非定常熱解析による高断熱建物を対象とした最大熱負荷設計法の提案と検証

PROPOSAL AND VALIDATION OF DESIGN METHOD FOR THERMAL PEAK LOAD
FOR HIGHLY INSULATED BUILDING BY TRANSIENT THERMAL ANALYSIS

辻 圭輔*, 森 太郎**, 羽山広文***, 絵内正道****, 菊田弘輝*****

*Keisuke TSUJI, Taro MORI, Hirofumi HAYAMA,
Masamichi ENAI and Koki KIKUTA*

Generally speaking, heat source capacity of HVAC system is designed by maximum thermal load calculation method. Considering peak thermal load of the buildings emerge only a few days throughout the year especially in highly insulated buildings, heat source tend to deteriorate its performance due to partial load operation. The purpose of this study is to propose new design method for highly insulated buildings. Firstly, operational state of existing HVAC systems in Hokkaido during winter was clarified. Second, case studies on operational state of heat source and indoor temperature using EPS-r were carried out.

Keywords : Thermal Load Calculation, Transient Thermal Analysis, Heat Source Equipment, Air-Condition System, Insulated Building

熱負荷計算, 非定常解析, 熱源機器, 空調システム, 高断熱建物

1. 研究の背景と目的

建築環境に関する様々なシミュレーションツールが世界中で提案されている現在にあっても、日本における空調システムの多くは建築設備設計基準¹⁾によって算出された最大熱負荷（以下は最大負荷法）を用いて設計されている。最大負荷法のようにピーク負荷による設計は機器容量の過剰設計が危惧されており、実際に多くの建物における空調システムは低負荷運転での運用が大半を占めていると言われている。現在では定格運転時だけでなく低負荷運転時に主眼を置いた空調設備機器が開発されているが、機器は一般に低負荷で効率が低下する傾向がある。一般的な建物において、空調設備で消費されるエネルギー量は施設全体で消費されるエネルギー量の半分程度を占めていると言われており、空調設備機器の低負荷運転による効率の低下、特に熱源機器の低効率な運用は施設全体の省エネルギー化を図る上で大きな課題となっている。

このような背景の下、今日では空調設備の「運用最適化」と「適正な機器容量の選定」の必要性が広く認識されてきており様々な提案が行われている。前者では、BEMS等を用いた運用時のデータ収集及び検証によるコミッショニングや、国土交通省のLCEM²⁾や石野らのBEST³⁾等による空調設備のシステムシミュレーションが注

目されている。後者では、熱源機器の容量選定において最も重要となる最大熱負荷の見直しが行われている。猪岡は過剰設計の原因となる余裕率の見直し^{4),5)}、一瀬らは寒冷地ビルにおける室内発熱と予熱運転を考慮したピーク負荷低減による空調用熱源機の容量設計⁶⁾、相賀は期間熱負荷解析での室温超過危険率や室温変位規定による装置容量選定法^{7),8)}、絵内らは高断熱建物の熱容量の影響を踏まえ室温変動を許容した熱収支による平均負荷法⁹⁾を提案している。

一方、現在ではCPUの性能が向上しシミュレーションを行う環境が整いつつあり、BIMとの連携が行われるなど非定常解析が今後の設計ツールとして期待されている。上記の提案でも非定常解析を活用している例が見られるが、非定常熱負荷解析による低負荷の検証や、機器容量の影響による室内の温熱環境に関する研究、特に寒冷地や高断熱の建物を対象とした研究事例は稀有である。

そこで本研究では、積雪寒冷地における高断熱の建物において、負荷の頻度分布解析及び空調機器の容量を変化させた時の室温変動を把握し、これらを考慮した高効率な空調システムの設計手法を検討することを目的とする。検証は実測調査と非定常熱解析により行い、対象施設は北海道伊達市に建設された療養型多機能福祉施設とした。また、検証期間は期間負荷の大部分を占める暖房期とした。

* 北海道大学大学院工学院 修士課程

** 北海道大学大学院工学研究院 准教授・博士(工学)

*** 北海道大学大学院工学研究院 教授・博士(工学)

**** 北海道大学 名誉教授・工博

***** 北海道大学大学院工学研究院 助教・博士(工学)

Graduate Student, Graduate School of Eng., Hokkaido Univ.

Assoc. Prof., Faculty of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

Prof., Faculty of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

Prof. Emeritus, Hokkaido Univ., Dr. Eng.

Assist. Prof., Faculty of Eng., Hokkaido Univ., Dr. Eng.

