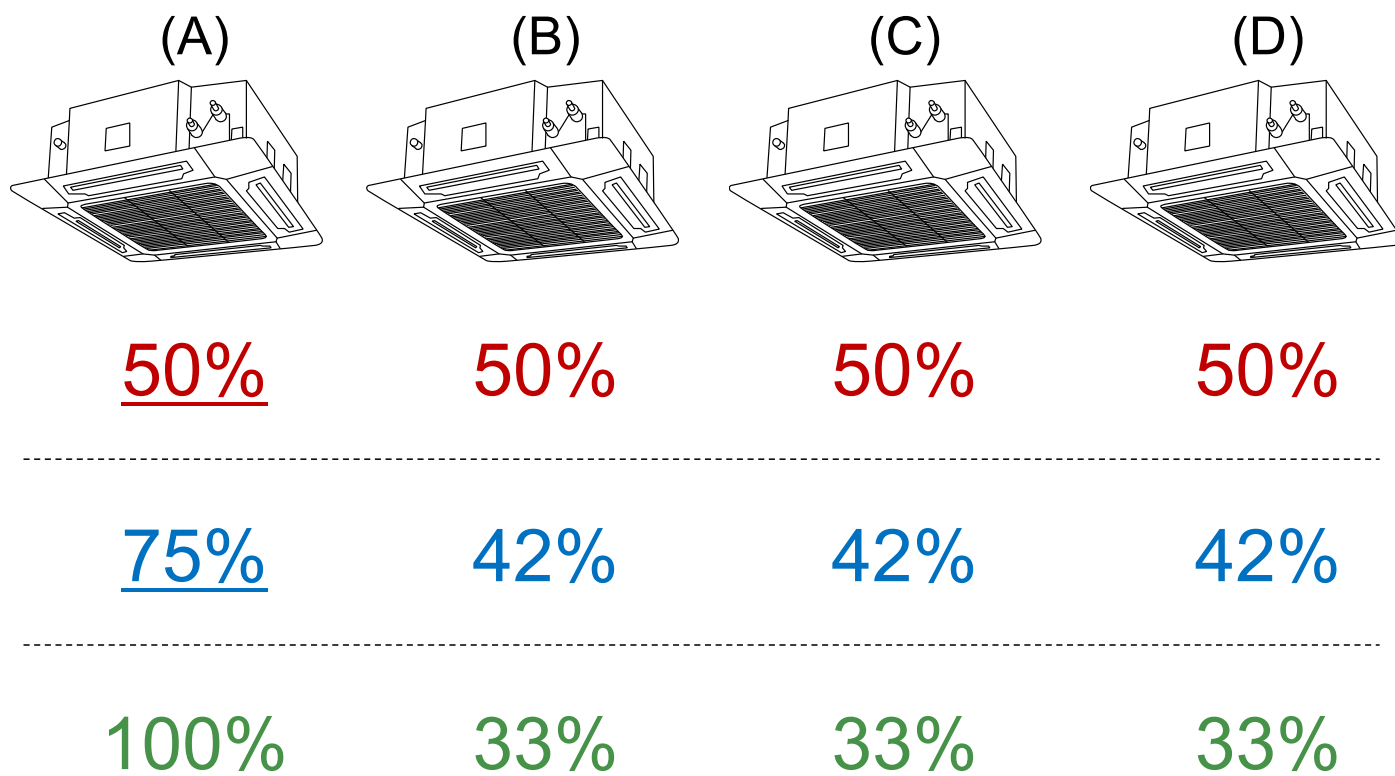
室内機吸込温度（27→22CDB）の変化



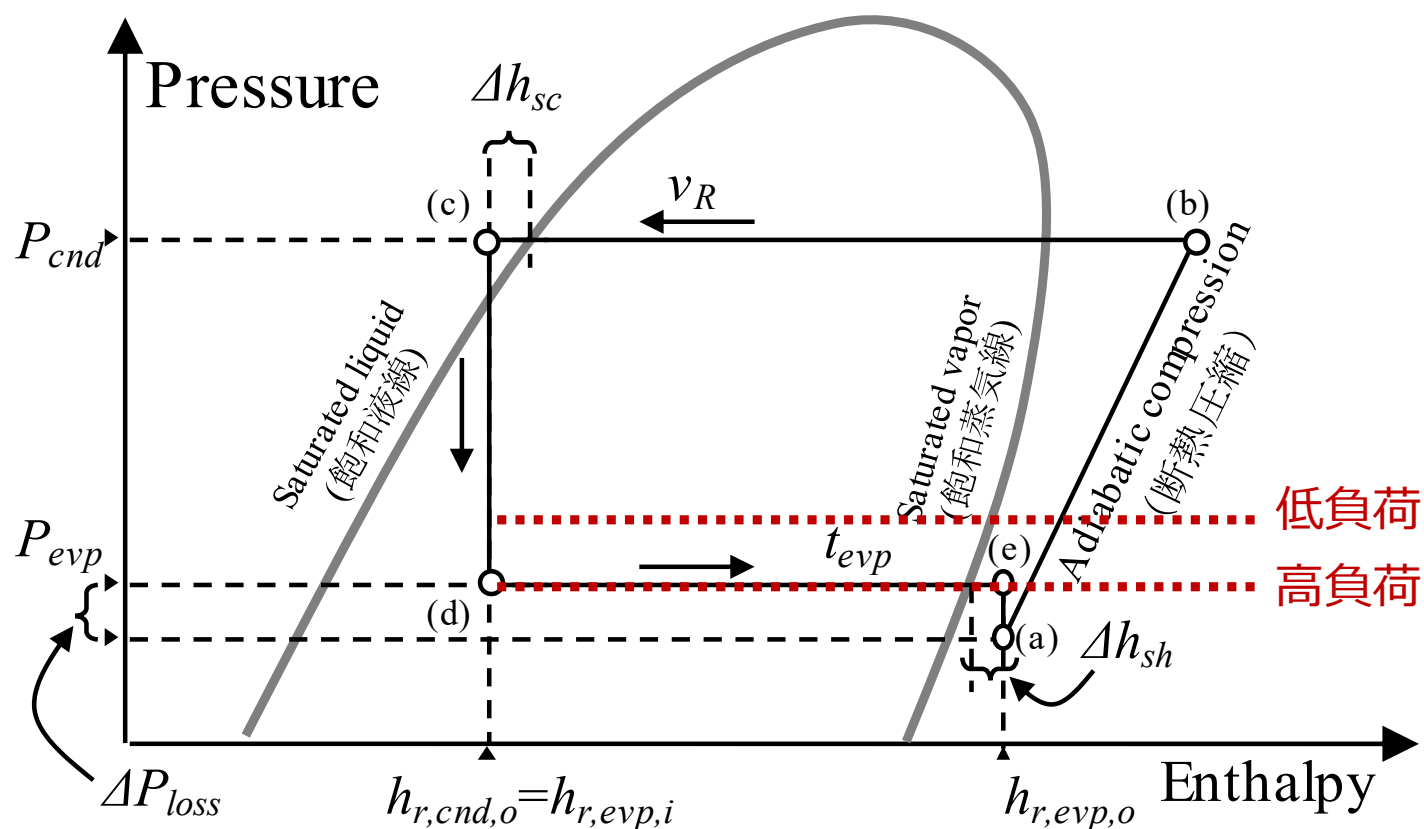
室内機吸込温度（27→22CDB）の変化



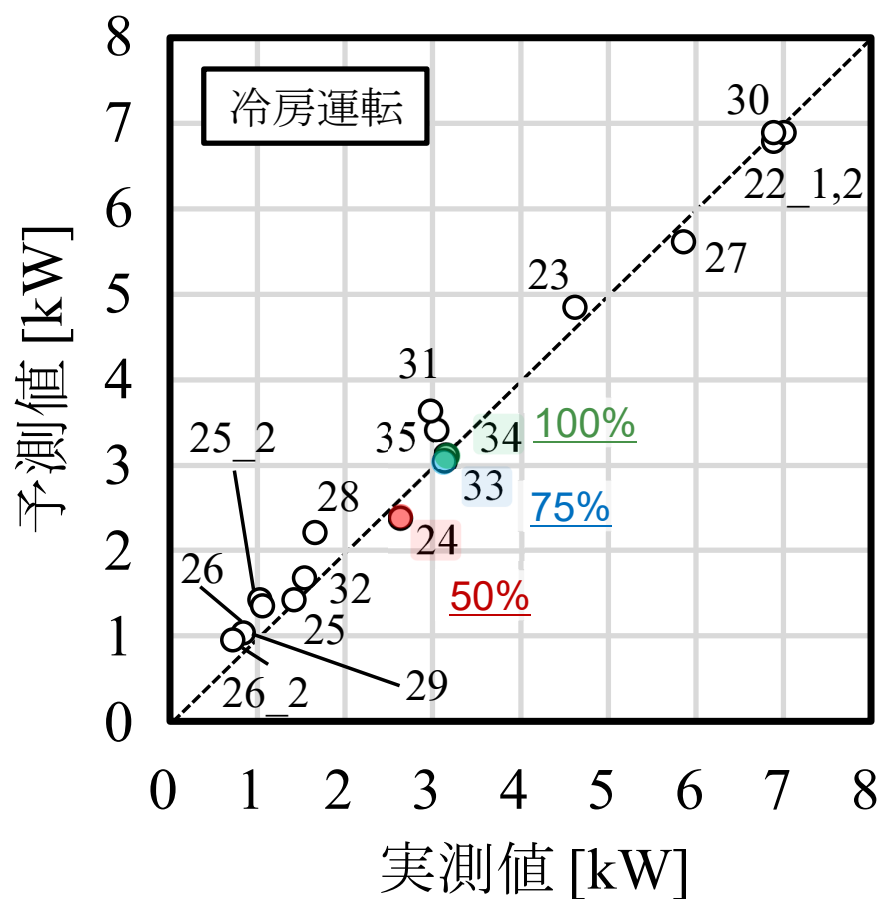
不均等な室内機負荷率



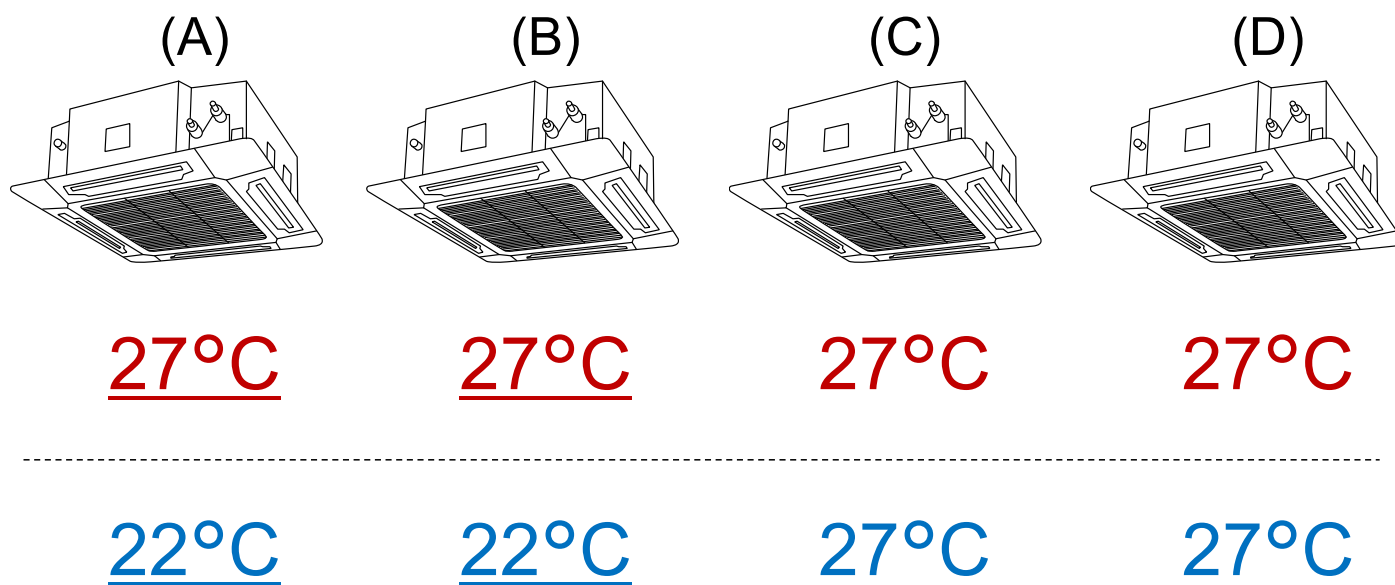
不均等な室内機負荷率



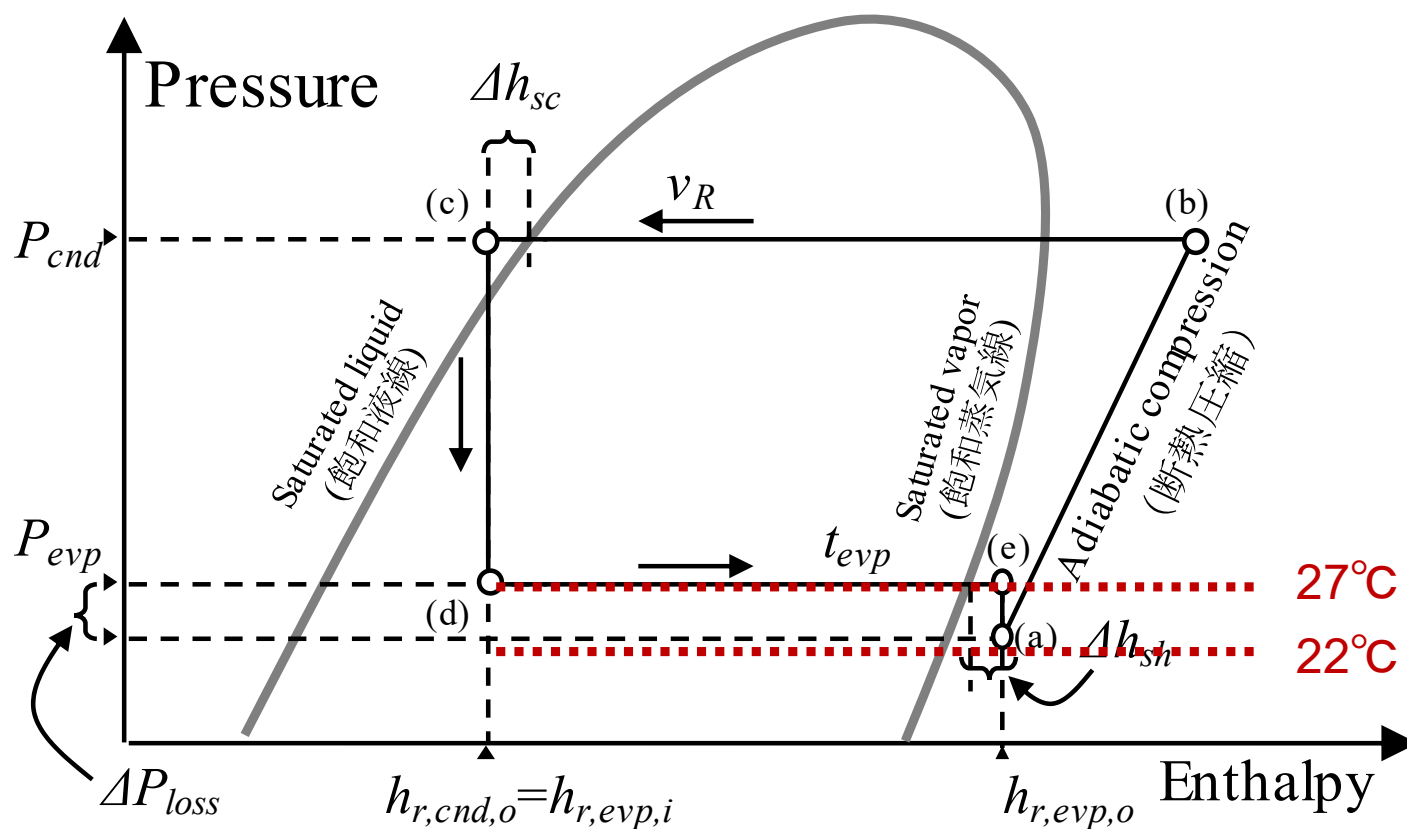
不均等な室内機負荷率



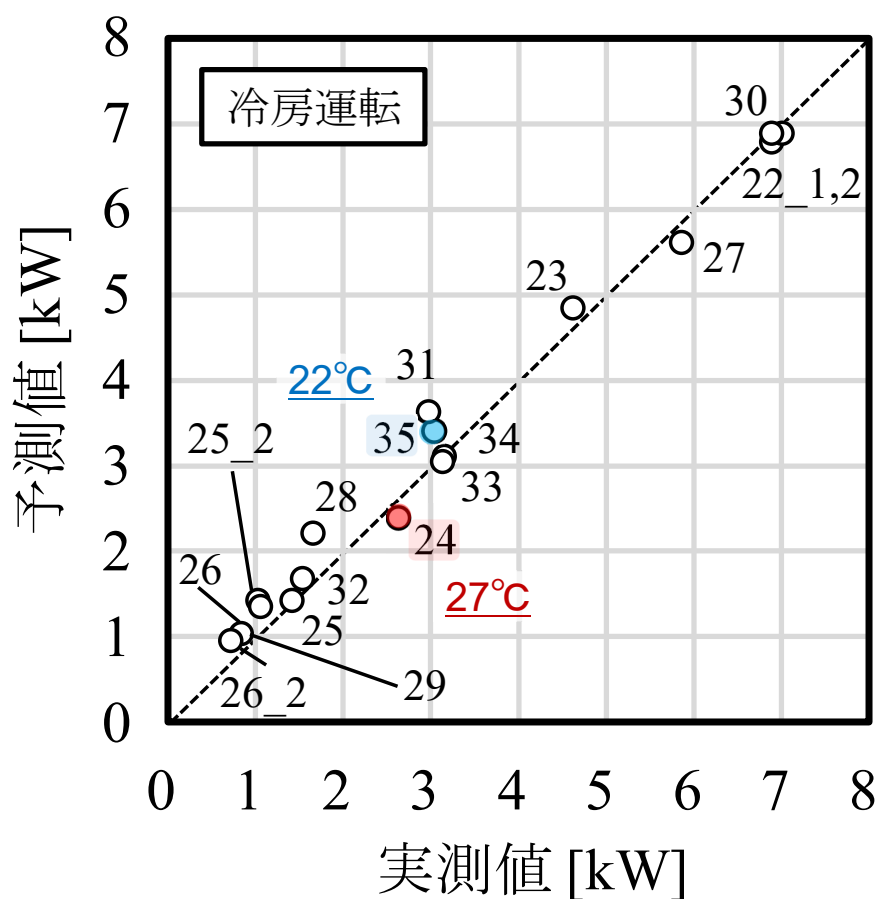
不均等な室内機吸込温度



不均等な室内機吸込温度

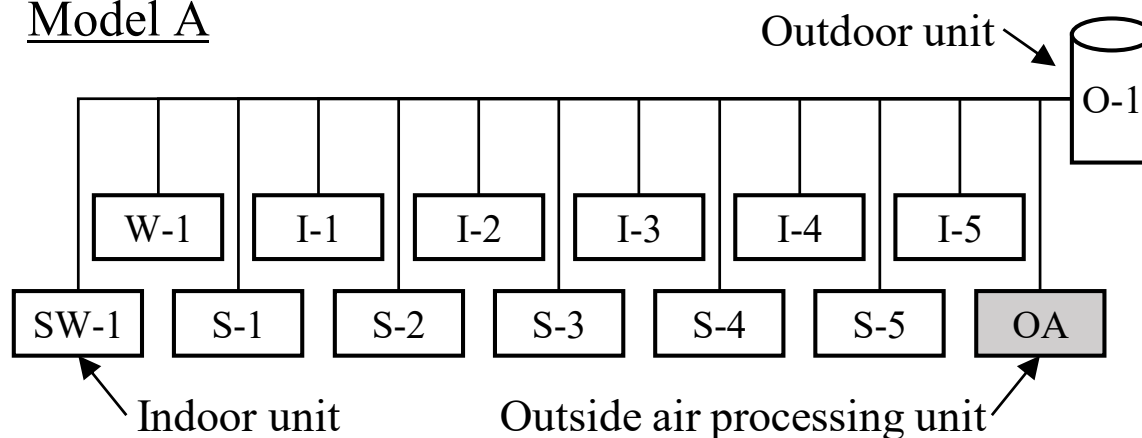


不均等な室内機吸込温度

