

事務用途室における空気調和設備の適切な容量設計に関する検討

高知工科大学 建築・都市デザイン専攻

田島研究室 1140041

長田 竜弥

指導教員 准教授 田島 昌樹

1. はじめに

設計時に空気調和設備の容量を決定するためには通常、対象室の冷房時・暖房時の最大負荷を処理するための能力に関する計算が必要となる。最大負荷の計算では静的負荷計算法^{注1)}を利用し、ある程度大きめの容量の機器選定がなされることが一般的である。そのため空気調和設備のエネルギー効率の低い低負荷における運転がなされることが多い^{[1][2]}。

2. 研究概要

本研究では高知県内に建設された一般オフィスビルにおいて空気調和設備としてマルチ型パッケージユニット方式を導入している条件で実測し得られた室内環境やエネルギー等のデータから空気調和設備の最大負荷を求め空気調和設備の適切な容量設計に関する検討を行った。

2.1 空気調和設備の設計法

一般の設計で行われている最大負荷の算出方法^[3]は静的負荷計算法と動的負荷計算法^{注2)}による方法がある。両者とも最大負荷の算出には設計条件として室内条件と外気温湿度条件が必要となり設計条件には危険率が見込まれている。

2.2 測定概要

実測調査は夏期（2013.8/3～8/31）において、表 2.1 のような対象ビルで行い表 2.2 のような空気調和設備の室内機 1 台あたりに 2 つの温湿度計を設置し、吹出口（SA）と吸込口（RA）の温度・湿度を連続測定した。加えて同期間中に各室内機の風量測定および分電盤に電力計を設置した。測定箇所および空気調和設備の概要を図 2.1 に示す。

また対象ビルの執務室で室内環境の条件として温度、相対湿度についても測定を実施した。温度計および温湿度計は執務者周辺および空調機制御用温湿度計周辺に設置した。以上の測定に使用した測定器の概要を表 2.3 および設置箇所、測定器の個数を表 2.4 に示す。また、測定器の測定間隔を示した値を表 2.5 に示す。

表 2.1 対象ビルの概要

構造	S 造	延べ床面積	1,370 m ²
階数	2	1F 床面積	754 m ²
竣工	2009.3	2F 床面積	587 m ²

表 2.2 対象ビルの空気調和設備の概要

空調機の系統(室外機)	室外機の冷房能力	室内機
A 系統	56.0 kW	9 台
B 系統	96.0 kW	17 台

※ビル用マルチパッケージ型空調機^{注3)}を使用

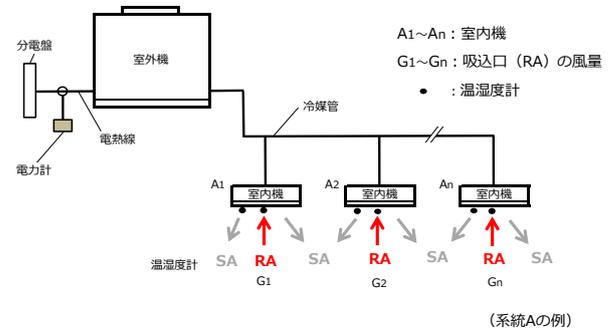


図 2.1 測定箇所および空気調和設備の概要

表 2.3 測定器の概要

名称	型番	製造会社
温湿度計	TR-72U	横河メータ&インスツルメンツ株式会社
温湿度計	RTR-53A	株式会社アイデンティティ
風量測定器	SWF-125	コーナート札幌株式会社
電力計	CW240	株式会社アイデンティティ

表 2.4 測定器の設置箇所および使用した測定器の台数

名称	設置箇所	使用した測定器(台)
温湿度計	室内機の吹出口 (SA) 吸込口 (RA)	A 系統 (9 か所) 18 B 系統 (17 か所) 34
温湿度計	執務者周辺および空調機制御用温湿度計周辺	作業域 1 温度調整器付近 1
風量測定器	室内機の吸込口	1
電力計	分電盤	1