2. 研究対象施設

2.1 建物概要

2012年1月に北海道伊達市に竣工した療養型多機能福祉施設を対象建物とした。建物概要を表1に示す。RC造の地上3階建て、延床面積は約8,000m²である。断熱仕様は外断熱工法で断熱厚さは壁が150mm、屋根が250mmであり、窓はLow-eペアガラス樹脂サッシである。PAL値は197MJ/m²・年（病院基準:370MJ/m²・年）で、寒冷地仕様の高断熱な建物となっている。図1に基準階平面図を示す。ペリメーターゾーンに居室が配置され、インテリアゾーンに共用部や廊下、詰所、水回り等が配置されている。居室の開口部の主要方位は西と東であり、一部居室でのみ南に開口が設けられている。居室数は全150室で入居可能人数は161人である。

2.2 空調システム概要

空調システム系統図を図2に、暖房時における空調の設計値を図3に示す。居室は床暖房であり熱源機は空冷ヒートポンプチャラー（以降はCR）、送水温度は42℃、居室の設定温度は22℃である。その他共用部はヒートポンプエアコンで、設定温度は22℃である。換気は廊下で給気し、その空気を居室のドアガラリを通して居室内部に取り入れ、居室から排気する。排気の際、排気空気と給気空気は熱交換される。このような換気計画となったのは施設の運営上、居室の室内空気を他の室に拡散させないためである。

3. 実測調査

3.1 実測概要

対象施設の本格的な運用は2012年2月より開始されており、本研究では2012年3月から2012年12月までの実測データを用いて検証を行った。主な計測項目は消費電力量、CRの熱量、居室の温熱環境の3つである。消費電力量はBEMSにて1時間間隔で計測を行った。熱量は図2に示した2次側配管に温度計と流量計を設置して1分間隔で計測を行い、行き還りの温度差と流量から熱量を算出した。居室の温熱環境は図1に示した2階の代表居室において、温度、湿度、躯体温度を1分間隔で計測した。躯体温度は施工時に熱電対をスラブ内に設置して計測を行った。

3.2 実測結果

(1) 一次エネルギー消費量

3月から12月における月別の一次エネルギー消費量を図4に、消費量の構成比を図5に示す。一次エネルギーへの変換係数は電気が9.76MJ/kWh、木質ペレットの燃焼によって作られた給湯熱量は3.60MJ/kWhとした。消費量は照明、コンセント、給湯、厨房、空調、その他から構成されている。10ヶ月間の消費量の合計は1459MJ/m²であった。本施設は従前の施設の老朽化による建て替えである。従前の建物の年間のエネルギー消費量は約2400MJ/m²であり、エネルギー消費量の大幅な削減を確認した。消費量の内訳は空調が約3割と最も多く、暖房期では半分程度を占めていた。対象施設の更なる省エネルギー化を図る上で、暖房時における空調システムの高効率な運用が大きく寄与することが確認された。

(2) CRの負荷率と期間発生負荷

対象施設において最も快適な温熱環境が求められる居室の空調システムの運用状況を確認するため、主要熱源機であるCRの検証を行った。図6にCRの負荷率の頻度分布を示す。負荷率は計測した熱

表1 建物概要

所在地	北海道伊達市幌美内町
用途	多機能福祉施設
規模	敷地面積 15,199 [m ²] 建築面積 2,784 [m ²] 延床面積 7,928 [m ²] 階数 地上3階
構造	鉄筋コンクリート造
断熱	壁 ビーズポリスチレンフォーム, 150 [mm], 外断熱工法 屋根 押出し式ポリスチレンフォーム, 250 [mm], 外断熱工法
窓	Low-eペアガラス, 樹脂サッシ
PAL値	197 [MJ/m ² ・年], (病院基準:370 [MJ/m ² ・年])
空調方式	居室:床暖房 共用部:エアコン
空調設備	居室:空冷ヒートポンプチャラー 台数2 [台], 定格能力150 [kW] 加熱能力75[kW/台], 圧縮機4.1[kW/台]×5, 送風機0.75[kW/台]×3, インバータ制御 消費電力3φ・200V, 加熱24.2[kW/台], 冷媒R410A 共用部:空冷ヒートポンプエアコン(ビル用マルチエアコン) 台数7 [台], 定格能力314[kW]

図1 基準階平面図

図2 空調システム系統図

図3 居室と廊下における空調の設計値（暖房時）

量からCRの定格能力である150kWを除すことで算出した。負荷率の最大値は3月の70%程度であった。負荷率の最頻値は暖房期全体で3%程度、計測期間中で最も厳しい気候条件となった3月と12月では40%程度であった。計測期間における暖房の殆どは負荷率50%以下の低負荷運転が大半であったことを確認した。

(3) 居室の温熱環境

最も多くの暖房負荷が発生した3月における居室の温熱環境を検証した。代表居室の室温と躯体温度、外気温を図7に示す。外気温は伊達市の気象台より2012年3月のデータを参照した。3月の伊達市の平均外気温は0.2℃、最低気温は-8.4℃、代表居室の平均温度は22.9℃、最低温度は22.4℃であった。外気温が氷点下となることが多く見られた3月においても、室温の実測値は設定温度である22.0℃以上を常に確保しており、快適な温熱環境で運用されていたことを確認した。また、その温度維持は床暖房によって行われており、その放熱場所である床スラブは室温よりも2℃高く推移していた。