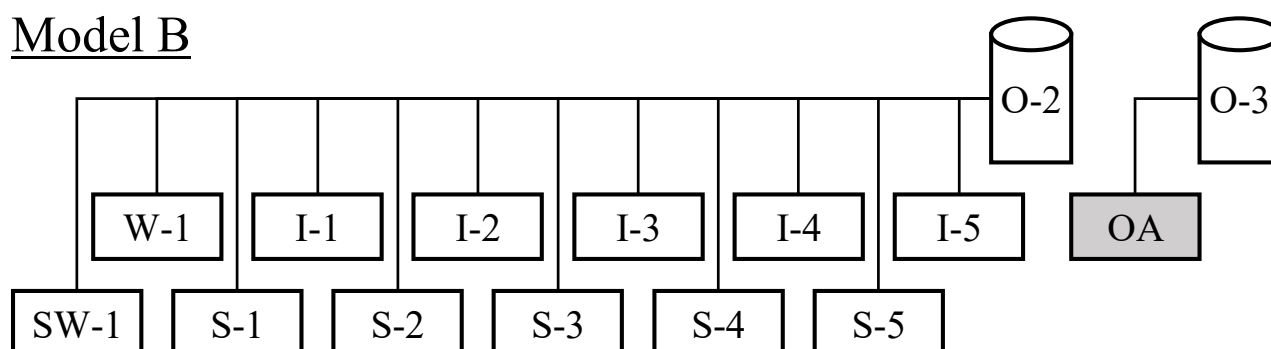


外調機の系統分割効果

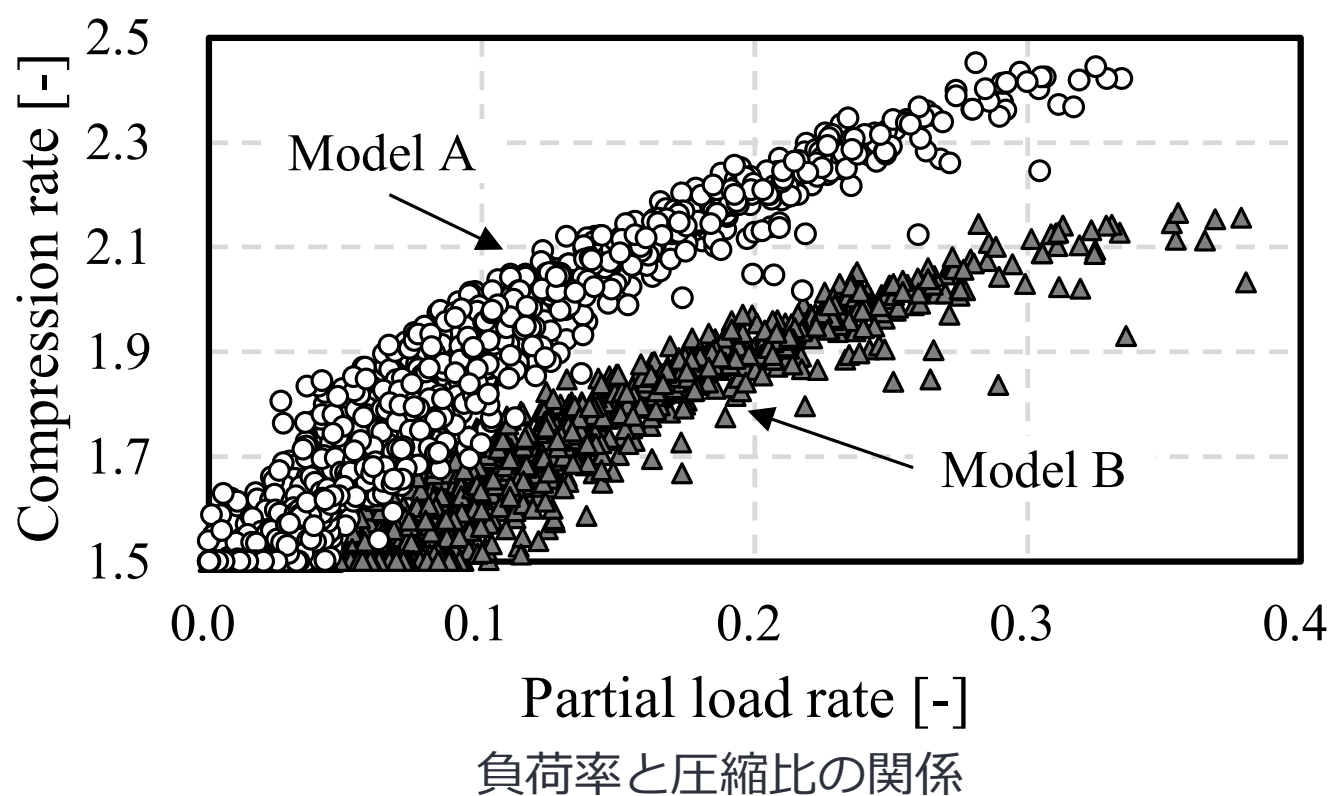
Model A



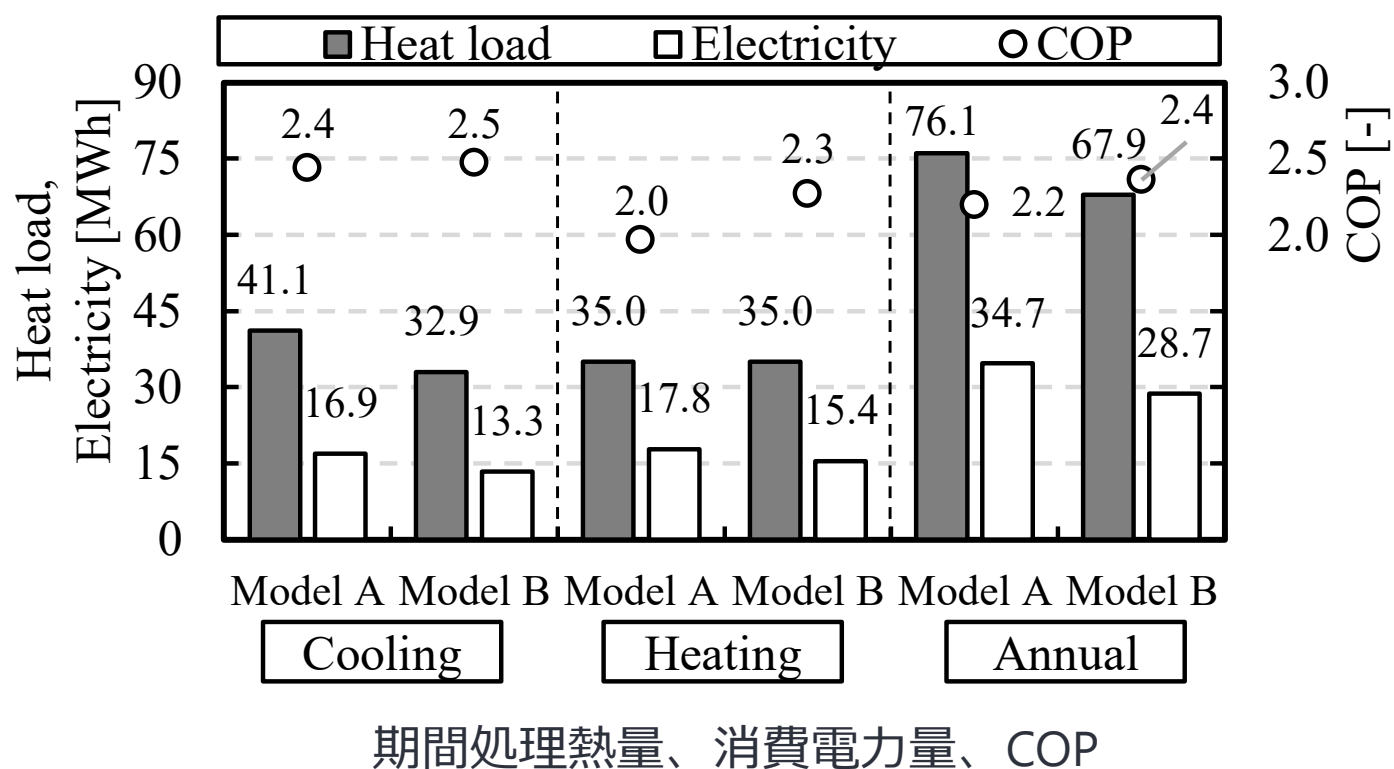
Model B



外調機の系統分割効果



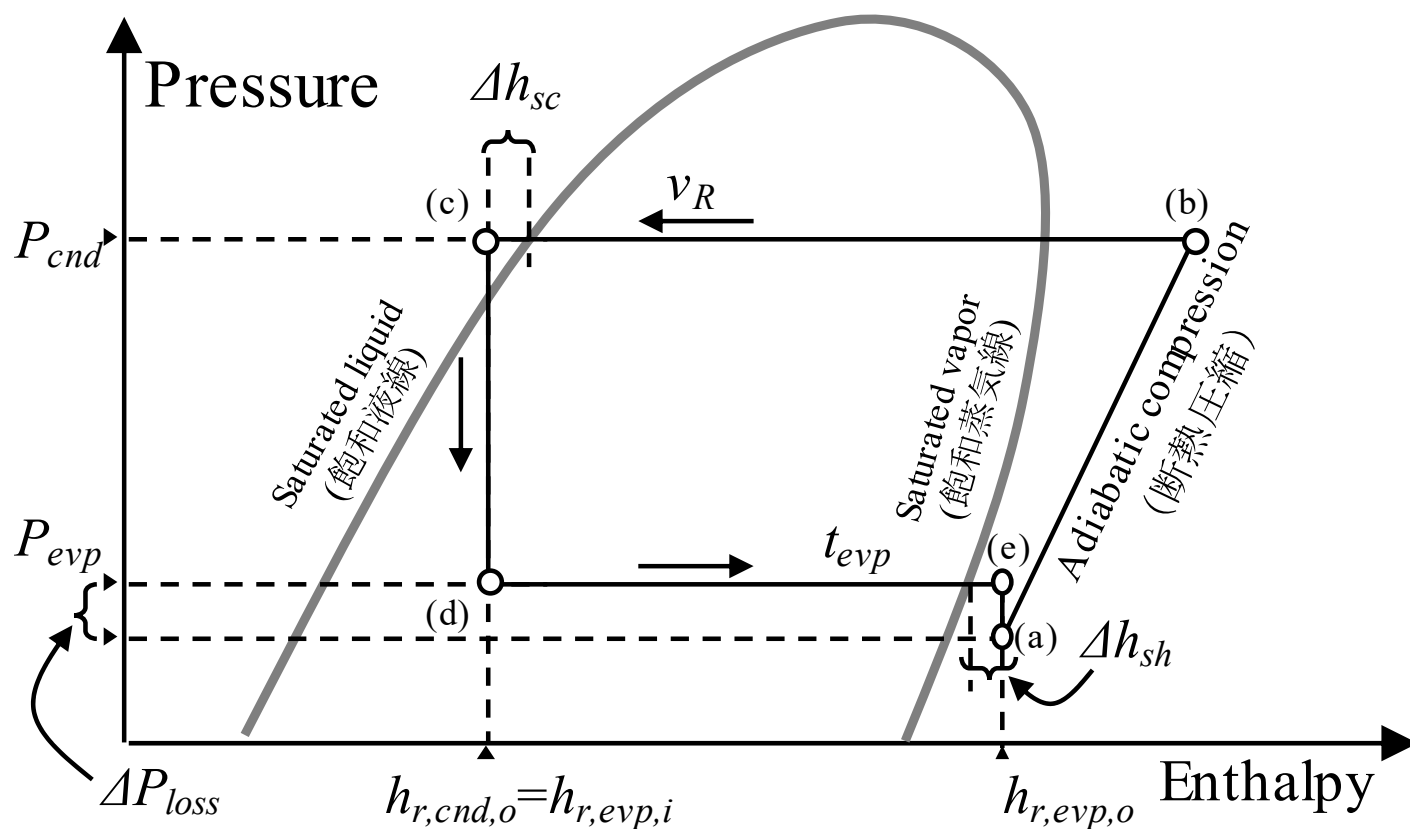
外調機の系統分割効果



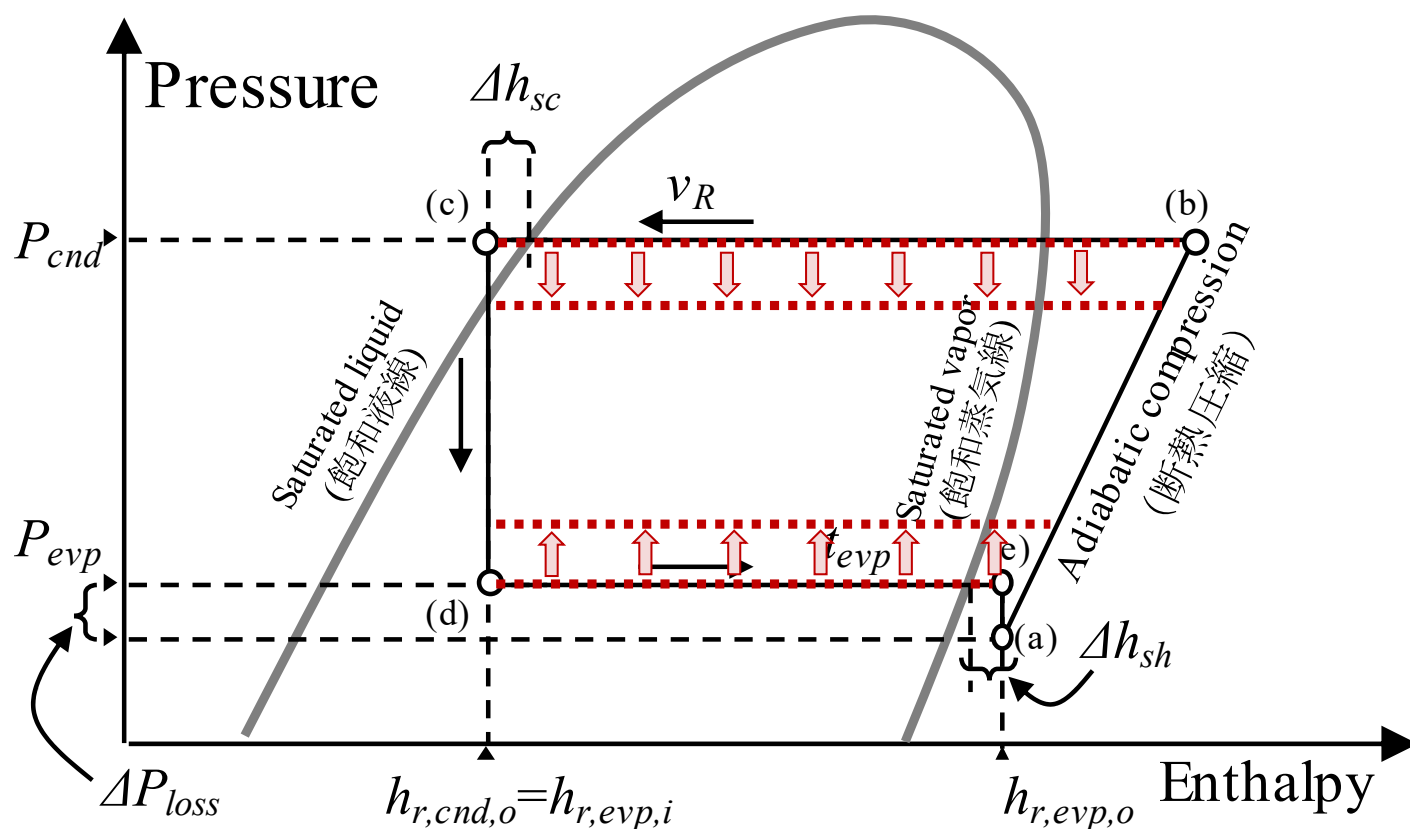
まとめ

- 室内機の負荷率の偏在や吸い込み空気条件の違いを反映できる新たなVRFのモデルを開発した
- 実験室実験の実測値とモデルの予測値を比較することで、上記の条件変更に対して物理的に妥当な傾向が得られていることを確認した
- モデルの応用として、外気処理機を他の室内機と同一室外機系統に統合した場合と、分離した場合のエネルギー消費の違いを予想した。