表 2.5 測定器の測定間隔

名称	測定間隔 (連続測定)
温湿度計	5 分
温湿度計	15 分
風量測定器	約 10 秒
電力計	5 分

3. 測定結果

3.1 実績データの最大負荷の算出

3.1.1 空調機の処理熱量の算出

空調機の室内機における処理熱量の算出の方法を式(3.1)に示す。比エンタルピーとは乾燥空気 1[kg]あたりのエンタルピーであり、比エンタルピーの値は式(3.2)^[4]で求められる。

$$q = G \times (h_{RA} - h_{SA}) \quad \dots (3.1)$$

ここで

q : 室内機の処理熱量[kJ/h]

G : 吸込口(RA)の風量[kg/h]

$h_{RA} - h_{SA}$: 比エンタルピーの差[kJ/kg(DA)]

$$h = 1.006t + (1.86t + 2501)x \quad \dots (3.2)$$

ここで

h : 比エンタルピー[kJ/kg(DA)]

t : 乾球温度[°C]

x : 絶対湿度[kg/kg(DA)]

3.1.2 COP および空調負荷率の算出

COP とは成績係数と呼ばれるもので、空調機のエネルギー消費効率を表す指標の 1 つである。COP の算出方法は式(3.3)^[5]で求められる。負荷率は式(3.4)で求められる。

$$COP = \frac{\sum_{i=1}^n 3.6q_i}{\sum_{j=1}^n P_j} \quad \dots (3.3)$$

$$QR = \frac{\sum_{i=1}^n 3.6q_i}{Qr} \times 100 \quad \dots (3.4)$$

ここで

i : 室内機の番号

n : 室内機の数

QR : 空調負荷率[%]

P_j : 系統 j の消費電力[W]

Qr : 冷房定格能力[W]

q_i : 室内機 i の処理熱量[kJ/h]

3.2 設計値の最大負荷の算出

空気調和設備の容量設計のため方法の最大負荷の算出として測定対象ビルでは動的負荷計算法を採用し負荷計算プログラム MICRO-PEAK/2000^{注4)}を使用している。

3.3 室内条件と室内温湿度の実測値

設計時に最大負荷を算出する際に室内条件として表3.1^[4]に示す室内温度を使用している。ここで、設計室内条件と実測値を比較する。

対象ビルの業務時間内(8:00~18:00)において、測定項目別に実測値による温度、相対湿度をそれぞれ図3.1、3.2に示す。温度、相対湿度ともに負荷計算に用いる室内設計条件の範囲より少し高めの実測値となっている。

表 3.1 負荷計算用の室内条件^[4]

温度	26°C	一般に 25~27°C
湿度	50%	一般に 50~60%

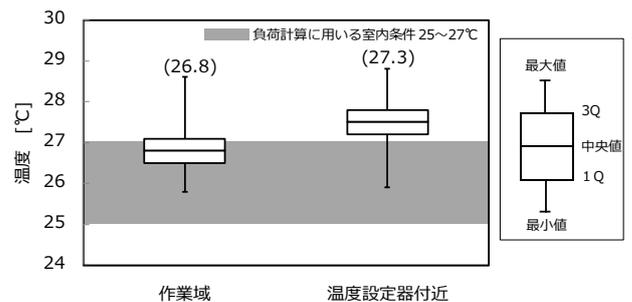


図 3.1 業務時間における温度

※()内は中央値 グレーの範囲内:負荷計算に用いる室内条件の範囲

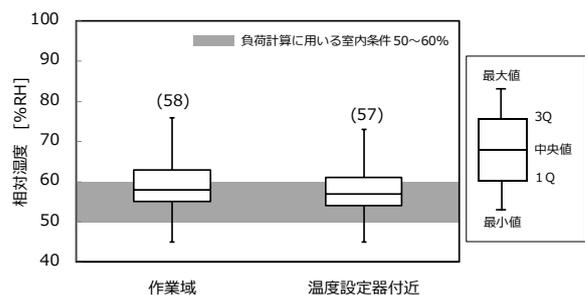


図 3.2 業務時間における湿度

※()内は中央値 グレーの範囲内:負荷計算に用いる室内条件の範囲

3.4 最大負荷に関する検討

空調機の負荷について、空調機の冷房定格能力、設計値(MICRO-PEAK 設定条件による最大負荷)、緩和設計値(MICRO-PEAK 実設計条件による最大負荷)、実績値(除去熱量の最大値)比較したものを図3.3に示す。MICRO-PEAK 設計条件(26°C、50%RH)は138.1kWである