(4) CRの外気温別の負荷率とCOP

CRの効率を検証するため、外気温と負荷率がCOPに与える影響を検証した。図8に外気温別の負荷率とCOPを示す。COPは実測値の熱量をBEMSの電力消費量で除すことで算出した。負荷率の平均値は外気温が-5.0℃未満では38.6%、外気温が-5.0℃以上0.0℃未満では30.1%、外気温が0.0℃以上5.0℃未満では27.0%、外気温が5.0℃以上の場合では10.9%であった。外気温が低いほど暖房負荷が増加するため負荷率は高くなっていた。計測期間における負荷率の最大値は66.6%（外気温は-5.9℃、COPは2.9）であった。COPの平均値は外気温による大きな違いは見られず1.7～1.9程度であり、最大値は3.6（外気温は-6.1℃、負荷率は58.7%）であった。外気温が-5.0℃以下の高負荷率で見られるCOPが3.0近辺の値は、連続した数時間で発生していた。一方、負荷率が小さくなるほどCOPの値にばらつきが見られ、COPが1.0を下回る時間も発生していた。これは機器の発停回数の増加が要因だと思われ、低負荷運転になるほどCOPの値が不安定となる結果となった。

以上のように、暖房時における居室の空調システムの検証を行い、快適な温熱環境が確保されていたこと、また熱源機のCRは低負荷運転が大半であることを確認した。またCRの機器特性を検証し、機器の高効率運転のためには発停回数を減らすため低出力運転を極力避けること、また高出力での連続運転が重要であること確認した。

4. エネルギーシミュレーション

実測値のCRの熱量と気象台の外気温を用いて、LCEMツールで消費電力量を計算した。熱源機器のオブジェクトは空気熱源ヒートポンプユニットを用いた。図9に結果を示す。シミュレーションにおいても150kWで実施した結果は実測値と近い値となり、入力値の妥当性を確認した。また、この結果をもとにCRの定格能力を実際の150kWから110kWとすることで電力消費量が約1割削減される結果となった。これは負荷率が高くなり、熱源機器が高効率な運転となったためである。

エネルギーシミュレーションを行い、実測結果と同様に部分負荷運転時の負荷率とCOPを考慮した空調システムの設計が省エネ

図4 月別の一次エネルギー消費量

図5 一次エネルギー消費量の構成比

図6 CRの負荷率

図7 3月における代表居室の室温と外気温

図8 外気温別のCR負荷率とCOP^{注1)}

図9 LCEDによるCRの電力消費量

ギーに大きく寄与する事を確認した。そのような空調システムを構築する為には、設計時に熱源機器の適切な容量を選定することが重要となる。そこで以下より、非定常熱解析による高断熱建物の部分負荷と温熱環境の検証を行い、適正な最大熱負荷の設計手法を検討した。

5. 非定常熱解析

5.1 解析ツール

非定常熱解析には建物の総合環境解析が行えるESP-rを用いた。ESP-rは1970年代後半から開発されているシミュレーションソフトウェアであり、国際的なベンチマークテストのBESTESTを通過している。本研究では武政らが行っているLEAD projectのディストリビューションを用いた。

5.2 解析モデル

解析範囲は対象施設の西側ブロックとした(図10参照)。図10に解析モデルとゾーン名称を示す。解析範囲をESP-rのモデリング機能^{注2)}を用いて、居室と廊下の空調室、その他の非空調室の計72ゾーンで構成し、空調システムを再現した。居室は床暖房で設定温度は22℃、床暖房の設定温度は42℃、廊下の設定温度は22℃、換気は廊下から居室へ0.5ac/h給気される設定とした。図11にある3日間の室温と床下温度、暖房負荷を示す。室温が設定温度である22℃以下となると床下が42℃まで暖められ、室温が22℃以上となると熱の投入が停止され、床暖房への温水供給が停止した状態が模擬できている。

表2に内部発熱スケジュールを示す。対象施設の入居者は10:00から18:00の時間帯で居室に不在となる。スケジュールはPAL計算におけるホテル用途の客室を参考にして作成した。解析対象期間は1月1日から3月31日までの暖房期とし、気象条件は最大負荷法との比較を行うため札幌のHASPデータを用いた。解析は1分間隔で行い、負荷は1時間積算値、室温は1時間平均値とした。

5.3 解析パラメータの設定

(1) 空調・日射制御

空調・日射の制御条件を表3に示す。連続運転、間欠運転、間欠運転+日射受熱の3条件とした。連続運転は暖房、換気ともに24時間運転とし、間欠運転は入居者が不在となる10:00から18:00で暖房及び換気の運転を停止し1日14時間運転とした。どちらの場合も窓にはブラインドが設置されている。間欠運転+日射受熱は暖房及び換気の運転は間欠運転時と同様であるが、窓のブラインドを開けて日射熱^{注3)}を利用することとした。

(2) 断熱性能

断熱性能は3条件とし、各ケースの断熱厚さと熱貫流値を表4に示す。対象施設における実際の仕様であるcase1とそれよりも断熱性能の劣るcase2、case3とした。