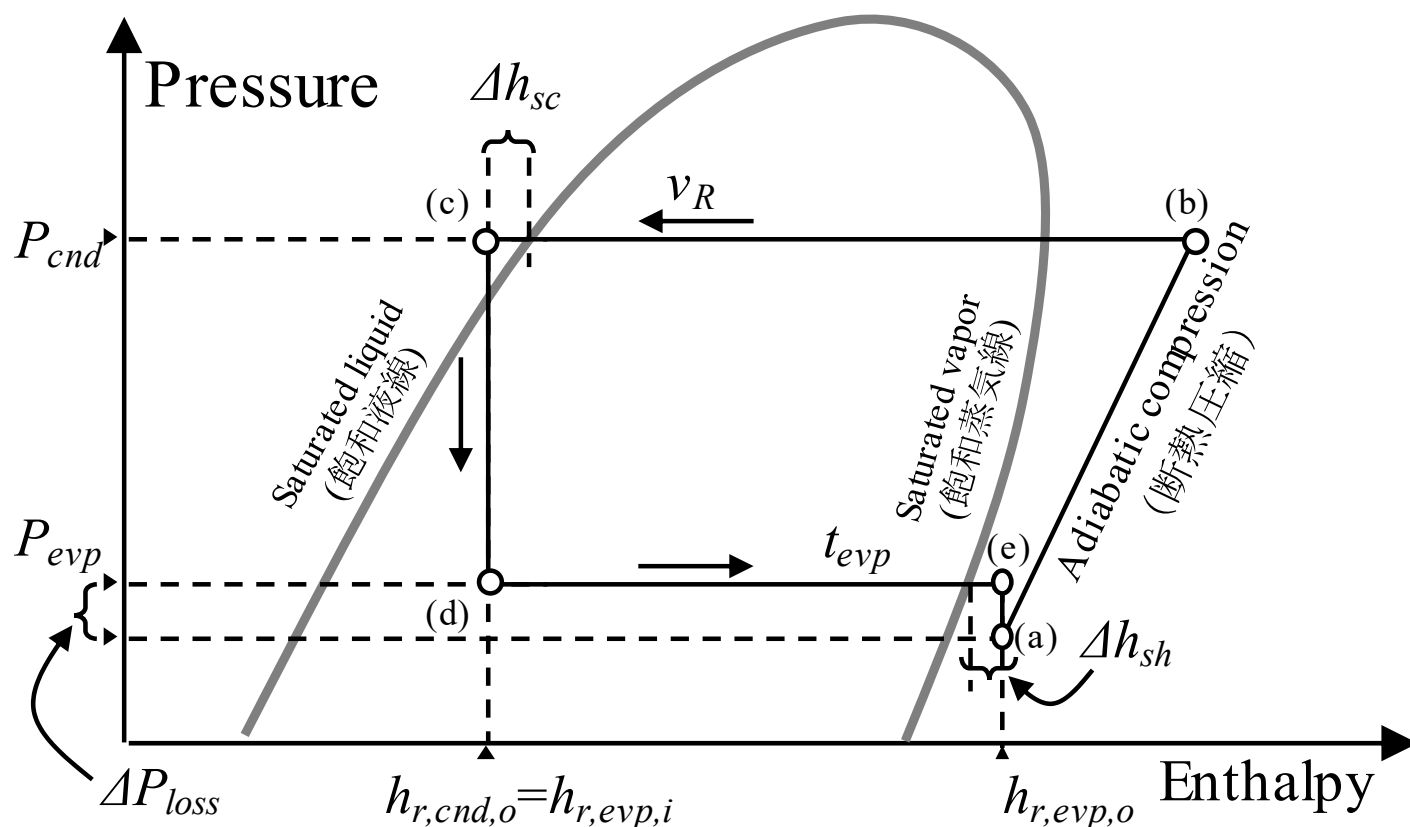
負荷率の均等減少



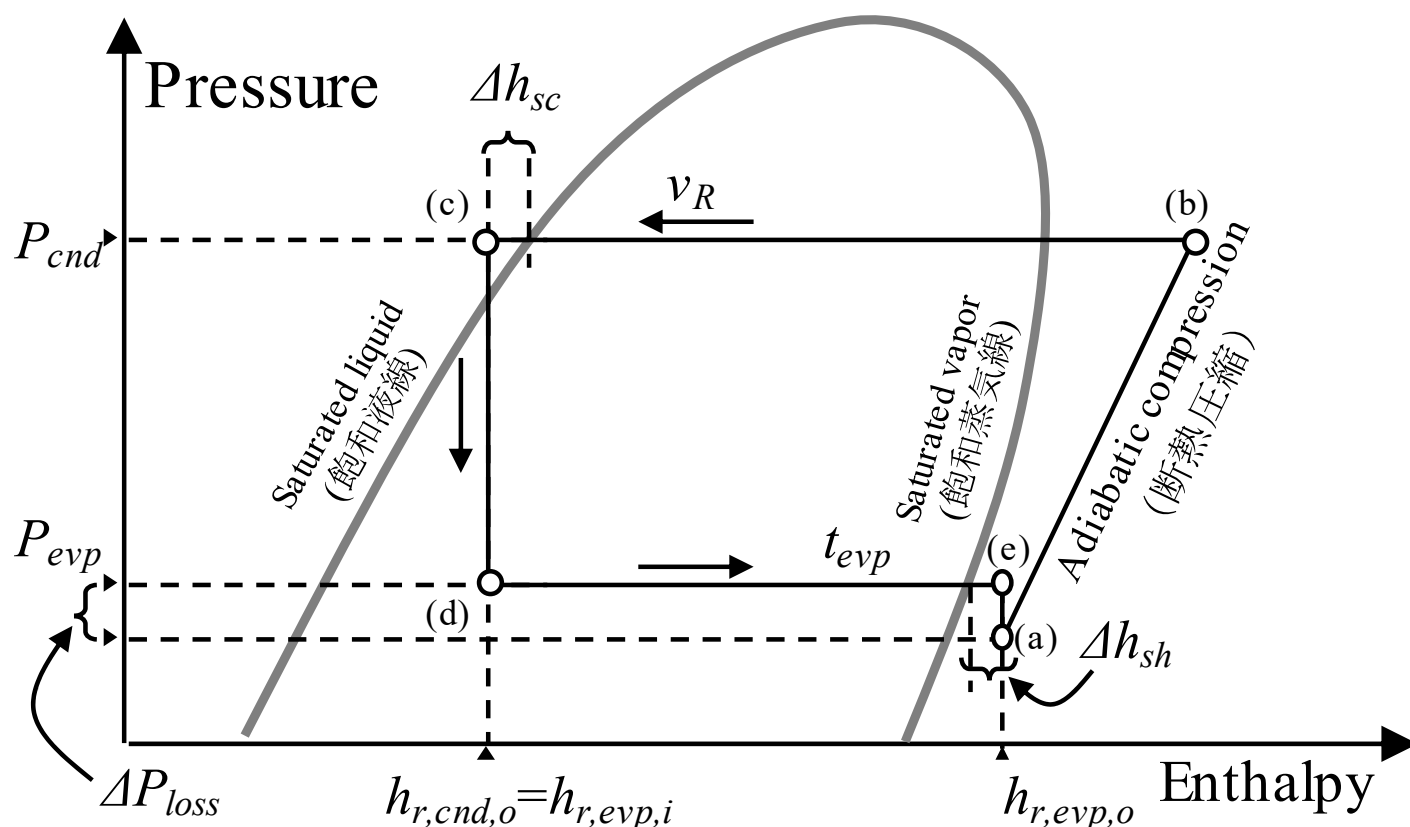
負荷率の均等減少



室内機吸込温度（27→22CDB）の変化



室外機吸込温度（35→29CDB）の変化



ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その5 モデル建物を用いた省エネルギー性能に関するケーススタディ

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 5 Case studies on energy saving performance using the model building

正会員 ○辻丸 のりえ (佐藤エネルギーリサーチ) 正会員 芹川 真緒 (神奈川大学)

正会員 佐藤 誠 (佐藤エネルギーリサーチ) 正会員 富樫 英介 (工学院大学)

正会員 宮田 征門 (国土交通省国土技術政策総合研究所) 技術フェロー 柳原 隆司 (RY 環境・エネルギー設計)

Norie TSUJIMARU*¹ Mao SERIKAWA *² Makoto SATOH *¹ Eisuke TOGASHI*³

Masato MIYATA*⁴ Ryuji YANAGIHARA *⁵

*¹ Satoh Energy Research Co., Ltd. *² Kanagawa University *³ Kogakuin University

*⁴ National Institute for Land and Infrastructure Management *⁵ RY Environment and Energy Design

We have conducted case studies to compare the effects of energy conservation measures at the planning and design stages of multi-split air-conditioning systems by annual energy simulation using an evaluation model (VRF model) which verified in the previous report. The simulation target is an abstracted office building. We have set the base case which had design condition to achieve ZEB Ready equivalent performance and set comparison cases that were changed the design conditions.

はじめに

前報¹⁾までに報告した、現状の個別分散空調システムの設計法に関するヒアリング調査結果や、実測データによる稼働実態調査結果から、ZEB を実現するための個別分散空調システムの計画・設計に関する課題が得られた。個別分散空調システムの設計法ガイドラインの提案に向けて、計画・設計段階における各種対策の省エネルギー効果を定量的に示し、設計者が判断できる材料を提示することを目的とした試算を行うこととした。

本報では、前報¹⁾で検証した既存評価モデル (VRF モデル) を用いた年間エネルギーシミュレーションにより、個別分散空調システムの計画・設計における対策の有無を比較したケーススタディ結果を報告する。

1. シミュレーション条件

1.1. モデル建物の平面プラン

一般的な試算結果を示すため、事務所ビルを抽象化したモデル建物を試算の対象とした。モデル建物の平面プランを図 1 に示す。品川²⁾が提案する中規模オフィスをベースに、南を主方位とした事務所で、西側とインテリアに事務室 (面積 437.4 m²)、東側に会議室 (面積 145.8 m²) を配置した。なお、基準階のみを試算対象とする。

室外機系統は、南、東、西の各方位ゾーンとインテリアゾーンのそれぞれでゾーニングした。

1.2. 比較ケースの設定

個別分散空調システムの計画・設計手法の導入効果を

比較するため、表 1 に示す比較ケースを設定した。導入効果が明確となるように、ZEB Ready 相当を達成する条件のケースを基準とし、01～03 までの各比較ケースでは、外皮性能、全熱交換器、内部発熱想定などの各種設計手法を基準ケースから差し引いた条件とした。「04_室外機系統混在」ケースでは、室外機系統のゾーニング方法を変更した。各ケースの仕様の詳細は 1.4、1.5 で述べる。

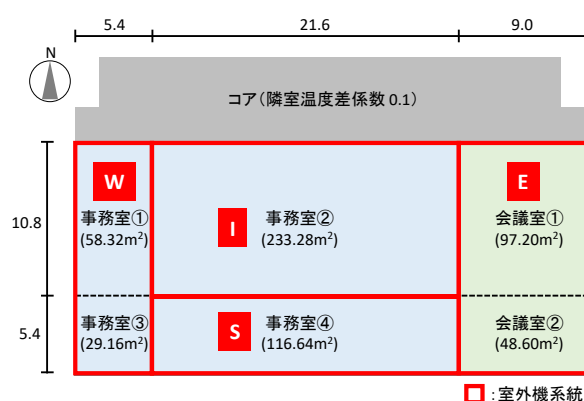


図 1 モデル建物の平面プランと室外機系統

表 1 比較ケースの設定

ケース名	内容
00 基準(ZEB)	ZEB Ready 相当を達成する条件
01 低外皮性能	基準(ZEB)に対して、外皮性能を低下させる
02 全熱交換器なし	基準(ZEB)に対して、全熱交換器を採用しない
03 コンセント発熱過大設計	基準(ZEB)に対して、最大負荷計算時の内部発熱(コンセント発熱)を安全側に設定する
04 室外機系統混在	東西の室外機系統を混合する (図 2 参照)

1.3. 試算方法

モデル建物を対象とした年間負荷計算により室負荷、装置負荷を計算し、室負荷全熱、装置負荷全熱を VRF モデルにインポートして、年間エネルギーシミュレーションを行った。

室外機、室内機は、各ケースの最大負荷計算結果に基づいて選定した。最大負荷計算時の内部発熱条件を表 2 に示す。室外機、室内機の仕様は、実際に存在する機器を選定するのではなく、基準ケースの機器仕様をもとに、冷房の最大装置負荷に見合うように線形補間して設定した。各ケースの室外機能力は 2.1 に後述する。なお、選定の際には安全率は考慮していない。

年間負荷計算、最大負荷計算は、BEST 設計ツール 3.0.6 で入力した物件データをエクスポートし、BEST 専門版 2201 にインポートして実施した。

表 2 最大負荷計算時の内部発熱条件

内部発熱条件		事務室	会議室
	コンセント	12W/m ²	2W/m ²
	照明	9W/m ²	6W/m ²
	在室人員	0.1 人/m ²	0.25 人/m ²
外気導入量		3.0CMH/m ²	7.5CMH/m ²

表 3 基準(ZEB)ケースの仕様

気象		拡張アメダス標準年気象データ 2010 年 東京	
建物用途		事務所	
建築	全般	片寄全面型コア、階高：4.0m、天高：2.6m、 窓面積率：60%	
	窓	Low-E+透明 (A12mm)、アルミサッシ、 ($U=2.67W/(m^2 \cdot K)$ 、 $\eta=0.35$)、明色ブラインド 45° 固定 外部遮へい物：箱底 (出幅 1.0m)	
	外壁断熱	硬質ウレタンフォーム 50mm ($U=0.58W/(m^2 \cdot K)$)	
	内壁	コア：温度差係数 0.1、上下階：温度差係数 0.0	
	室使用条件	建築物省エネ法の室使用条件 (事務所等事務室、会議室)	
空調	設定温度・湿度	夏期：24～26℃・50%、中間期 23～25℃・45～50%、 冬期 22～24℃・40～50% (ゼロエナジーバンドを想定)	
	換気	バイパス機能付き全熱交換器 (交換効率 60%)	
照明	設計照度	事務室：LED750lx、会議室：LED500lx、照明制御無し	

表 4 ケース 01 (低外皮性能) の外皮仕様

窓	透明フロートガラス、アルミサッシ、(U=6.00W/(m ² ・K)、η=0.69)、明色ブラインド 45° 固定 外部遮へい物：なし
外壁断熱	硬質ウレタンフォーム 15mm (U=1.45W/(m ² ・K))

表 5 ケース 02 (全熱交換器なし) の換気ファン仕様

室名	系統	面積 [m ²]	風量 [m ³ /h]	消費電力 [W]		年間消費電力 [kWh/年]	
				全熱交換器	第 3 種換気	全熱交換器	第 3 種換気
会議室	E	145.80	1,094	437	50	1,054	120
事務室	I	233.28	700	280	32	945	108
事務室	S	116.64	350	140	16	472	54
事務室	W	87.48	262	105	12	354	40
合計	—	583.20	—	—	—	2,825	322

1.4. 基準ケースの仕様

基準(ZEB)ケースの仕様を表 3 に示す。特に窓回りの仕様は、各方位の窓面積率を統一し、出幅 1.0m の箱底を採用するなど、方位特性が抑制される対策を行った。

基準ケースの Web プログラム (Ver.3.2.1、2022 年 04 月現在) の計算結果は、BEI : 0.42 (BEI/AC : 0.40、BEI/L : 0.49) であり、基準階の空調と照明のみではあるが ZEB Ready の要件を満たしている。