ことから、対象ビルには合計で 152Kw の冷房定格能力を有する機器が導入されている。しかしながら最大負荷の実績値は 65.6Kw であり、定格能力の 43%程度となった。原因の一つに節電による室内温度設定値の緩和が考えられるため、設計条件 (26℃・50%) を測定時の平均的執務室の条件 (28℃・60%) に緩和した場合の最大負荷を算出した結果であり、各室の使用時間も条件として設定して検討する必要がある。

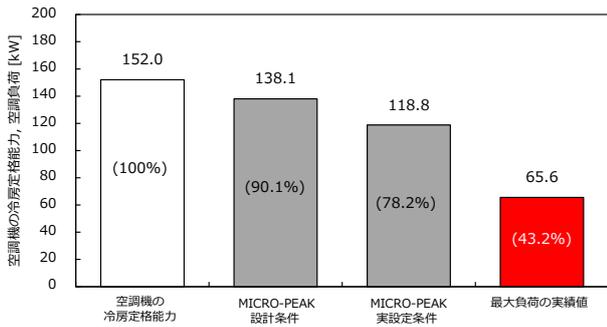


図 3.3 空調機の容量および最大負荷

※()内は空調設備容量に対する最大負荷を示す。

3.5 COP および負荷率の関連性

空調機の COP および負荷率の測定結果を A 系統は図 3.4 に、B 系統は図 3.5 に示す。図 3.4 および図 3.5 は業務時間内 (8:00~18:00) とそれ以外の業務時間外に分けて示しており、それぞれの期間の平均 COP も示している。負荷率は両系統とも 50%以下となり低負荷での運転であった。業務時間内の COP 平均値は A 系統で 3.2、B 系統で 2.6 となり低負荷における稼働状況であるが COP の値は高くなった。

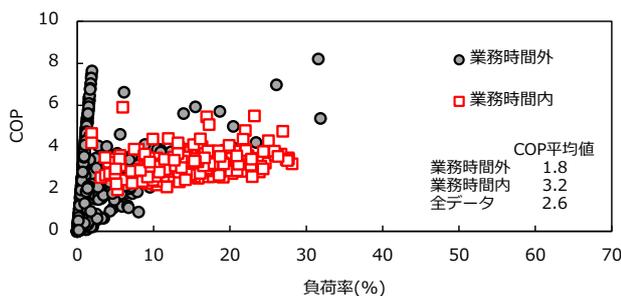


図 3.4 負荷率と COP の関係(A 系統 8/4~8/31)

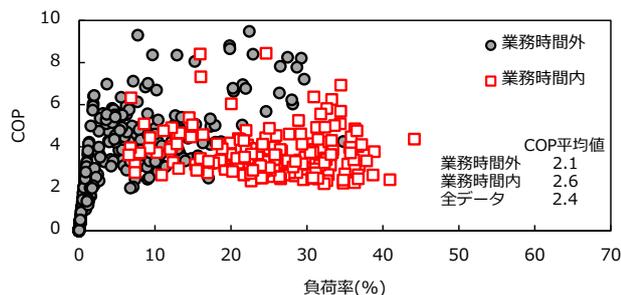


図 3.5 負荷率と COP の関係(B 系統 8/4~8/31)

3.6 期間 COP の算出

測定期間における各系統の期間 COP (注5)の値および各系統の冷房定格値を図 3.6 に示す。A 系統では冷房定格値 4.4 に対して期間 COP は 3.2 となり差が 1.2、B 系統では冷房定格値 3.6 に対して期間 COP 2.6 となり差が 1.0 となった。両系統の空気調和設備は測定期間において冷房定格値と比べて低効率で稼働している。