以上の空調・日射制御の3条件と断熱性能の3条件、計9条件で解析を行った。

5.4 期間暖房負荷と負荷率

設定温度を常に確保した場合の発生負荷を検証するため、暖房能力を無制限として解析を行った。居室ゾーン(床暖房)^{注4)}の期間負荷と負荷率の結果を図12に示す。負荷率は発生負荷を最大負荷法による値で除して算出しており、負荷率1~50%(以降は低負

荷)、負荷率51~99%(以降は高負荷)、負荷率100%の割合で区分した。

連続運転と間欠運転の期間負荷を比較すると、case1が6,880kWhと7,780kWh、case2が9,355kWhと10,199kWh、case3が14,106kWhと14,771kWhであり、どのケースでも間欠運転の方が若干大きくなる傾向が見られた。これは、間欠運転を実施するこ

表3 空調・日射制御条件

	暖房時間	ブラインド
連続運転	1日24時間	閉
間欠運転	1日14時間(10:00~18:00で暖房停止)	閉
間欠運転+日射受熱	1日14時間(10:00~18:00で暖房停止)	開

表4 断熱性能条件

	壁		屋根	
	断熱厚さ[mm]	熱貫流値[W/(m ² ·K)]	断熱厚さ[mm]	熱貫流値[W/(m ² ·K)]
case1	150	0.20	250	0.10
case2	100	0.29	150	0.16
case3	50	0.54	100	0.24

図12 床暖房の期間負荷と負荷率

とで躯体の温度が低下し、次の立ち上がりの際の暖房負荷が増加するからである。一方、廊下ゾーン負荷（外気調和分を含む）^{注4)}を含めたトータルの暖房負荷は連続運転時より間欠運転時の方が小さくなっている。

間欠運転+日射受熱の期間負荷はcase1が3,266kWh、case2が5,239kWh、case3が9,535kWhであった。ブラインドを開ける前の間欠運転からの削減率を比較すると、case1で約49%、case2で約39%、case3で約26%であった。断熱性能が高いほど日射熱による削減率が大きくなる傾向が見られた。

負荷率は全ての条件で低負荷が大半であり、どのケースでも間欠運転+日射受熱、連続運転、間欠運転の順で低負荷の比率が高かった。また、どの条件でも低負荷の比率は断熱性能が高いcase1が最も高くなっていた。

5.5 負荷分布の検証

床暖房負荷の発生状況をより詳細に把握するため、負荷の頻度分布で検証を行った。連続運転、間欠運転、間欠運転+日射受熱時の結果を図13に示す。実線はcase1、破線はcase2、一点鎖線はcase3の最大負荷法による値である。

(1) 連続運転の負荷パターン

0負荷の発生割合が最も多く、その他も殆どが最大負荷法に比べ20%程度の低負荷であり、負荷が大きくなるにつれて徐々に発生時間は減少していた。居住者が不在となる日中や就寝後の深夜などの内部発熱量が減少する時間帯で高い負荷が発生し、最大負荷は厳寒期の日射がなく入居者が不在となる時間帯で発生していた。最大負荷の値はどのケースでも30kW前後であった。断熱性能が低いほど数時間連続して最大負荷法の50%以上の高負荷の発生割合が増加し、0負荷やそれ以下の低負荷の比率が低くなっていた。

(2) 間欠運転の負荷パターン

最大負荷は50から55kWであり、連続運転と比較して1.5倍程度と大きな値で発生していた。発生時間帯は厳寒期の18:00であり、立ち上がり負荷であった。暖房を停止すると室温は構造体等に蓄えられた熱を失いながら低下するが、断熱性能が高いとより多くの熱を蓄えているため室温の低下が緩やかになる。そのため、断熱性能の高いcase1では立ち上がり後1時間で室温及び構造体温度が回復して、その後の数時間は負荷が発生していなかった。一方、断熱性能の低いcase3では室温及び構造体の温度が回復するまでに数時間を要するため、最大負荷の50%以上の高負荷の発生頻度が高くなっていた。30～35kW程度で発生している負荷は深夜時間帯の負荷で、断熱性能が悪いほど多くの時間で発生していた。

(3) 間欠運転+日射受熱の負荷パターン

連続運転及び間欠運転と比較して、期間暖房負荷及び最大負荷の50%を超える高負荷の頻度が大きく減少していた。最大負荷は間欠運転時と同様に厳寒期の立ち上がり時に発生しており、最大負荷の値は50から55kWであった。深夜に発生する30から35kW程度の負荷も同様にみられるが、これらの負荷の発生時間は半分程度に減少しており、減少率は断熱性能が高いほど大きかった。これは、日射熱取得により日中の室温及び構造体への蓄熱量が上昇し、予熱分が立ち上がり時及び深夜の負荷を軽減させたためだと思われる。断熱性能が高いほど熱容量の影響が大きくなるため、負荷の削減率が大きくなっていた。