1.5. 各比較ケースの仕様

各比較ケースの仕様を以下に記す。なお、特に記載がない部分の仕様は、基準ケースと同等とした。

(1) ケース 01 : 低外皮性能

ケース 01 (低外皮性能) の外皮仕様を表 4 に示す。基準ケースよりも断熱性能、日射遮蔽性能に劣る窓を選定し、外壁断熱の厚さも 50mm から 15mm に変更した。窓の外部遮蔽物はケース 01 ではなしとした。

(2) ケース 02 : 全熱交換器なし

ケース 02 (全熱交換器なし) では換気ファン電力を考慮した。メーカーカタログを参考に、強運転で熱交換器と第 3 種換気の静圧が同程度となるものを選定し、必要風量に見合った換気ファン電力を求めた。換気ファン仕様を表 5 に示す。

(3) ケース 03 : コンセント発熱過大設計

ケース 03 (コンセント発熱過大設計) では、最大冷房負荷計算時のコンセントの内部発熱条件を事務室 36 W/m²、会議室 15 W/m² と安全側の条件とした。

(4) ケース 04 : 室外機系統混在

ケース 04 (室外機系統混在) では、図 2 に示すように東西ゾーンを混在させ、北側の東西ゾーン (WEN 系統)、南側の東西ゾーン (WES 系統) の室外機系統を想定した。

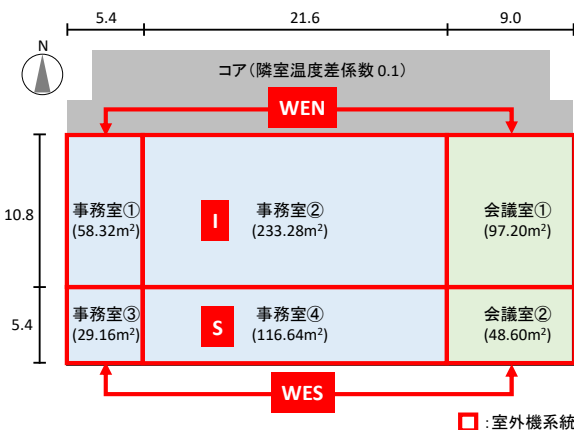


図 2 「04_室外機系統混在」ケースの室外機系統

2. シミュレーション結果

本章では、各ケースの室外機能力の比較結果、エネルギーシミュレーションの比較結果について述べる。

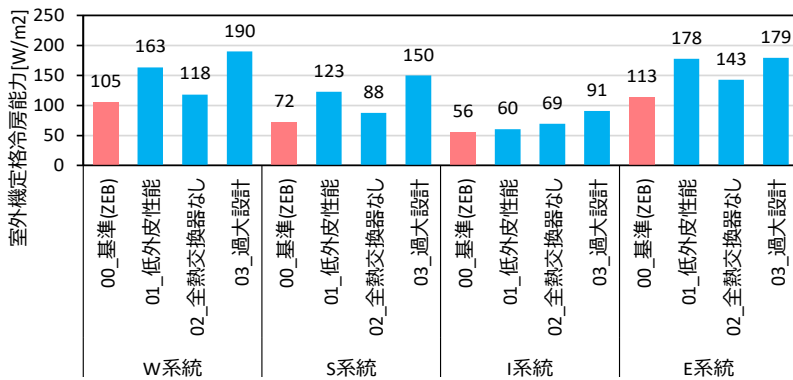


図 3 各ケースの単位面積あたりの室外機冷房能力比較（ケース 01～03）

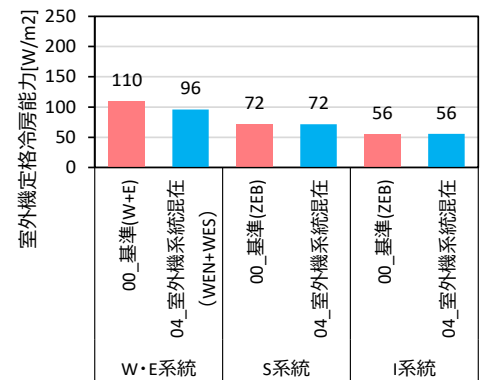


図 4 各ケースの単位面積あたりの室外機冷房能力比較（ケース 04）

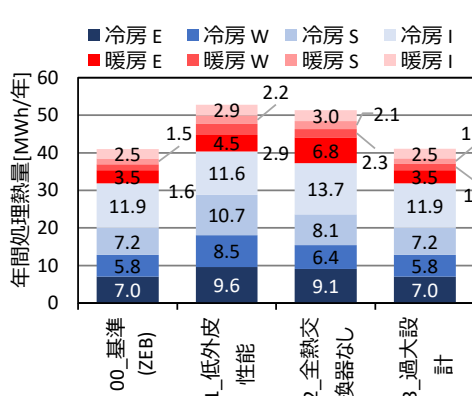


図 5 各ケースの年間処理熱量比較（ケース 01～03）

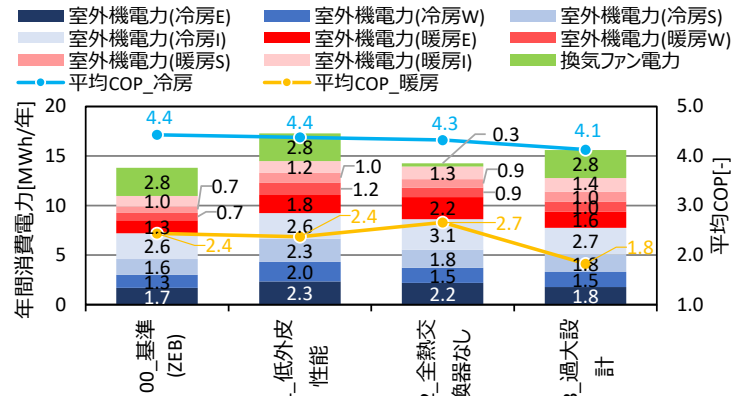


図 6 各ケースの年間消費電力、平均 COP の比較（ケース 01～03）

2.1. 単位面積あたりの室外機冷房能力の比較

各ケースの単位面積あたりの室外機冷房能力比較結果をケース 01～03 は図 3、ケース 04 は図 4 に示す。

(1) ケース 01：低外皮性能

基準ケースと比較すると、インテリアゾーン（I 系統）は 1.1 倍、その他の系統は 1.5～1.7 倍となる。冷房負荷の時刻別変動の比較を図 7 に示す。基準ケースでは、箱底および Low-E ガラスの効果により、時刻別の負荷変動が小さい。ケース 01 では、日射の影響を受けて E 系統は午前、S 系統は正午、W 系統は午後には負荷が増加するため、室外機定格冷房能力は基準ケースよりも大きくなる。

(2) ケース 02：全熱交換器なし

外気負荷が増加するため、基準ケースに対して各系統の室外機定格冷房能力は 1.1～1.3 倍となる。E 系統は会議室であり、事務室に比べ外気導入量が多いため、他系統に比べて基準ケースとの差が大きい。

(3) ケース 03：コンセント発熱過大設計

基準ケースに対して、各系統の室外機定格冷房能力は 1.6～2.1 倍となる。

(4) ケース 04：室外機系統混在

図 4 に示すように基準ケースの W・E 系統、ケース 04 の WEN・WES 系統の室外機定格冷房能力の合計値を比較した。ケース 04 では方位の異なるゾーンを組み合わせ

ることにより、最大負荷の発生時刻がずれ、基準ケースに比べて室外機定格冷房能力は小さくなる。

2.2. 年間処理熱量、室外機消費電力、平均 COP の比較

各ケースの年間処理熱量、室外機消費電力、換気ファン電力、平均 COP の比較結果をケース 01～03 は図 5 および図 6、ケース 04 は図 9 および図 10 に示す。なお、平均 COP は「各ゾーンの年間処理熱量合計÷各ゾーンの年間室外機消費電力合計」により算出した。

(1) ケース 01：低外皮性能

基準ケースに対して、年間処理熱量、年間室外機消費電力は 1.3 倍になる。平均 COP は基準ケースと大きな差はない。外皮性能向上による効果は、熱源容量削減による COP の向上よりも、年間処理熱量削減の効果が大きいと

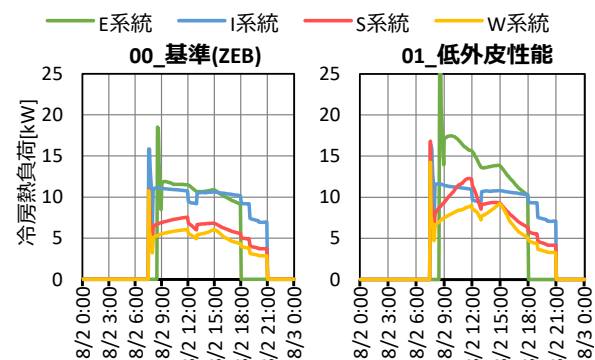


図 7 冷房熱負荷の時刻変動比較（ケース 01）

みることができる。

(2) ケース 02：全熱交換器なし

外気負荷が増加するため、基準ケースに対して年間処理熱量、年間室外機消費電力は 1.3 倍になる。特に暖房は 1.5 倍と差が顕著である。ただし、全熱交換器の消費電力が大きいいため、室外機消費電力と換気ファン消費電力の合計値は、基準ケースとほぼ同じである。ただし室内温熱環境の観点からは全熱交換器の採用が推奨される。

平均 COP は基準ケースよりも向上するが、これは前述したように E 系統（会議室）は外気導入量が多いため、特に暖房時の負荷率が高くなることが影響している。

(3) ケース 03：コンセント発熱過大設計

年間処理熱量は基準ケースと同じであるが、年間室外機消費電力は 1.3 倍となる。これは図 8 に示すように、過大設計の場合、負荷率が 10%以下となる割合が冷房で 50~70%、暖房で 80~90%となり、低負荷での稼働が増加するため、平均 COP が低下したためである。

(4) ケース 04：室外機系統混在

年間室外機消費電力は基準ケースに比べ、若干増加するが、大きな差はない。ケース 04 では、室外機系統は異なる方位および異なる室用途（事務室と会議室）を組み合わせている。空調時間は事務室 7~21 時、会議室 8~18 時であるため、図 11 に示すように、18 時以降は会議室の室内機が停止し、負荷率が低下するため、WEN、WES 系統の COP が低下する。このように、空調スケジュールが異なるゾーンを同一の室外機系統に組み合わせると、運転時の COP が低下するので、設計時に注意が必要である。

3. まとめと今後の課題

VRF モデルを用いて、モデル建物を対象とした個別分散空調システムの年間エネルギーシミュレーションにより、計画・設計段階における各種対策の省エネルギー効果に関するケーススタディを行った。

今回のケーススタディ結果は一つの例であり、建物規模や外皮性能などの諸条件によって試算結果は異なると考えられる。今後は、今回実施したシミュレーション手法を活用し、必要に応じて様々な条件での試算を行いたい。

参考文献

- 1) 佐藤誠 他: ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究 その 1 研究概要と個別分散空調システム設計の実態調査, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2022. 9 他
- 2) 品川浩一、金森美紀、川津行弘、村上周三、石野久彌、郡公子、長井達夫、森太郎: 建築エネルギー・環境シミュレーションツール BEST の開発 第 96 報 標準オフィスビルの提案, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1717-1718, 2021.9

謝 辞

その 1 に加え、データ整理にご協力いただいた佐藤 誠 様へお礼申し上げます。

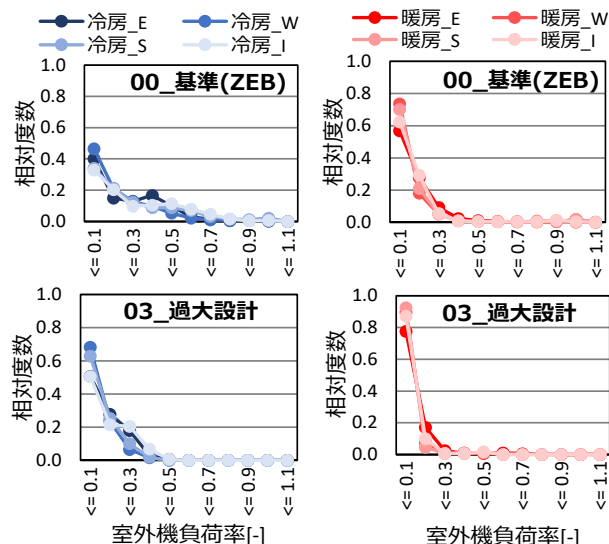


図 8 負荷率の頻度分布比較 (左:冷房、右:暖房、ケース 03)

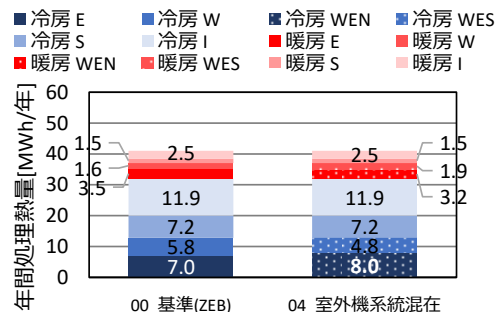


図 9 年間処理熱量の比較 (ケース 04)

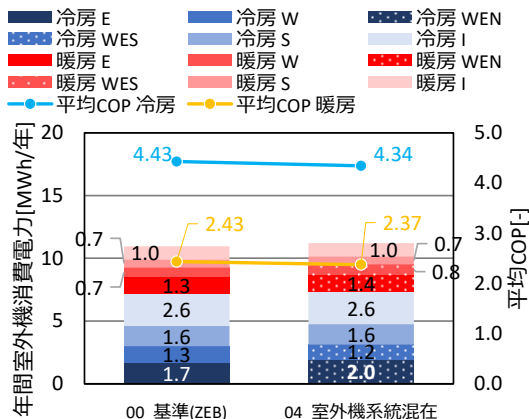


図 10 年間消費電力、平均 COP の比較 (ケース 04)

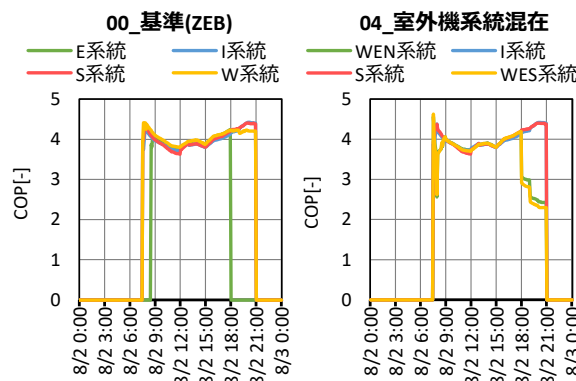


図 11 冷房時の COP 時刻変動比較 (ケース 04)

の小田桐直子氏に深く謝意を表したい。

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その5 モデル建物を用いた 省エネルギー性能に関する ケーススタディ

本研究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）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○辻丸 のりえ（佐藤エネルギーリサーチ）、
芹川 真緒、佐藤 誠、富樫 英介、
宮田 征門、柳原 隆司

はじめに

■本報の概要

- ・ヒアリング調査や、稼働実態調査の結果から、ZEBを実現するための**個別分散空調システムの計画・設計に関する課題**が得られた。
- ・個別分散空調システムの設計法ガイドラインの提案に向けて、計画・設計段階における各種対策の**省エネルギー効果を定量的に示し、設計者が判断できる材料を提示する**ための試算を行う。
- ・前報（その4）で検証した**既存評価モデル（VRFモデル）を用いたケーススタディ結果**を報告する。

1. シミュレーション条件

■比較ケースの設定

ケース名	内容
00_基準(ZEB)	ZEB Ready相当を達成する条件（BEI：0.42※）
01_低外皮性能	基準(ZEB)に対して、外皮性能を低下させる
02_全熱交換器なし	基準(ZEB)に対して、全熱交換器を採用しない
03_コンセント発熱 過大設計	基準(ZEB)に対して、最大負荷計算時の内部 発熱（コンセント発熱）を安全側に設定する
04_室外機系統混在	東西の室外機系統を混合する

※ Webプログラム（Ver.3.2.1、2022年04月現在）の計算結果。
BEI/AC：0.40、BEI/L：0.49

1. シミュレーション条件

■試算方法

- ・ **年間負荷計算、最大負荷計算：**
BEST設計ツール3.0.6で入力した物件データをエクスポートし、
BEST専門版2201にインポートして実施。
- ・ **年間エネルギー計算：**
室負荷全熱、装置負荷全熱をVRFモデルにインポートし、
年間エネルギーシミュレーションを実施。
- ・ **室外機、室内機の選定：**
各ケースの最大負荷計算結果に基づいて選定。
※実際に存在する機器を選定するのではなく、基準ケースの機器仕様をもとに、
冷房の最大装置負荷に見合うように線形補間して設定。
※安全率は考慮していない。

1. シミュレーション条件

■モデル建物の平面プランと室外機系統



※参考：品川他：建築エネルギー・環境シミュレーションツールBESTの開発 第96 報
標準オフィスビルの提案、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp. 1717-1718、2021.9

1. シミュレーション条件

■全ケース共通の仕様

全ケース		
気象		拡張アメダス標準年気象データ 2010 年 東京
建物用途		事務所
室使用条件		建築物省エネ法の室使用条件（事務所等事務室、会議室）
空調	設定温度・湿度	夏期：24～26℃・50%、 中間期：23～25℃・45～50%、 冬期：22～24℃・40～50% （ゼロエネルギーバンドを想定）
	換気	バイパス機能付き全熱交換器（交換効率60%）
照明	設計照度	事務室：LED750 lx、会議室：LED500 lx、照明制御無し