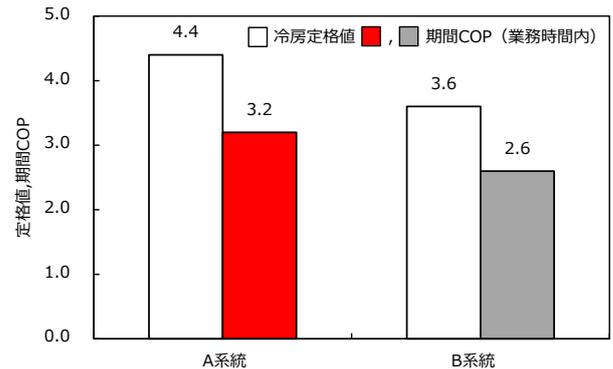


図 3.6 冷暖房定格値および各系統の期間 COP

4. 考察

4.1 負荷率の出現時間

空調機の業務時間内 (8:00~18:00) において各系統の負荷率の出現時間を図 4.1 に示す。図は負荷率の 1 時間値を縦軸に示したグラフとなる。A 系統では負荷率 10~15%での稼働時間が最も多く、B 系統では負荷率 20~25%での稼働時間が最も多くなっている。業務時間内での低負荷における稼働状況が確認できる。

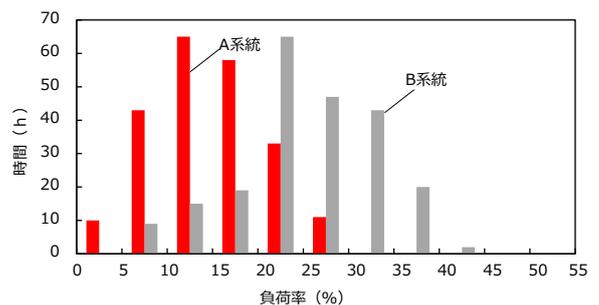


図 4.1 負荷率の出現時間

4.2 負荷率の最大値

空調機の業務時間内 (8:00~18:00) において両系統の負荷率の最大値を図 4.2 に示す。ここで執務室とは執務者が常時滞在している室であり附室とは用途に応じて使用される室であり、それぞれの室の最大負荷が出現した時間は異なるが、それぞれの最大値を加算し

ている。A 系統では 35.8%で容量の半分以下となり、B 系統では 48.3%となり容量のおよそ半分となった。

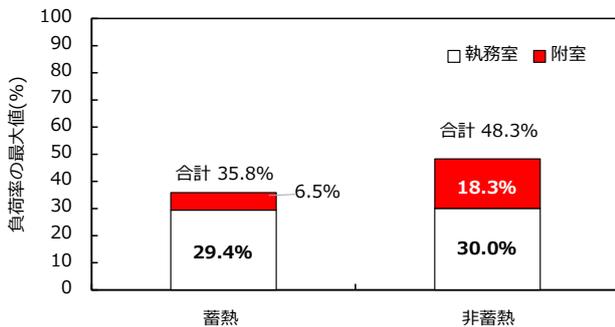


図 4.2 空調負荷の最大値

※各系統の空気調和設備の容量(100%)との比較

4.3 外気温湿度条件と最高気温日の比較

設計値の最大負荷を算出する際に外気温湿度条件^[5]として高知県では日最高気温 33.2℃、相対湿度 62.7%(危険率を 2.5%とする)を使用している。外気温湿度条件は、冷房期間中の気象記録を統計的に整理した方法(TAC 法^{注5)})によって求めたものである。

業務時間内(8:00~18:00)において測定期間中、最高気温を記録した 8/7(12:00 35.2℃)の各系統の負荷率の日変動を図 4.3 に示す。最高気温日 35.2℃は外気温湿度条件の TAC 法より外気温度を危険側に大きくみた外気温湿度条件の日最高気温である 33.2℃を 2℃上回っている。しかし負荷率は両系統 40%にも満たなかった。