6. 適正な最大熱負荷の設計法の提案

6.1 検証手法

最大負荷法のようにピーク負荷による設計は常時設定室温を満足させることが可能となるが負荷の発生頻度は低負荷が大半となり、特に高断熱建物でこの傾向が顕著になることが確認された。省エネルギーの観点からは部分負荷に重点が置かれるべきであり、そのためには負荷分布を考慮した設計法が必要となる。そこで、暖房能力の最大値（以下は定格能力）を変化させ室温低下リスクを検証

図13 床暖房負荷の頻度分布

図14 最寒日におけるcase1の室温と床暖房負荷（間欠運転）

表5 各条件の最大負荷法と平均負荷の値

空調条件	断熱性能	最大負荷法 [kW]	平均負荷① [kW]	平均負荷② [kW]
連続運転	case1	2.6	0.8	1.7
	case2	3.2	1.1	1.8
	case3	4.1	1.5	2.1
間欠運転	case1	2.9	1.2	2.5
	case2	3.5	1.6	2.3
	case3	4.5	2.2	2.7
間欠運転+日射受熱	case1	2.9	0.8	2.3
	case2	3.5	1.2	2.7
	case3	4.5	1.9	2.6

し、その評価に基づく最大熱負荷の設計法を提案する。検証の対象居室はゾーン番号8の3階西側居室2とした（図10参照）。

6.2 最大負荷法と平均負荷

検証の際、比較対象となる定格能力として最大負荷法と平均負荷の値を用いた。図14は最寒日（1月15日）を含む3日間のcase1-間欠運転時における室温と負荷の推移である。最大負荷法の値は2.9kWである。最大負荷は15日18時の6.1kW、暖房時間（14h/day）における平均値0.8kWを平均負荷①、実際に暖房が行われた実効暖房時間（14日：7h,15日：6h,16日：9h）における平均値2.6kWを平均負荷②とした。表5にこれらの値を全ケースで算出した結果を示す。

6.3 暖房期の評価

(1) グラフの見方

連続運転の結果を図15、間欠運転の結果を図16、間欠運転＋日射受熱の結果を図17に示す。条件毎に3ケースあり、ケース毎に上が室温変動、下が負荷変動のグラフである。室温変動は最大値、四分位範囲、最低値で示した。なお、室温変動は本施設が療養施設であり、24時間に近い運用を求められることから運転方法によらず全解析期間の結果を元に計算した。但し、建物の種類によっては利用時間のみの室温変動を評価することも可能である。

一点鎖線は居室の設定室温の22℃である。負荷変動は居室ゾーン負荷（以下暖房負荷）と廊下ゾーン負荷で示し、暖房負荷は負荷率毎に区分した。横軸は室温変動、負荷変動共に床暖房の定格能力とし、破線は表5に示す各ケースの平均負荷①、平均負荷②、最大負荷法の値である。このグラフを用いる事で任意の定格能力における室温変動と負荷率の頻度を把握し評価する事ができる。また、暖房負荷と廊下ゾーン負荷を合わせて読むことでトータルの暖房負荷の推移を読み取ることができ、さらにそれに占めるそれぞれの負荷の割合を把握することができる。

(2) 連続運転の室温・負荷変動

図15に結果を示す。定格能力が最大負荷法以上であれば、どのケースでも室温は21℃以上確保されており、殆どの時間で設定室温である22℃を満たしていた。また、以下全てのケースにおいて室温の最高値は25℃を超えているが、これは日射侵入による影響である。図17（間欠運転＋日射受熱）において、他のケースに比べ最高値が高くなっていることからその影響がわかる。定格能力が最大負荷法以下になると、徐々に最低値が低下し始め、平均負荷②を下回ると大きく低下していた。四分位範囲は平均負荷②を下回ると低下し始め、平均負荷①以下で急激な低下となった。断熱性能が低い程室温の低下が大きくなるが、各ケースにおける最大負荷法、平均負荷①、平均負荷②での室温低下は同様の傾向を示していた。

期間負荷（解析対象期間（1/1から3/31）の積算値）は定格能力が最大負荷法以上であればほぼ一定に推移しており、case1で951kWh、case2で1420kWh、case3で2117kWh程度であった。負荷率はどのケースでも低負荷の発生が殆どで、高負荷や負荷率100%での運転は殆ど見られなかったが、断熱性能が悪いほど高負荷の頻度が若干多い傾向が見られた。定格能力が最大負荷法以下になると、負荷率100%の発生が徐々に増え、平均負荷②で全体の約30%、平均負荷①で約60%となった。定格能力を最小化するほど実効暖房時間が長くなるため、期間負荷は平均負荷②まで殆ど変化せ

ず、平均負荷①以下から減少し始める結果となった。

このグラフ（case1）を利用して設計能力を求めるためには、最初にユーザーとディスカッションをして室温低下の許容範囲を定める（ここでは、室温変動の四分位範囲の下端（75%）が設定温度を下回らないとする）。もちろん、この範囲は変更が可能である。その後、暖房能力を無限大とした計算（一般の暖房負荷計算）を行い、上限値を求めたうえで、徐々に最大能力を減少させた際の暖房負荷、室温変動を求め、図17、case1を完成させる。その後、要求条件であった四分位範囲の下端と設定温度の交点を求め、それが達成できる最低の能力を求めることで設計能力を求めることができる。この図を用いた場合1.5kWとなった。