1. シミュレーション条件

■外皮性能

		基準(ZEB)ケースおよび ケース01以外	ケース01：低外皮性能
建 築	全般	片寄全面型コア、階高：4.0m、 天高：2.6m、窓面積率：60%	同左
	窓	Low-E+透明（A12mm）、 アルミサッシ、 ($U=2.67W/(m^2 \cdot K)$ 、 $\eta=0.35$)、 明色ブラインド45° 固定 外部遮へい物：箱庇（出幅 1.0m）	透明フロートガラス、 アルミサッシ、 ($U=6.00W/(m^2 \cdot K)$ 、 $\eta=0.69$)、 明色ブラインド45° 固定 外部遮へい物：なし
	外壁 断熱	硬質ウレタンフォーム50mm ($U=0.58W/(m^2 \cdot K)$)	硬質ウレタンフォーム15mm ($U=1.45W/(m^2 \cdot K)$)
	内壁	コア：温度差係数0.1、 上下階：温度差係数0.0	同左

1. シミュレーション条件

■換気ファンの仕様

- ・ ケース02（全熱交換器なし）では、換気ファン電力を考慮。
強運転で熱交換器と第3種換気の静圧が同程度となるものを選定し、
必要風量に見合った換気ファン電力を求めた。

換気ファンの仕様

室名	系統	面積 [m ²]	風量 [m ³ /h]	消費電力[W]		年間消費電力[kWh/年]	
				全熱交換器 (ケース02 以外)	第3種換気 (ケース 02)	全熱交換器 (ケース02 以外)	第3種換気 (ケース 02)
会議室	E	145.80	1,094	437	50	1,054	120
事務室	I	233.28	700	280	32	945	108
事務室	S	116.64	350	140	16	472	54
事務室	W	87.48	262	105	12	354	40
合計	—	583.20	—	—	—	2,825	322

1. シミュレーション条件

■内部発熱条件

最大負荷計算時の内部発熱条件

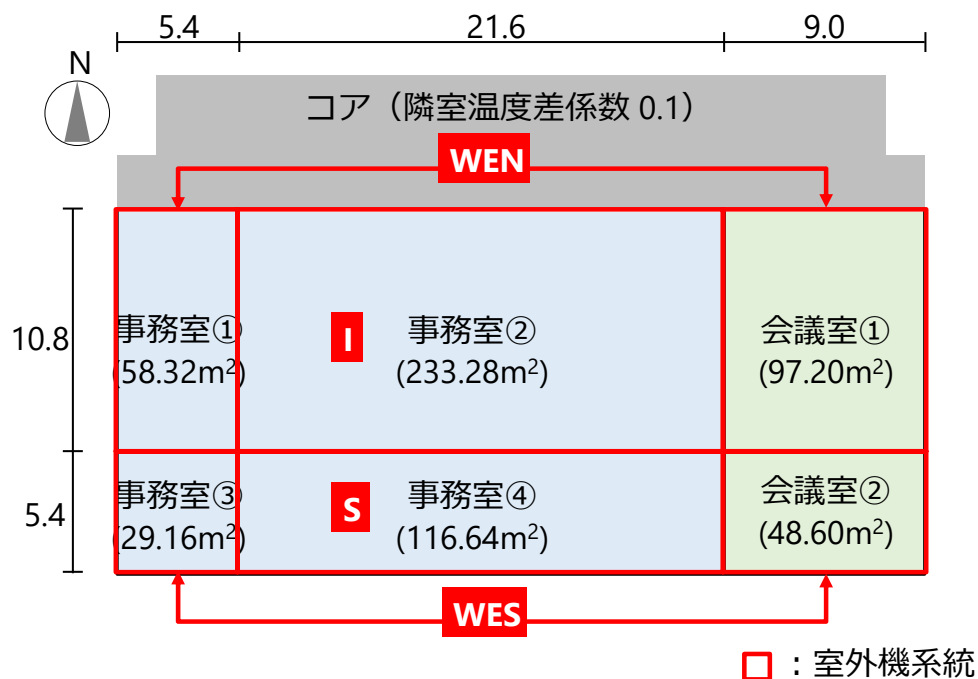
		基準(ZEB)ケースおよび ケース03以外		ケース03：コンセント発熱 過大設計	
		事務室	会議室	事務室	会議室
内部 発熱 条件	コンセント	12 W/m ²	2 W/m ²	36 W/m ²	15 W/m ²
	照明	9 W/m ²	6 W/m ²	9 W/m ²	6 W/m ²
	在室人員	0.1 人/m ²	0.25 人/m ²	0.1 人/m ²	0.25 人/m ²
外気導入量		3.0 CMH/m ²	7.5 CMH/m ²	3.0 CMH/m ²	7.5 CMH/m ²