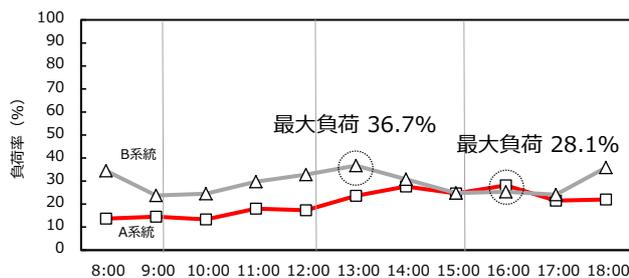


図 4.3 最高気温日が出現した負荷率の日変動

※空気調和設備の容量(100%)との比較

5. おわりに

実測値の負荷率は 50%以下の稼働が過半の時間を占めており最暑日においても機器容量や設計最大負荷よりも低負荷の運転が行われている実態が確認された。業務時間内の COP は負荷率の増加に伴い増加傾向であるため、空気調和設備の容量を小さくすれば負荷率が高くなり COP も高くなるため、より小さい容量の空調機を導入することが望まれる。

実測値は室内条件や外気温湿度条件を上回っていることを確認しているが空調機の冷房定格能力 152.0kW に対して実績値の最大負荷は 65.6kW となり、半分以下の処理にとどまった。空気調和設備は負荷率 120%程度まで稼働できるため、設置容量は 70kW 程度が適当ではないかと考えられる。

今後は実測データを増やし多角的な分析をすることにより、設計方法の一般化が望まれる。

謝辞

本研究は、実使用条件で実施しており、対象ビルの皆様には多大なるご協力をいただきました。記して謝意を表します。

注1) 気象データとして危険率を2.5~10%見込んだ値を用いて計算する。TAC法の気象データがこれに相当する。TAC法とは冷房・暖房期間中にその温度を超過する確率^[3]。

注2) 熱負荷計算用プログラムを利用して最大負荷を算出する方法^[3]。

注3) マルチパッケージ型空調機は、室外機と複数の室内機を冷媒配管で接続することが可能である。室外機に接続可能な室内機台数が4台以上でビル用マルチエアコンなどと称することがある。^[3]

注4) 週周変動の周期定常による最大熱負荷計算プログラムである^[6]。

注5) 期間COPとは測定期間中の業務時間内の室内機の処理熱量の積算値を各系統の業務時間内の消費電力量で除した値である。

注6) TAC法^[7]とは冷房・暖房期間中にその温度を超過する確率。具体的には気象データとして危険率を2.5~10%見込んだ値を用いて計算する。

<参考文献>

- [1] 小塩真奈美:建物空調システム設計が運用時のエネルギー消費量に与える影響, <http://www.hues.kyushu-u.ac.jp/education/student/ppd/2009/2HE08086T.pdf> pp. 33-1-33-4
- [2] 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便覧集, pp. 203-206, 2004. 8
- [3] 空気調和設備計画設計の実務の知識 改訂3版 空気調和・衛生工学会編, (社)オーム社, p89-123, p167, 2011. 6
- [4] 空気調和・衛生工学会2010:第14版 空気調和・衛生工学便覧1 基礎編, (社)社団法人 空気調和・衛生工学会, p39-56, p315, 383-441, p443-469, 2010. 2
- [5] 空気調和・衛生工学会 2010:第14版 空気調和・衛生工学便覧3空気調和設備編, (社)社団法人 空気調和・衛生工学会, p3-128, 2010. 2
- [6] 建築設備技術者協会:MICRO-PEAK/2010 利用者マニュアル, 2010. 12
- [7] ASHRAEの技術諮問委員会 (Technical Advisory Committee)の提案による外気条件設定法
- [8] 空気調和・衛生工学会 2010:第14版 空気調和・衛生工学便覧2機器・材料編, (社)社団法人 空気調和・衛生工学会, p348-349 (日本冷凍空調工業会業務用エアコン委員会:R410冷媒を使用したパッケージエアコンの冷媒配管施行要領, (平16-2), p. 24, 日本冷凍空調工業会)