(3) 間欠運転の室温・負荷変動

図16に結果を示す。連続運転と比較して空調停止時間帯の発生

図15 暖房期における連続運転の室温及び負荷変動

により、室温の最低値と第一四分位数が低下し、室温の分布が低温側に2〜3℃広がった。また断熱性能が悪くなるほど室温の最大値、四分位範囲、最低値が低下し、室温変動幅も大きくなった。

定格能力が最大負荷法以上であれば、連続運転と同様に殆どの時間で設定室温である22℃を確保していた。定格能力が平均負荷②以下になると徐々に四分位範囲、最低値が低下し始め、平均負荷①を下回るとそれぞれ大きく低下し始めた。

期間負荷は定格能力が最大負荷法以上において、case1で1009kWh、case2で1440kWh、case3で2098kWhであり、連続運転とほぼ同程度の値であった。負荷率は立ち上がり時において高出力が要求されるため、負荷率100%及び高負荷の比率が高まり、断熱性能が悪いほど高出力の頻度が高い傾向が見られた。定格能力が最大負荷法以下になると徐々に負荷率100%の比率が増加し、平均

図16 暖房期における間欠運転の室温及び負荷変動

負荷①以下で半分以上の比率を占めるようになった。期間負荷は連続運転時と同様に平均負荷①以下から減少が見え始めた。

(4) 間欠運転+日射受熱時の室温変動

図17に結果を示す。間欠運転と比較して室温の分布が上昇し、特に第三四分位数と最大値が大きく上昇したことで室温変動幅が高温側に広がった。最大値は29℃程度であり、日射熱が室温の上昇に大きく寄与したと考えられる。四分位範囲は断熱性能が低いほど狭くなっていた。

定格能力が最大負荷法以上であれば、これまでと同様にどのケースでも室温変動は殆ど変化しなかった。定格能力が平均負荷②以下になると徐々に四分位範囲、最低値が若干低下し始め、平均負荷②を下回るとそれぞれ明らかに低下していた。しかし、間欠運転時ほど定格能力の最小化による室温低下の影響は見られず、case1にお

図17 暖房期における間欠運転+日射受熱の室温及び負荷変動

いては自然室温でも四分位範囲は20℃以上となっていた。定格能力が最大負荷法以上における期間負荷は、case1で359kWh、case2で702kWh、case3で1331kWhであり、間欠運転と比較して日射熱の侵入により積算負荷は大幅な減少となり、断熱性能が良いほど削減率は大きかった（case1:約64%、case2:約51%、case3:約37%）。負荷率は間欠運転時とほぼ同じような傾向を示しており、空調の立ち上がり時において高出力が要求されるため、負荷率100%及び高負荷の比率が高く、断熱性能が悪いほど高出力の頻度が高い傾向が見られた。定格能力が最大負荷以下になると徐々に負荷率100%が増加し、平均負荷①で半分以上を占めるようになる。積算の暖房負荷はこれまでと同様に定格値が平均負荷①以下から減少傾向が見え始めた。

(5) 暖房期における定格負荷の検討例

全ケースで定格能力が最大負荷法の値以下となると室温最低値の低下が始まるが、四分位範囲の低下は平均負荷②以下になるまで殆ど見られなかった。つまり連続運転のcase1の場合、室温最低値が設定室温から1.0℃程度低下することを許容できれば、定格能力を1.5kW程度で設計しても大半の室温は設定室温を確保できると評価できる。定格能力の低減により実効暖房時間が長くなるため期間負荷の減少は殆ど見られないが、定格負荷及び高負荷の比率が高まり、機器の高効率運転によるエネルギー消費量の削減が期待できる。定格能力が平均負荷①以下となると、実効暖房時間の延長による負荷の除去が限界となり、期間負荷が減少し室温が大きく低下した。間欠暖房時は断熱性能が低いほど、空調停止時間帯における室温の低下が顕著に現れる。そのため、定格能力の低減に伴う室温低下のリスクを軽減させるためには、断熱性能の向上が有効であると言える。

6.4 ヒートポンプの定格能力

ヒートポンプ（以下、HPと称する）は暖房時において外気温が低下すると、定格能力が低下する機器の特性がある。図18にLCESMツールの空気熱源ヒートポンプユニット（加熱能力160kW）における外気温と定格能力の関係を示す。カタログ値の定格能力はJIS基準である外気温7℃時における値となっているため、外気温7℃時における定格能力比は1.0となる。外気温が解析期間の暖房期（1月から3月）の平均温度である-2.3℃時では、定格能力比は0.8程度まで低下する。また、解析期間の最寒日（1月15日）を含む3日間を厳寒期とした場合、その期間の平均温度である-8.0℃時には、定格能力比はさらに低下し0.7程度となる。つまり、機器容量の選定の際には検証期間の外気温が重要な要素となるため、本提案のグラフを用いて設計する場合、暖房期で評価した定格能力には1.25倍程度、厳寒期で評価した定格能力には1.43倍程度を乗じて、JIS基準の定格能力を算定する点に留意する必要がある。