※ 年間負荷計算時の内部発熱条件は、全ケースで基準(ZEB)ケースと同じとした。

1. シミュレーション条件

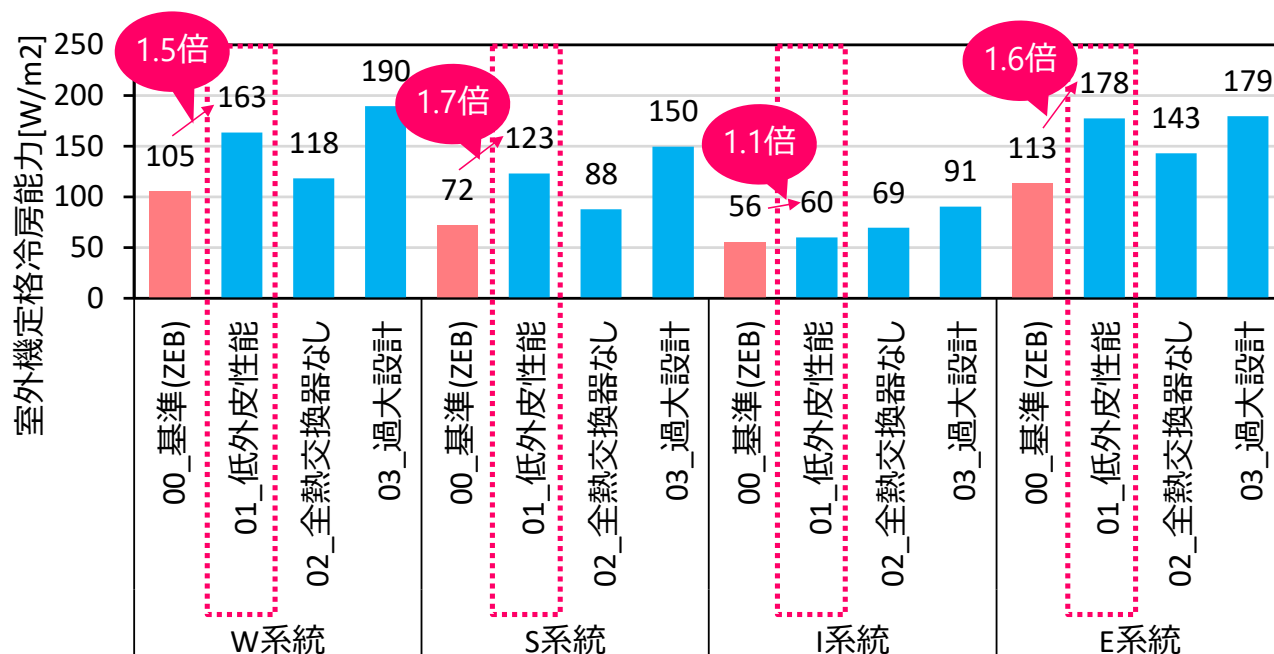
■ケース04：室外機系統混在

- 東西ゾーンを混在させ、北側の東西ゾーン（WEN系統）、南側の東西ゾーン（WES系統）の室外機系統を想定



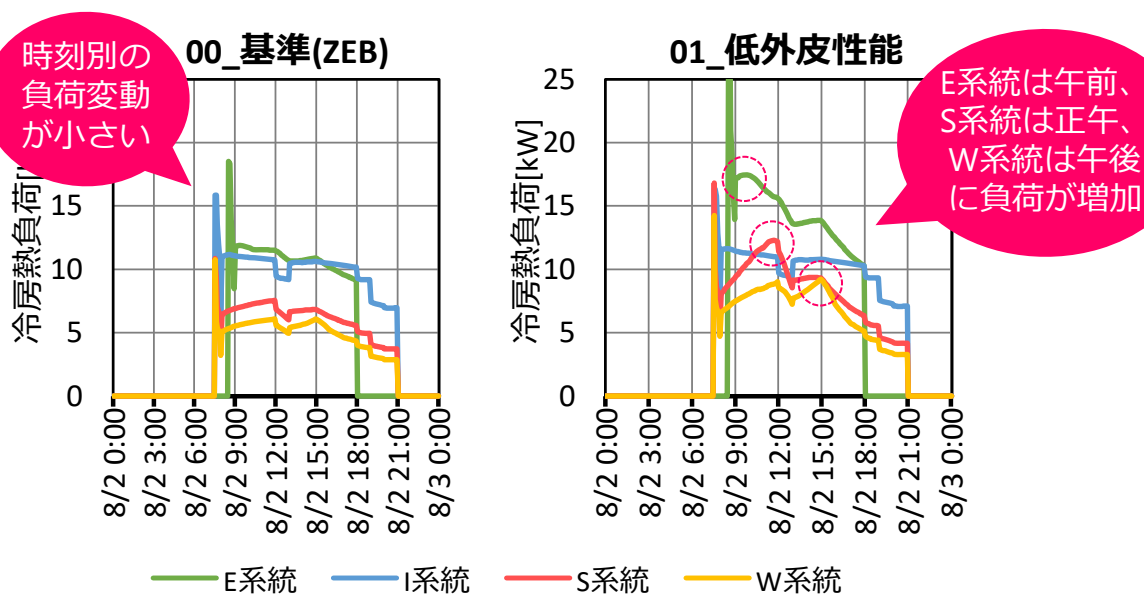
2. シミュレーション結果

■ 室外機冷房能力の比較（ケース01：低外皮性能）



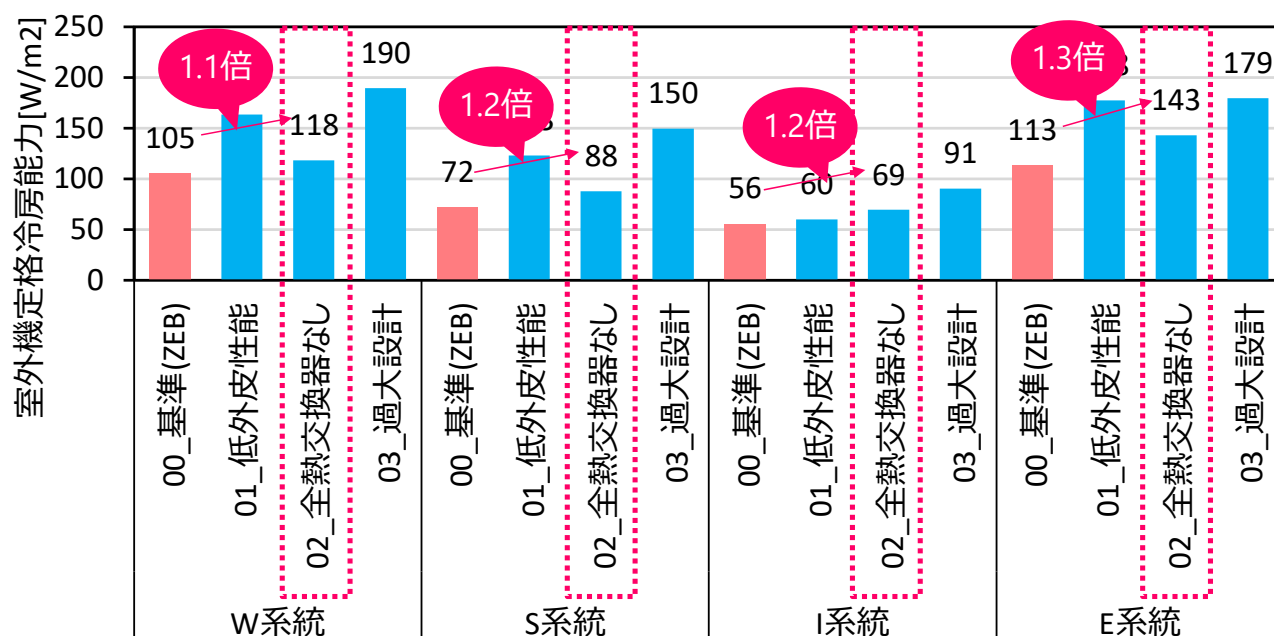
2. シミュレーション結果

■ 冷房負荷の時刻別変動比較（ケース01：低外皮性能）



2. シミュレーション結果

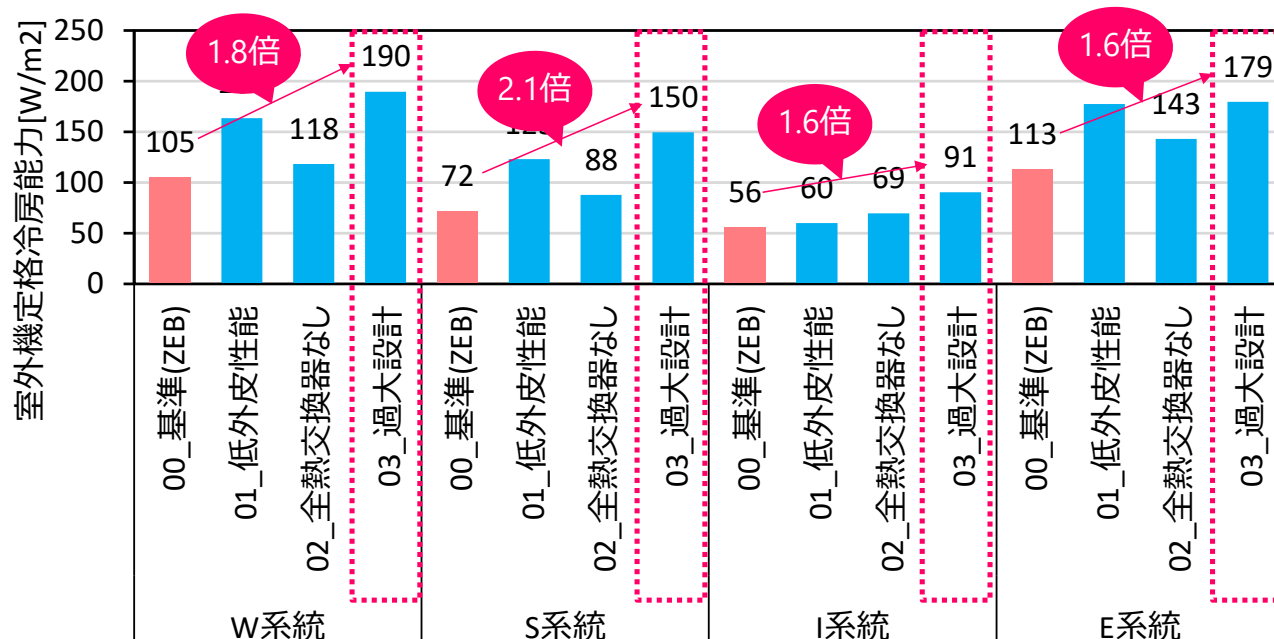
■室外機冷房能力の比較（ケース02：全熱交換器なし）



※E系統は会議室のため、事務室に比べ外気導入量が多い

2. シミュレーション結果

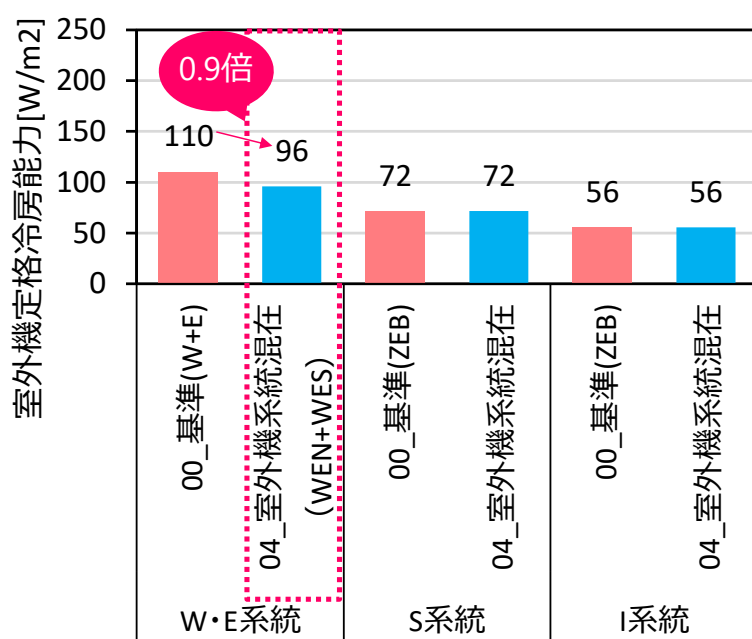
■室外機冷房能力の比較（ケース03：過大設計）



※E系統は会議室のため、事務室に比べ外気導入量が多い

2. シミュレーション結果

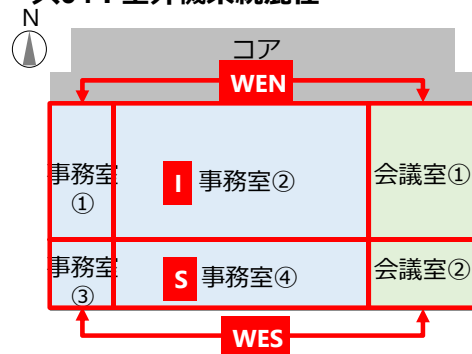
■ 室外機冷房能力の比較（ケース04：室外機系統混在）



ケース00：基準

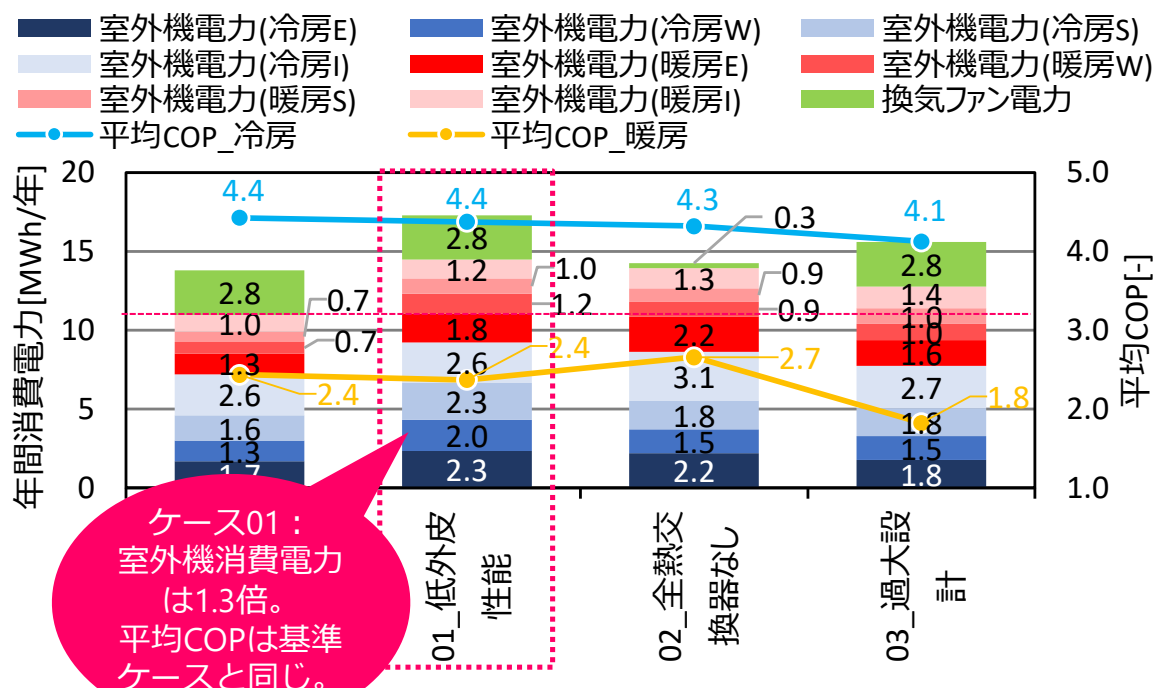


ケース04：室外機系統混在



2. シミュレーション結果

■ 年間消費電力量、平均COPの比較（ケース01～03）

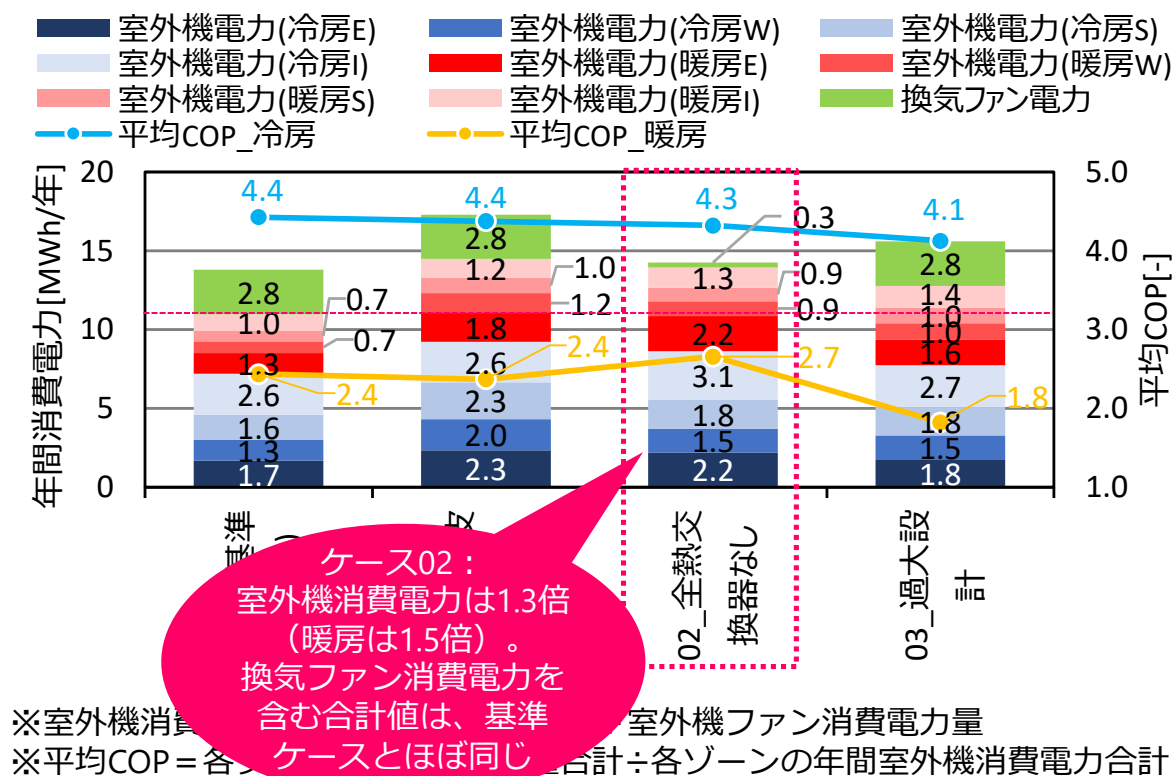


※ 室外機消費電力量 = 圧縮機消費電力量 + 室外機ファン消費電力量

※ 平均COP = 各ゾーンの年間処理熱量合計 ÷ 各ゾーンの年間室外機消費電力合計

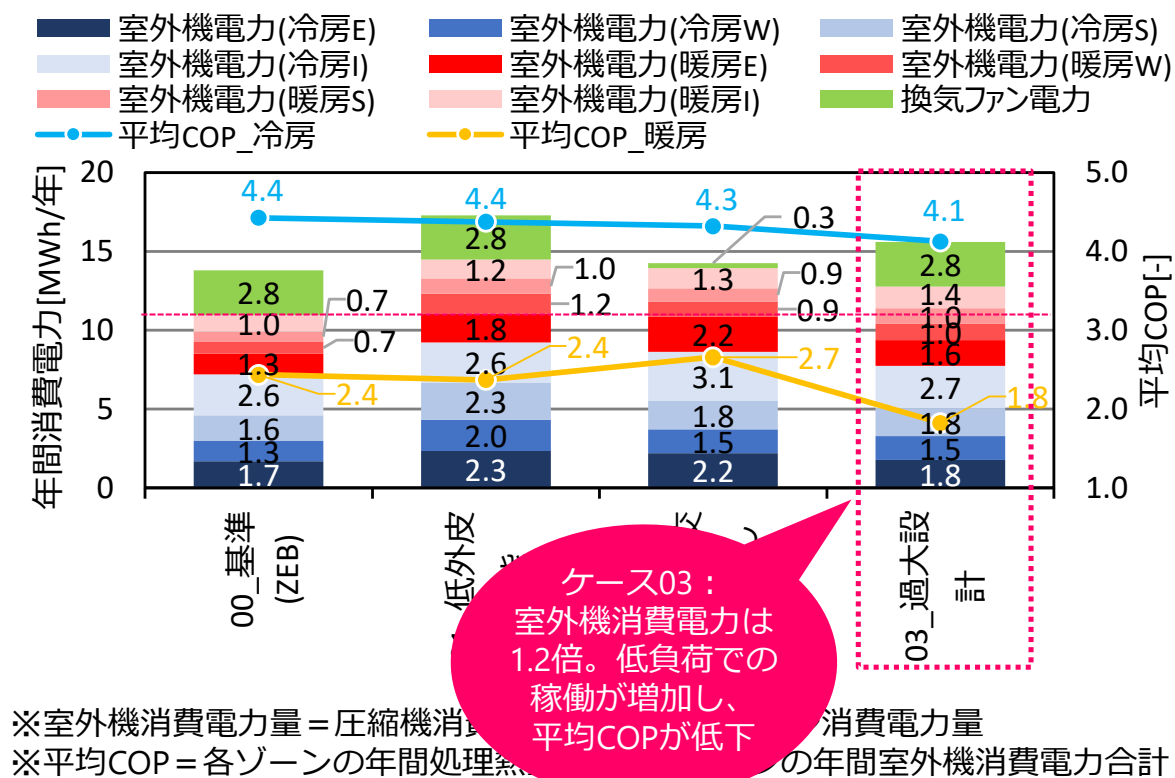
2. シミュレーション結果

■年間消費電力量、平均COPの比較（ケース01～03）



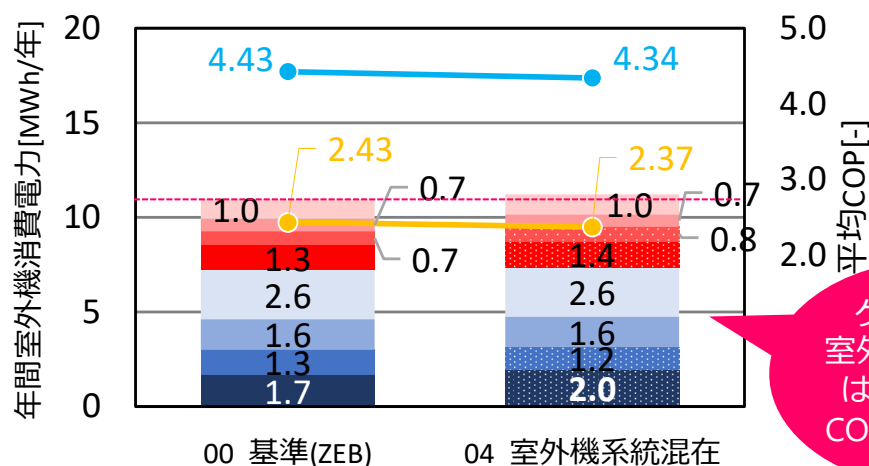
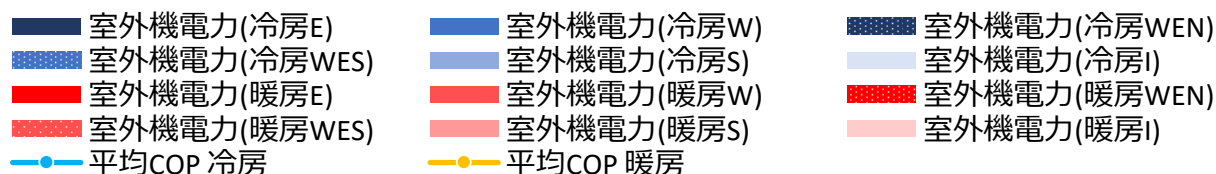
2. シミュレーション結果

■年間消費電力量、平均COPの比較（ケース01～03）



2. シミュレーション結果

■年間消費電力量、平均COPの比較（ケース04）



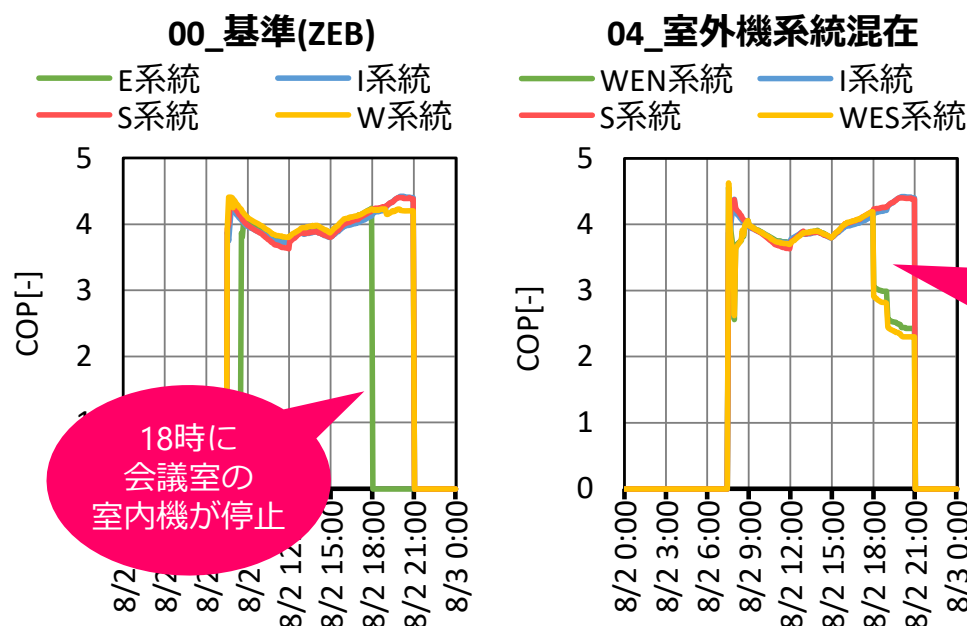
ケース04：
室外機消費電力
は微増、平均
COPは少し低下

※室外機消費電力量 = 圧縮機消費電力量 + 室外機ファン消費電力量

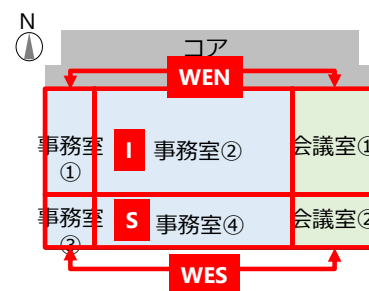
※平均COP = 各ゾーンの年間処理熱量合計 ÷ 各ゾーンの年間室外機消費電力合計

2. シミュレーション結果

■冷房時のCOP時刻変動比較（ケース04）



18時に
会議室の
室内機が停止



ケース04：
18時以降、会議
室を含むゾーンの
負荷率が低下し、
COPが低下

3. まとめと今後の課題

■まとめ

- ・ VRFモデルを用いて、**個別分散空調システムの計画・設計段階における各種省エネルギー対策**に関するケーススタディを行った。
- ・ **空調機の電力消費量**は、ZEB Ready相当の基準ケースに対して、

01.低外皮性能：	1.3倍
02.全熱交換器なし：	1.3倍（換気ファン消費電力を含むと同等）
03.過大設計：	1.2倍、平均COPも低下
04.室外機系統混在：	微増、平均COPは微減

■今後の課題

- ・ 今回のケーススタディ結果は一つの例であり、**建物規模や外皮性能などの諸条件によって試算結果は異なる。**
- ・ 必要に応じて様々な条件での試算を行いたい。

ZEB 実現に向けた個別分散空調システムの設計ガイドライン作成に関する研究

その6 計画・設計・運用ガイドラインの概要

Study on design guideline of multi-split air-conditioning systems to realize the ZEB

Part 6. Outline of guideline for planning, design, and operation

正会員 ○佐藤 孝輔（日建設計）

正会員 芹川 真緒（神奈川大学）

正会員 辻丸 のりえ（佐藤エネルギーリサーチ）

正会員 佐藤 誠（佐藤エネルギーリサーチ）

正会員 宮田 征門（国土交通省国土技術政策総合研究所）

技術フェロー 柳原 隆司（RY 環境・エネルギー設計）

Kosuke SATO*¹ Mao SERIKAWA*² Norie TUJIMARU*³

Makoto SATOH*³ Masato MIYATA*⁴ Ryuji YANAGIHARA*⁵

*¹ Nikken Sekkei *² Kanagawa University *³ Satoh Energy Research Co.

*⁴ National Institute for Land and Infrastructure Management *⁵ RY Environment and Energy Design

For the aim of achieving ZEB Ready for buildings that adopt multi-split type air-conditioning systems such as VRF system, we have organized the points of planning, designing and operation of these systems based on the results of the previous reports. In order to realize energy saving beyond the current level, it is important to carefully adjust the design conditions from the planning and design phase with building planning and electrical planning, and to properly control and operate after grasping the actual operating of the systems.