6.5 厳寒期の評価

(1) case1の評価

提案した設計手法の有効性を確認するため、最も厳しい外気条件となる厳寒期を対象としてHPの効率低下も踏まえた評価を行った。図19にcase1における連続運転、間欠運転、間欠運転＋日射受熱の結果を示す。室温は暖房期と比較して、どの条件でも第三四分位数と最大値が低下しており、これは厳寒期は外気温が低く、日射量も少ないためだと考えられる。しかし、これまでと同様に、定格

能力が最大負荷法以上であれば、どのケースでも室温変動は殆ど変化せず、定格能力が平均負荷②以下になると徐々に四分位範囲、最低値が若干低下し始め、平均負荷②を下回るとそれぞれ明らかに低

図18 CRの定格能力の外気温による影響

図19 厳寒期におけるcase1の室温及び負荷変動

下していた。期間負荷に関しても、定格能力が最大負荷以下になると徐々に負荷率100%が増加し、平均負荷①で半分以上を占めるようになる。期間負荷もこれまでと同様に定格値が平均負荷①以下から減少傾向が見え始めた。

(2) 厳寒期における定格負荷の検討例

前節で検討した暖房期における連続運転のcase1の定格能力は1.5kWであったが、その場合図18を用いると厳寒期において定格能力は1.3kW程度となる。定格能力が1.3kWの場合、最高値と第三四分位数が低下し高温域の室温分布は低下したが、第一四分位数及び最低値は暖房期とほぼ同程度の値のため、室温最低値の低下も1℃程度であった。室温最低値の低下を1℃程度許容できれば、定格能力は暖房期1.5kW程度、厳寒期で1.3kW程度で確保できることを確認した。図18を用いて一般的なJIS基準における定格能力を算定すると1.9kW程度となる。したがって、本条件での適正な機器容量は、最大負荷法を用いて算定した値である2.6kWと比較して約0.76倍の1.9kW程度と評価することができた。

7. 総括

高断熱建物を対象として、高効率な空調システムの運用を目的とし、設計時において熱源機器の最適な容量を選定するため、実測調査と非定常熱解析を行い検討した。その結果、以下の知見を得た。

- 1) 建物の高断熱化は期間負荷を削減できるが低負荷の比率が高くなり、最大負荷法のようなピーク負荷による機器容量選定では運転効率が悪くなる可能性を確認した。
- 2) 空調機器の定格能力を変えながら室温・負荷変動を検証し、室温低下のリスク評価に基づく最大熱負荷の設計法を提案した。
- 3) 定格能力が最大負荷法の値以下でも、室温の四分位範囲の低下は瞬時に現れないので、室温最低値が許容範囲内であれば機器容量低減による高負荷での暖房が可能であることを確認した。
- 4) 熱容量の影響が大きい高断熱建物では、機器容量低減に伴う室温低下のリスクが軽減されることを確認した。
- 5) HPの機器特性を考慮し外気温と定格能力の関係を整理し、厳寒期においても同様の検討手法が適用できることを確認した。

但し、本研究では室負荷を対象とした熱負荷の算定を行っており、実際の機器選定では配管損失や経年補正率、機器余裕率等を考慮して熱源機器の容量を選定する必要がある。従来の空調システムの設計法は最大負荷を対象としているため、これらの補正係数や搬送系の設計については今後検討の余地がある。

謝辞

本研究において、北海道社会福祉事業団及び株式会社創建社には設計時及び運用時に渡り多大なご協力を頂いた。また、広島女学院大学の武政孝治客員教授、北海道大学大学院工学院の長野克則教授には多大なご助言を頂いた。ここに記して感謝を表す。