はじめに

本研究では、快適かつ省エネルギーな個別分散空調システムの設計を可能にするガイドラインの策定を目標としている。

前報までの検討では、実務者へのヒアリングと実測に基づく設計の課題抽出、効率特性に関する実験と評価計算モデルの構築及びケーススタディを行った。本報ではこれらの検討結果をもとに、当該システムを採用する建物において実運用時に ZEB Ready を達成するために、計画・設計・運用の各段階において留意すべきポイントをガイドラインとしてまとめるために整理した結果を報告する。

1. ガイドラインの目的と構成

ガイドラインは、個別分散空調システムを採用する建物において、実運用時に ZEB Ready 相当を達成することを目的として作成された。そのため、空調システムの計画・設計段階における留意点だけでなく、竣工後の運用段階のポイントについても取り上げている。また、本ガイドラインでは、建物用途は温暖地における事務用途、システムは冷暖房切替型の空冷式ビル用マルチパッケージ型空調システム（以降、ビル用マルチ）を対象としてまとめているが、他の気候区分や用途、冷暖房同時運転型システムについても活用できるものをめざした。

1) 設計時の目標値

BELS（建築物省エネルギー性能表示制度）の事例データ¹⁾の分析結果を図1に示す。ZEB Ready 認証の建物においては、効率化設備を除く建物全体の BEI 値は 0.4～0.5 が最も多い。また、空調（BEI/AC）は 0.4～0.6 の範囲が約9割、照明（BEI/L）は、0.2～0.4 の範囲が 8 割を超える。一方、既往研究²⁾によれば、太陽光発電なしで BEI 値を 0.55 未満とするには、照明（BEI/L）は 0.39、空調（BEI/AC）は 0.62（6 地域の場合）が必要との試算結果が報告されてる。

これらの分析及び既往の報告にもとづき、本ガイドラインでは、ZEB Ready 達成のための数値として BEI/AC=0.5 を目標に最低でも 0.6 以下とするための空調におけるエネルギー削減を達成するためのポイントを整理することとした。

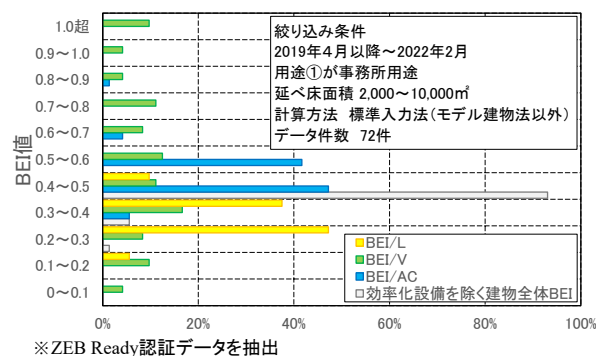


図1 ZEB Ready の BEI 値分布

2) 個別分散空調システムの ZEB 達成のポイント

個別分散空調システムの ZEB 達成のポイントは以下にまとめられる。

- ① 年間の処理熱量を少なくする(負荷抑制)
- ② 低負荷領域の断続運転を避ける
- ③ 冷媒の蒸発温度が低い状態(冷房時)・凝縮温度が高い状態(暖房時)を抑制する

ここであげたポイントは、ヒートポンプ熱源に共通する省エネルギーの留意点となるが、中央熱源システムと比較して過大容量設定が指摘されているビル用マルチにおいては①、③の影響が特に大きい。既報で実測したビル用マルチの冷房時の運転事例では、負荷率が 0.2 以下の運転時間が占める比率が極めて大きく、当該負荷率における効率が急激に低下していることが確認できる(図 2)。また、一般的に冷房時には負荷率が低い時には蒸発温度を高くして効率をあげることが可能とされているが、負荷率が極端に低い領域(0.05 以下)では、定常的な容量制御ではなく、ON-OFF 運転となることにより蒸発温度が低くなり結果として低効率に繋がった可能性が示唆される(図 3)。

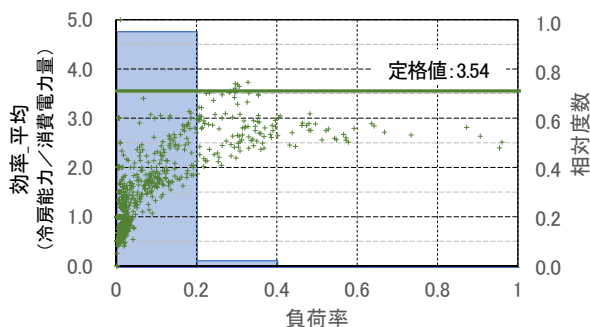


図 2 冷房運転時の負荷率と効率の関係

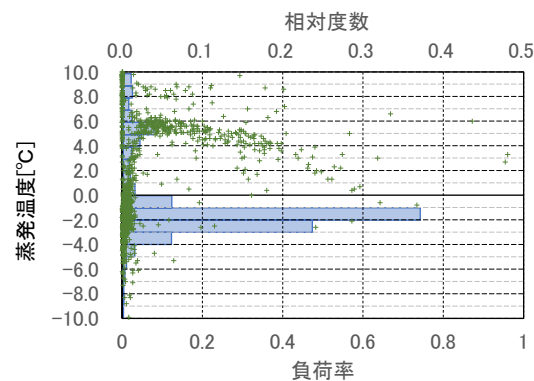


図 3 冷房時の負荷率と蒸発温度の関係

3) ガイドラインの構成

ガイドラインは、計画編・設計編・運用編で構成されており、建築及び空調設備システムが選定される段階だけでなく、竣工後の運用段階までカバーすることで、実運用時に ZEB Ready を達成することを目指している。また、各フェーズで留意すべきポイントを示すとともに、前報までに検討した実験やケーススタディの結果をもとに定量的な効果についても示している。

2. 計画段階のポイント

2.1 外皮性能の向上

建物の外皮性能は外装計画に強く関係するもので、計画段階の省エネルギー対策において極めて重要となる。第 5 報で報告したように、外皮性能を変えた場合の年間処理熱量は、低外皮性能のケース(窓: $U=6.00\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 、 $\eta=0.69$ 、庇無し、外壁: $U=1.45\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$)では、基準ケース(窓: $U=2.67\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 、 $\eta=0.35$ 、箱底 1.0m、外壁: $U=0.58\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$)に対して約 1.3 倍にもなる。

2.2 外気処理方法

一般的に、ビル用マルチと組み合わせられる外気処理方法としては、以下に示すようなものがある。それぞれのシステムには快適性やエネルギー性能においてメリット・デメリットがあるため、適切なシステムを選択することが重要になる。

【ビル用マルチと組み合わせられる外気処理方法³⁾】

- ・外気直接導入
- ・全熱交換器
- ・直膨コイル付全熱交換器
- ・外気処理パッケージ

※このほかにもデシカント機能を具備したものもある

1) 全熱交換器を採用する場合の留意点

前報の試算では、全熱交換器の有無により、年間処理熱量は 1.3 倍の差があることが分かった。一方、全熱交換器を採用すると、単純な換気に対してファン動力が大きくなるため、効率化による負荷低減分のエネルギーが相殺されることに留意する必要がある。ビル用マルチの APF の違いによる外気導入量と空調電力削減量及び換気電力増加量の試算結果をみると、全熱交換器のバイパスなし場合には、APF = 4 の時に、換気電力増加量が空調効率向上による電力削減分と同程度になる結果となった(図 4)。

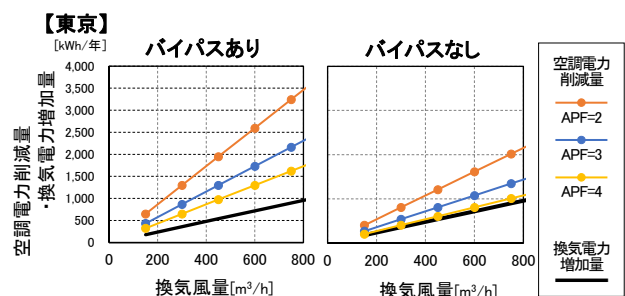


図 4 外気取入量と空調電力削減量・換気電力増加量

2) 外気処理と内部負荷の室内機系統分けの留意点

直膨コイル付全熱交換器や外気処理パッケージを採用する場合、冷房時には除湿のために室内機側の蒸発温度を低く保つ必要がある。このため、内部負荷処理用の室内機と同一の室外機系統に接続すると系統全体の蒸発温度が低温側の要求で制御されるため、室内の内部負荷が小さい時にも蒸発温度を高くすることによる冷凍サイクルの効率特性を活かした省エネルギーを行うことができない

くなる。従って、外気処理系統及び内部負荷処理系統の室内機と室外機との組み合わせを計画する際には、冷媒温度が適切に制御できるように、それぞれの室内機を別の室外機系統にするなどの検討をすることが推奨される。

3) 外気量制御を採用する際の留意点

CO₂ 濃度制御などの外気量を絞る制御を採用する場合は、下記の点に注意する。

- ・全熱交換器を採用する場合は、フロア全体の外気取入量と排気量とのバランスに注意する。
- ・外気処理系統だけで室外機と組み合わせる場合、外気量を絞りすぎることによって室外機への要求能力が極端に小さくなり、低負荷による低効率な運転が生じる可能性があるため、室外機と室内機の容量配分に注意する。

3. 設計段階のポイント

3.1 熱負荷計算時の留意点

ZEB 達成のためには、他の空調システムの場合と同様に、種々の省エネルギーシステムや制御を採用するだけでなく、過大な容量設定を抑制することが重要になる。

空調システムの設備容量を決定するための負荷計算を行う際には、各種の基準などをもとに算出することが多い。負荷計算の基本となる算出方法は従来と大きな違いはないが、算出に用いる内部負荷等の要件は近年縮減側に大きく変わってきている。当該要件選定を誤ると、課題な容量選定によるエネルギーロスにつながる。

1) コンセント負荷

事務室などのコンセント負荷の大きな要素はパソコンやプリンターなどのOA機器によるものだが、これらの機器は従来と比較して大幅に消費電力が小さくなっているだけでなく、仕様書等に表示される電力消費量は定常的に使用されているものではない。一方、本研究で対象としている事務室のような居住空間の空調の目的は、瞬時の最大負荷を処理することではなく、一定時間に蓄積あるいは減少した空間の熱量を処理することである。

図 5.6 にノートパソコン及びプリント複合機の消費電力実測例を示す。両図に示されるような消費電力変動を時間単位で平均化することで冷却能力を算出するための要件を適正化することが可能になる。実際の負荷計算において個々の機器の特性を反映することは現実的ではないが、他の調査研究事例で示されているようなコンセント負荷の実態を設計に盛り込むことは重要と判断される。

2) 照明発熱

近年の LED 照明器具及び各種照度制御の普及により、以前と比較して照明発熱は極めて小さくなってきている。ZEB 実現のためには、照明電力そのものの削減とともに、採用する照明システムのあわせた適切な排熱処理のための負荷容量の設定が重要になる。

3) 人員密度、外気導入量

適正な室内環境を確保するためには、対象となる室の

使用最大人数に基づき外気量などの負荷要件を設定する。また、昨今の新型コロナウイルス蔓延の長期化を受けて、関連する学業界を超えて換気の重要性が指摘されている。一方、従来から実際の人員密度は設計要件よりも低いことや、前記の新型コロナウイルス蔓延をきっかけとした新しい働き方への移行により、執務を行うための事務室空間における定常的な人員密度はさらに減少することも予想される。個別分散空調システムにおいては、中央熱源システムと比較して外気量制御の普及が遅れているが、ZEB 実現のためには必須の要件と判断される。

3.2 室内機選定時の留意点

ビル用マルチの室内機については、同じ室外機系統の一部の機器でも極端に容量を抑制すると、上位の室外機に対する要求(冷房時においては蒸発温度を低くする)が高くなり、系全体が実態(他の系統は低負荷)にそぐわない非省エネルギーな運転になるため、ある程度余裕をもった容量選定も必要になる。また、図 7 に示すように、一般的に同一エリア・同一負荷の冷暖房を行う場合には、ダクト型よりも、天井カセット型の方がファン動力は小さくなる傾向がある。室内機の選定においては、対象となる室の運用方針や内装計画を含めた検討が求められる。

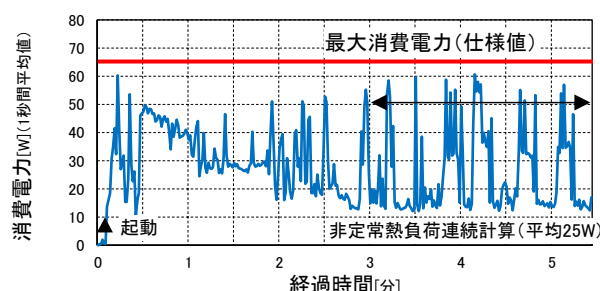


図 5 ノートパソコンの電力消費実測事例

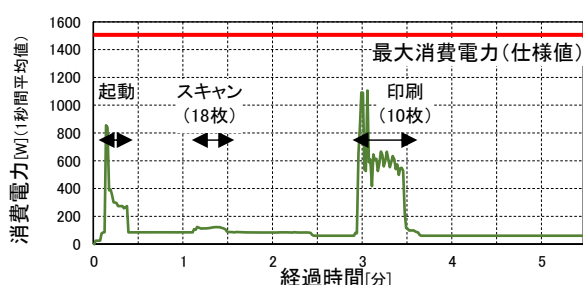
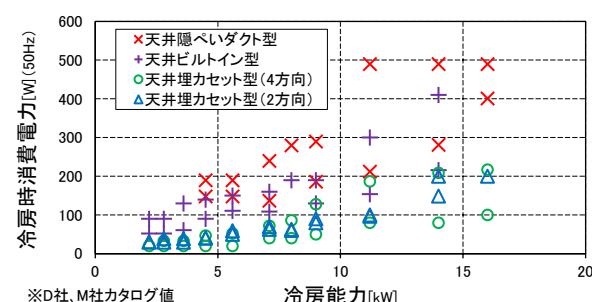


図 6 プリント複合機の電力消費実測事例



※D社、M社カタログ値

図 7 ビル用マルチ室内機の冷房能力と消費電力

3.3 ゾーニング時の留意点

ビル用マルチの省エネルギーのポイントとして、冷凍サイクルにおける冷媒の流量・圧力(温度)の適正化があることを前述した。1つの冷凍サイクルにおいて、1台の室外機に対して複数の室内機がつながるのがビル用マルチの一番の特徴といえるが、複数側になる室内機のゾーニングがエネルギー消費に直接的に影響する。複数の室内機が室外機に対してできるだけ同一の要求を出すことが省エネルギー的な制御につながる。当該視点から求められる設計の留意点を以下に示す。

- ・ 室外機系統内で室内機毎の負荷が偏在しないように、負荷の発生状況と運転時間が同様の室で組み合わせる(例:事務室とサーバー室を同じゾーンにしない、等)。
- ・ 空調目的の異なる室内機を同一の室外機系統内で混在させない(例:外気処理系統と内部負荷処理系統、等)。

3.4 室外機容量選定時の留意点

室外機の容量選定においては、系統内の室内機容量を単純に合計して求めることもあるが、それぞれの室内機の負荷のピークは時間的なずれがある場合があるため、系統全体のピーク時の負荷を適用するのが原則になる。また、一般的に、室外機に接続できる室内機の容量合計は室外機容量の130~150%程度であることを考慮し、室外機容量が過大にならないように選定することが、実運用時の低負荷率に起因する低効率な運転抑制につながる。

一方、本研究で対象としている事務所用途のなかでも、個別制御性に優れるビル用マルチの採用事例が多いテナント事務所ビルにおいては、竣工後の建物利用状況を設計段階に確定することが困難であることや、発注者から提示されるビルグレードに応じた設計条件として、室外機容量も竣工当初からできるだけ大きく計画する傾向があった。ZEBを目指す場合には、例えば、ベース計画とオプション計画の2段階で容量設定できるように工夫し、当初は前述した一連の要件で設定し、建物の運用実態に応じて追加設置や容量増設ができるようすることで、建物のグレードを下げることなく対応することも可能と考えられる。

4. 運用段階のポイント

4.1 運用時の留意点

ビル用マルチにおける運用時の留意点を以下に示す。

- ・ 室内機の設定温度
- ・ 室内機の運転時間
- ・ 外気処理ユニットの運転状況
- ・ 室内機のルーバーの設定

前章までに示したように、室外機系統内における室内機毎の要求のばらつきが大きいと、冷媒圧力(温度)を適切に制御することが難しくなるためエネルギーロスにつながる可能性がある。

運用段階の対策としては、室内機毎の設定温度を極端に低くしたり、高くしたりしないようにすることや、内部

発熱が大きな大空間において、冬期における一時的なペリメータゾーンの暖房運転を抑制するなどが考えられる。また、不在室、不在エリアに対する運転はエネルギーロスに直結するため、センサー類の追加設置を含めた対策が有効と考えられる。

4.2 稼働実態把握の重要性

一般的に、個別分散空調システムを採用する建物においては、中央熱源システムを採用する建物と比較してBEMSなどによる空調システムの稼働状況に関する実態把握への取り組みが遅れている。本研究の目的である、実運用段階におけるZEB、或いは、今後の計画においてZEBを実現するためには、実際の建物におけるシステムの稼働状況の把握が極めて重要であると考えられる。

ビル用マルチにおいては、運転制御のために、機器内及び機器間では膨大な量の情報が通信されている。このうち、ZEBにつながる実態把握に必要なデータを以下に整理した。

室外機：処理能力、消費電力、冷暖モード、運転時間

室内機：設定温度、吸込温度、運転時間

これらのデータは、機器製造者から提供される計測サービス等を用いて入手することが可能である。また、詳細な運転状況の分析には1分間隔など瞬時データを必要とするが、概略を把握するためには、夏期・冬期・中間期にそれぞれ2週間程度の1時間間隔データが必要と考えられる。

まとめ

近年普及が進むビル用マルチに代表される個別分散空調システムを採用する建物のZEB Ready達成に向けて、前報までに報告した、実務者へのヒアリング、実測・実験、及び評価計算モデルによるケーススタディの結果をもとに、計画・設計・運用における留意点をまとめた。これまで以上の省エネルギー実現のためには、計画・設計段階の原点に戻り、建築計画・電気設備計画と綿密に調整するとともに、運転実態を把握したうえで、適正に制御・運用していくことが重要であることが改めて確認された。

参考文献

- 1) 一般社団法人住宅性能評価・表示協会:BELS 事例データ一覧、<https://bels.hyokakyokai.or.jp/cases/list>、2022年3月閲覧
- 2) 宮田 征門, 平川 侑:省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析(その1):新築事務所ビルを対象とした省エネ基準評価結果別の標準的な設計仕様の解明、日本建築学会環境系論文集、85巻、777号、pp. 859-869、2020年11月
- 3) 空気調和・衛生工学会:G1006-2013 ビル用マルチパッケージ型空調システム-計画・設計から性能評価まで、2014年9月

【謝辞】

その1に加え、ガイドライン策定WG(主査:日建設計佐藤孝輔。委員:連名者のほかに富樫英介、星野秀明、羽鳥大輔、佐藤正章、高橋満博、豊原範之、木村剛、白石晃平)の委員各位からご助言頂いた。関係各位に深く感謝の意を表す。

ZEB実現に向けた個別分散空調システムの 設計ガイドライン作成に関する研究

その6 計画・設計・運用ガイドラインの概要

本研究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）の実施した2021・2022年度「脱炭素社会実現に向けた省エネルギー技術の研究開発・社会実装促進プログラム/ZEBを目指した個別分散型空調システムの設計課題に関する調査」に関する委託研究の成果の一部である。

○佐藤 孝輔（日建設計）
芹川 真緒、辻丸のりえ、佐藤 誠、
宮田 征門、柳原隆司

Contents

はじめに

1. ガイドラインの目的と構成
2. 計画段階のポイント
3. 設計段階のポイント
4. 運用段階のポイント

まとめ

1. ガイドラインの目的と構成

1. ガイドラインの目的と構成

個別分散空調システムを採用する建物において、

- 実運用時にZEB Ready相当を達成することを目的として作成
- 空調システムの計画・設計段階における留意点だけでなく、竣工後の運用段階のポイントについても取り上げている
- 対象用途 ： 温暖地における事務所
対象システム： 冷暖房切替型の空冷式ビル用マルチパッケージ型空調システム

※他の気候区分や用途、冷暖房同時運転型システムについても活用できるものをめざした。

1. ガイドラインの目的と構成

設計時の目標値

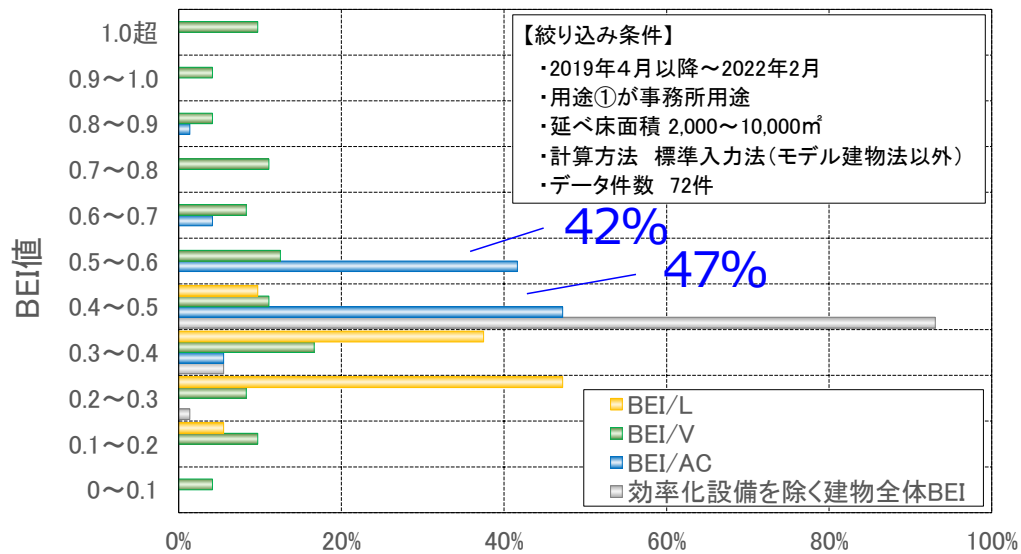


図1 ZEB ReadyのBEI値分布

BEI/AC = 0.4～0.6が約9割

⇒ 目標 : BEI/AC ≤ 0.5 (下限値 : BEI/AC = 0.6) と設定

NIKKEN

日建設計

1. ガイドラインの目的と構成

ビル用マルチのZEB達成のポイント

- ① 年間の処理熱量を下げる（負荷抑制）
- ② 低負荷領域の断続運転を避ける
- ③ 冷媒の「蒸発温度が低い状態（冷房時）」・
「凝縮温度が高い状態（暖房時）」を抑制する

1. ガイドラインの目的と構成

ビル用マルチの運転実態

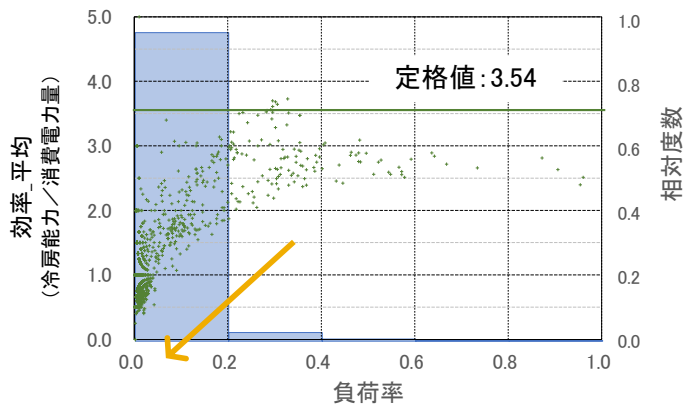


図2 冷房運転時の負荷率と効率の関係

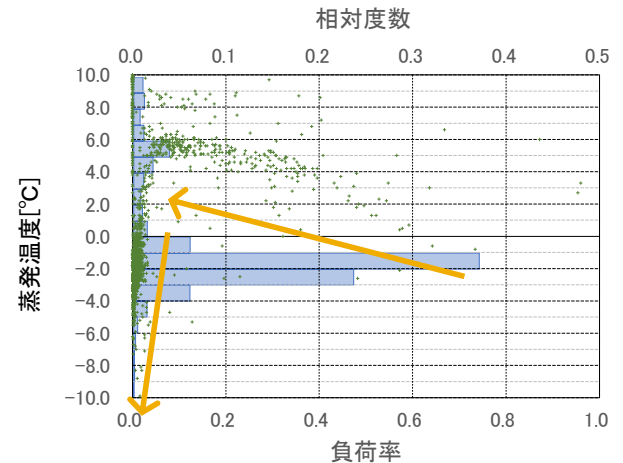


図3 冷房時の負荷率と蒸発温度の関係

- 負荷率が0.2以下の運転時間が占める比率が極めて大きく、当該負荷率における効率が急激に低下している … 図2
- 負荷率低下にあわせて蒸発温度が高くなるが、0.05以下では急激に低くなる（⇒ 効率低下） … 図3

NIKKEN

日建設計

2. 計画段階のポイント

2. 計画段階のポイント

ZEB Ready達成のポイント（計画段階）

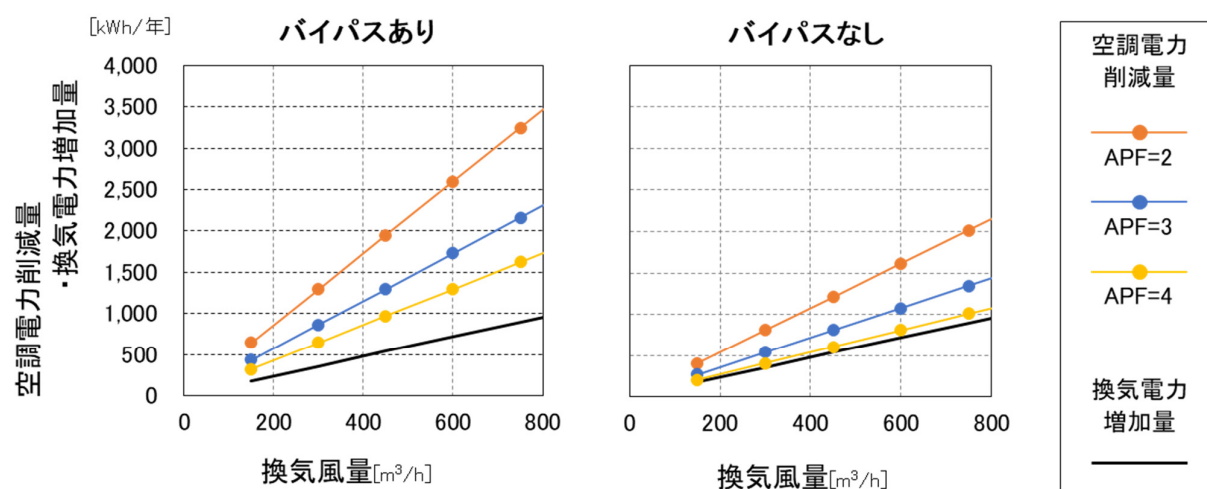
ZEB Ready 達成のポイント			分類 ◎：該当、○：一部該当		
大分類	中分類	ポイント	①	②	③
外皮性能の向上		- 建物の外皮（窓、外壁、屋根等）からの熱取得、熱損失をできるだけ減らす ※第5報の試算では年間処理熱量が1.3倍と試算	○	○	—
外気処理方法	全熱交換器の採用時	(別スライドで説明)	◎	◎	—
	外気処理系統の系統分け	外気負荷と室内負荷を別々に処理する場合は、外気処理用と内部負荷処理用の室内機は別の室外機系統とする	—	—	◎
	外気量制御の採用時	- 全熱交換器を採用する場合はフロア全体のエアバランスに注意 - 外気を絞るすぎることによる室外機の低負荷率運転の回避を考慮した容量配分に注意	◎	○	—

NIKKEN

日建設計

2. 計画段階のポイント

全熱交換器を採用する場合の留意点



※東京での試算結果

図4 外気取入量と空調電力削減量・換気電力増加量

- 全熱交換器は、適切に選定・運用しないと（バイパス機能を活かさない）、ビル用マルチの性能向上の効果を相殺してしまう可能性がある

NIKKEN

日建設計

3. 設計段階のポイント

3. 設計段階のポイント

ZEB Ready達成のポイント（設計段階- 1）

ZEB Ready 達成のポイント			分類 ◎：該当、○：一部該当		
大分類	中分類	ポイント	①	②	③
熱負荷計算時の留意点	コンセント負荷	(別スライドで説明)	—	◎	—
	照明発熱	・適切な設計照度とし、照明制御も考慮した上で、実際の照明機器を想定した発熱量とする	—	◎	—
	人員密度、外気導入量	・実在室人員に応じた人員密度とし、適切な外気導入量を設定する ⇒近年のオフィスにおける働き方への対応が重要	—	◎	—
室内機選定時の留意点	室内機能力の選定	・一部の室内機の能力を絞りすぎないように選定	—	—	◎
	室内機タイプの選定	(別スライドで説明)	—	—	—

3. 設計段階のポイント

ZEB Ready達成のポイント（設計段階- 2）

ZEB Ready 達成のポイント			分類 ◎：該当、○：一部該当		
大分類	中分類	ポイント	①	②	③
ゾーニング時の留意点		・ 室外機系統内の室内機の運転条件（方位、室用途等）をできるだけ統一する	—	—	◎
室外機容量選定時の留意点	室外機能力の選定	・ 室外機系統全体のピーク時の負荷から室外機能力を選定する ・ 室外機に接続できる室内機容量の合計値に留意 $\Sigma \text{室内機容量} = \text{室外機容量} \times 1.3 \sim 1.5$	—	◎	—
	テナントビルへの対応	・ ベース計画とオプション計画の2段階で設備容量を設定できるように工夫する - ベースを少なめに設定し - 後で増設しやすい計画とする	—	◎	—

NIKKEN

日建設計

3. 設計段階のポイント

熱負荷計算時の留意点（コンセント負荷）

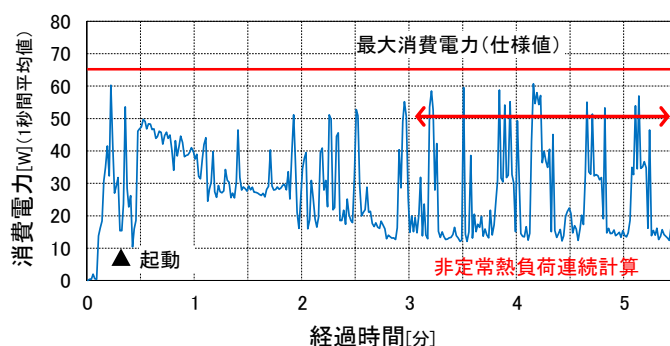


図5
ノートパソコンの電力消費実測事例

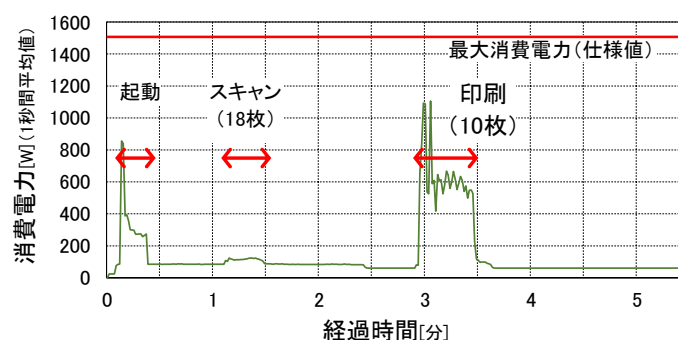


図6
プリント複合機の電力消費実測事例

➤ 事務室で使用する機器類（PCやプリント複合機）は、従来と比較して消費電力が小さくなっている。

➤ 仕様値で示される電力消費量は瞬時～短時間の値

⇒ 空調の要件は一定時間の負荷積算値を処理すること

NIKKEN

日建設計

3. 設計段階のポイント

室内機選定時の留意点（室内機タイプ）

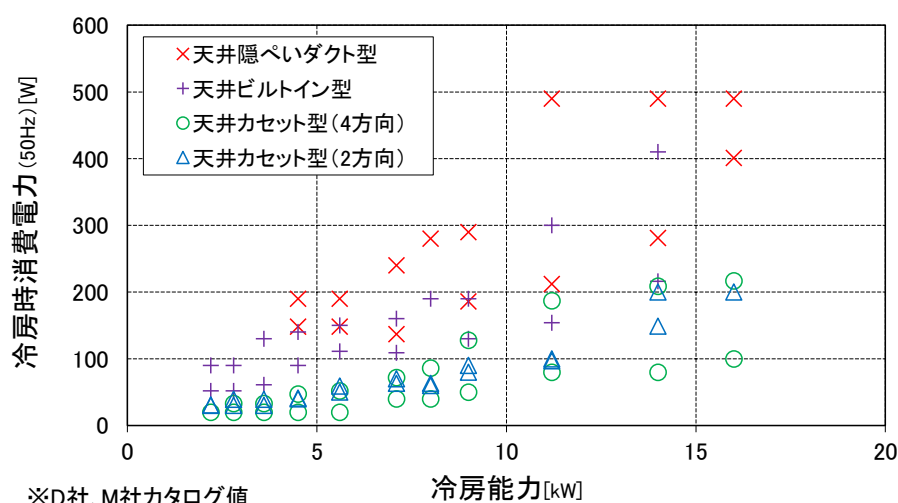


図7 ビル用マルチ室内機の冷房能力と消費電力

- 同じ室内機能力の場合、一般的に、天井カセット型の方が天井隠ぺいダクト型よりもファン動力が小さい

⇒ 室の運用方法などの建築計画を含めて選定することが重要

NIKKEN

日建設計

4. 運用段階のポイント

4. 運用段階のポイント

ZEB Ready達成のポイント（運用段階）

ZEB Ready 達成のポイント			分類 ◎：該当、○：一部該当		
大分類	中分類	ポイント	①	②	③
運用時の留意点	室内機の設定温度	・室内機の設定温度を極端に低くしたり、高くしたりしないようにする	—	—	◎
	室内機の運転時間	・消し忘れがないように注意し、同一系統内で室内機 1 台だけ運転するなどの低負荷での運転を避ける	—	○	—
	外気処理ユニットの運転状況	・在室人員不在時に外気処理ユニットを運転していないか、設定温度が適切か確認する	—	—	—
	室内機のルーバーの設定	・暖房時に室内機のルーバーが水平吹き出しの設定になっていないか注意する（天井カセット型の場合）	—	—	—
稼働実態把握の重要性	実稼働データの入手方法	・室外機、室内機の実態把握に必要なデータを計測サービス等により入手する	—	—	—
	稼働データ確認のポイント	・想定した通りに運転できているか、無駄な運転をしていないか、効率の悪い運転をしていないか把握する	—	—	—

NIKKEN

日建設計

まとめ

まとめ

- 近年普及が進むビル用マルチに代表される個別分散空調システムを採用する建物のZEB Ready達成に向けて、前報までに報告した、実務者へのヒアリング、実測・実験、及び評価計算モデルによるケーススタディの結果をもとに、計画・設計・運用における留意点をまとめた。
- これまで以上の省エネルギー実現のためには、**計画・設計段階の原点に戻り、建築計画・電気設備計画と綿密に調整するとともに、運転実態を把握したうえで、適正に制御・運用していくことが重要**であることが改めて確認された。

ガイドラインが、今後の省エネルギー及びカーボンニュートラルの一助になることを期待しています。