参考文献

- 1) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課:建築設備設計基準 平成21年版,財団法人 全国建設研修センター, 2009.10
- 2) 国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課:LCEMツールver.3.02
- 3) 村上周三・石野久彌・郡公子・長井達夫・牧村功・野原文男:外皮・躯体と設備・機器の総合エネルギーシミュレーションツール“BEST”に関する総合的研究, 空気調和・衛生工学 82(1), pp.67-73, 2008.01
- 4) 猪岡達夫:真の省エネルギー実現のために～過剰設計のボトルネックとなっているもの～, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp.569-572, 2007.09
- 5) 猪岡達夫:空調設備設計における余裕と省エネルギー, 日本建築学会大会学術講演梗概集D-2, pp.203-206, 2004.08
- 6) 一瀬茂弘・奥宮正哉・早川昭仁・小玉奈緒子・野本智子・羽津本好弘:寒冷地の事務所ビルにおける暖房負荷実態と空調用熱源機の容量設計に関する調査研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.137, pp.47-53, 2008.08
- 7) 相賀洋・角谷亜璃砂:期間熱負荷シミュレーションによる設計用最大熱負荷算定法に関する研究(第1報) 冷房時室温超過危険率の推定法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.2031-2034, 2009.09
- 8) 相賀洋:期間熱負荷シミュレーションによる設計用最大熱負荷算定法に関する研究(第3報) 室温変位曲線による装置容量選定法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1069-1072, 2012.09
- 9) 絵内正道・鈴木憲三・坂本敏一・サデギアンタギ・月舘司・久保田克己・魚住昌広・海谷利一・河合伸也:外断熱建物の熱負荷計算法, 空気調和・衛生工学会北海道支部・設備技術研究会, 2006.03
- 10) 松下直幹・李霽憲・吉田健一・赤司泰義・住吉大輔・宮田征門・田中誠・藤村昌弘, 空調用熱源システムの部分負荷運転制御法の開発と導入効果の検証, 空気調和・衛生工学会論文集, No.164, pp.39-47, 2010.11
- 11) 浦山真一・赤司泰義・住吉大輔・今井新也:空調システム設計時に見込む設備容量の余裕に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.2465-2468, 2012.09
- 12) 高橋淳一・近藤雅史・小林光・岡建雄:複合熱源蓄熱システムの熱源機器効率解析, 空気調和・衛生工学会論文集, No.74, pp.91-100, 1999.07
- 13) 竹島卓磨・奥宮正哉・丹羽英治・村西良司・井上聡:改修段階のエネルギーマネジメントにおけるLCEM(ライフサイクルエネルギーマネジメント)ツールの活用, 空気調和・衛生工学会論文集, No.161, pp.1-10, 2010.08
- 14) 中原信生:新版 ビル・建築設備の省エネルギー 設計・管理技術の基礎から応用まで, 財団法人 省エネルギーセンター, 2001.07
- 15) 小玉裕一郎・武政孝治・宮岡大・松元良枝:ESP-rとRadianceによる建築環境シミュレーション入門, 株式会社オーム社, 2011.04
- 16) 財団法人 建築環境・省エネルギー機構:平成21年度省エネ基準対応 建築物の省エネルギー基準と計算の手引 新築・増改築の性能基準(PAL/CEC), 財団法人 建築環境・省エネルギー機構, 2009.09
- 17) 井上宇市:改訂5版 空気調和ハンドブック, 丸善出版株式会社, 2008.02
- 18) ESP-r Control Tutorial, http://www.esru.strath.ac.uk/Programs/ESP-r_tut/control.htm: 2013.8.11
- 19) http://www.esru.strath.ac.uk/Programs/ESP-r_tut/esp_db.html: 2013.8.11
- 20) <http://windows.lbl.gov/software/window/window.html>: 2013.8.11

注

- 注1)COPの算出に関しては2012/3/3-2012/4/30の一時間毎のCRの積算電力量と積算暖房負荷(床暖房への温水流量と往還温度差を用いて算出)を用いている。したがって、このCOPはシステムCOPである。また、この年の暖房期間は5/24までであったが、5月に入ると、暖房時間が短くなり、COPが1を下回る時間が増加したため、データから削除した。
- 注2)シミュレーションの床暖房の設定にはESP-rのmulti-sensor機能を用いた。この機能は二つ以上のセンサーを用いて特定の箇所の暖房出力をコントロールする際に用いる機能で、本シミュレーションの場合には、室温が22℃以下になると、床暖房を模擬したゾーン(居室の床(コンクリート)の下部に厚さ1mmの空間を設定)にそれに見合った発熱(最大出力が設定されている)が生じるが、その際に床暖房ゾーンの温度が過度に上昇しないように温度の限界を42℃に設定している。したがって、発熱の上限

が最大出力と上限温度の二つの項目によって設定されていることになる。

18)

注3)窓のブラインドの設定

ESP-rはガラスの断熱性能、光学性能についてデータベースを持っており選択できるようになっている。本解析のガラス性能に関しては、デフォルトのデータベースからdbl_glzを選択した。ガラス単独のU値は2.8W/m²Kである。また、日射侵入率に関してはブラインドのある、なしで付図1のような入射角度別の値が設定されている。これらの光学性能についてはWINDOW4.0により計算されている。¹⁹⁾²⁰⁾

注4)居室ゾーン、廊下ゾーンの暖房負荷

図12では居室ゾーン（床暖房）のみの負荷を示した。その場合、間欠運転よりも連続運転の方が期間暖房負荷が小さい結果となっていた。しかし、付図2に示すように、廊下ゾーン負荷（外気負荷を含む）を含めると間欠運転の方が期間暖房負荷は小さい結果となる。間欠運転時の床暖房の暖房負荷が増加する要因は暖房停止時間帯にスラブ温度が低下し、暖房時間に室温を上昇させるために、先ずスラブ温度を上昇させなければならず、見かけの暖房範囲が増えるためである。

付図1 ブラインドの有無の日射侵入率への影響

付図2 廊下ゾーン負荷を含めた暖房負荷

(2013年4月10日原稿受理, 2013年9月11日採用決定)