

平成 28 年 省エネルギー基準（平成 28 年 1 月公布）関係技術資料

住宅エネルギー消費性能の算定方法の解説

－ 暖冷房設備機器 ダクト式セントラル空調機－

目次

1. はじめに.....	1
2. 計算方法の概要と根拠.....	2
2.1. 適用範囲	2
2.2. 最大暖房出力	4
2.3. 暖房エネルギー消費量	6
2.4. 最大冷房出力	8
2.5. 最大顕熱出力及び最大潜熱出力の計算	9
2.6. 冷房エネルギー消費量	11
2.7. 暖冷房エネルギー消費量の計算式	13
2.7.1. 計算式作成に使用するデータの取得のための実験.....	13
2.7.2. 暖房エネルギー消費量の計算式の作成.....	14
2.7.3. 冷房エネルギー消費量の計算式の作成.....	21
3. 「機器の性能を表す仕様の決定方法」の解説と根拠.....	31
3.1. 定格能力	31
3.2. 定格消費電力	33
4. 「ダクト等圧力損失及び断熱区画外ダクト熱損失による消費電力量補正係数」 の解説と根拠.....	36
4.1. 消費電力量補正係数の決定方法	36
4.2. 送風機のタイプが「風量補正なし」の場合の補正係数	37
4.3. 送風機のタイプが「風量補正あり」の場合の補正係数	42
4.4. ダクトが断熱区画外に設置される場合の補正係数	44
4.4.1. 補正係数	44
4.4.2. 適用条件	45
5. 今後の課題.....	46
6. 注釈.....	51
7. 本資料作成にあたって.....	52

1. はじめに

本資料では、当該住戸の暖冷房設備が「ダクト式セントラル空調機」の場合のエネルギー消費量の計算方法とその根拠について解説する。ここで、ダクト式セントラル空調機のエネルギー消費量の計算方法は、「平成28年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報 (<http://www.kenken.go.jp/becc/>)」において第三章「暖冷房負荷と外皮性能」第二節「ダクト式セントラル空調機」(Ver.5)として2019年9月30日時点で掲載されていたものである。次章以降においては、当該の技術資料(以下、算定方法と記す)から転載した内容を黒枠内に示し、続いてそれに対応する解説を記す。ただし、対応する解説がない場合は、これを省略する。

なお、ダクト式セントラル空調機の計算方法は、2019年10月に改定された。本資料に示す計算方法は、2019年9月30日まで適用されていたものである。

2. 計算方法の概要と根拠

2.1. 適用範囲

1. 適用範囲

本計算方法は、ダクト式セントラル空調機のエネルギー消費量及び最大出力について適用する。

本節の計算方法は、ヒートポンプを熱源とし、専ら機外静圧を持った状態で運転されることを想定して、ダクト等により住戸全体を空調するように計画された家庭用の空調設備に適用する。なお、循環用送風機が室内機と一体として用意されていること。

解説

ダクト式セントラル空調機は「ヒートポンプ式熱源機等により空調された空気をダクトにより住戸内の居室等へ供給し、住戸内のすべての居室及び非居室を空調するように計画された、暖房及び冷房のいずれか又はその両方を行う空調システムをいう。本計算方法では熱源としてヒートポンプ式のみを評価している。」と定義されている。熱源機としてはヒートポンプ熱源機及びガス・灯油等を燃料とした燃焼系の熱源機があげられるが、このうち、本計算方法において評価が可能なのは、ヒートポンプを熱源とするダクト式セントラル空調である。ただし、電気式ヒートポンプ以外の熱源、一台の室外機を複数台の室内機の熱源とするタイプ、ダクトを用いないタイプ等は対象としない。

ヒートポンプ熱源といっても、例えば業務用熱源を住宅に準用した機種、住宅用に開発された機種、ルームエアコンディショナーのような比較的小型のヒートポンプシステム等の様々な種類が想定されるが、残念ながらヒートポンプ熱源のダクト式セントラル空調の分野において業界規格等が存在しないため、その定義はあやふやである。

したがって、本計算方法では、その定義は厳格には決めず、代わりに、エネルギー消費効率等の仕様についても評価しないこととした。唯一の要件としては、住宅全体を暖冷房することとしている。とはいえ、「住宅全体を暖冷房する」という概念自体も極めて曖昧なものであるため、その判断は個々の物件に委ねられるが、あえて定義するならば、「住宅全体を暖冷房し得る容量の熱源機が設置されており、住宅全体、少なくともすべての居室及びクローゼットや納戸等の一部の空間を除いた非居室が暖冷房されるような給気計画(ダクト配置計画)がなされていること」である。

2. 引用規格

JIS B 8615-2:2015 エアコンディショナー 第2部:ダクト接続型エアコンディショナと空気対空気ヒートポンプ
定格性能及び運転性能試験

3. 用語の定義

第一章の定義を適用する。

4. 記号及び単位

4.1 記号

この計算で用いる記号及び単位は表1による。

表1 記号及び単位

(略)

4.2 添え字

この計算で用いる添え字は表2による。

表2 添え字

(略)

2.2. 最大暖房出力

5. 最大暖房出力

日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大暖房出力 $Q_{max,H,d,t}$ は式(1)により表される。

$$Q_{max,H,d,t} = q_{rtd,H} \times C_{df,H,d,t} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (1)$$

ここで、

$Q_{max,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大暖房出力 (MJ/h)

$q_{rtd,H}$: 定格暖房能力 (W)

$C_{df,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数

である。

定格暖房能力 $q_{rtd,H}$ は、付録 A に定める。

日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ は、外気温度が5℃未満かつ相対湿度が80%以上の場合にデフロストが入ると仮定し、その場合の値を0.77とし、それ以外の条件においては1.0とする。

解説

ヒートポンプ機器の最大出力は、本来であれば外気温湿度に依存するが、ダクト式セントラル空調機の場合、最大出力を超える負荷がかかることは希であると考え、計算方法を簡易にするために、常に一定で定格暖房能力に等しいと仮定した。定格暖房能力には、当該住宅に設置したダクト式セントラル空調機の暖房能力を用いるのではなく、当該住宅の床面積の合計から付録 A により推定した値を用いることとしている。ただし、デフロスト時には最大出力が低下するため、デフロストに関する暖房出力補正係数を乗じている。デフロストは、暖房時に外気温度が低温高湿の場合に発生する。デフロストの発生条件は、霜の発生メカニズムが非常に複雑なため一概に規定できないが、図 2.1 に示す領域でデフロストが発生しやすいという既知の知見を踏まえ、外気温度が 5℃未満かつ相対湿度が 80%以上の領域でデフロストが発生すると考えた。また、デフロストが発生した場合は暖房能力がルームエアコンと同様に 23%低下するとして、デフロストに関する暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ を0.77とした。

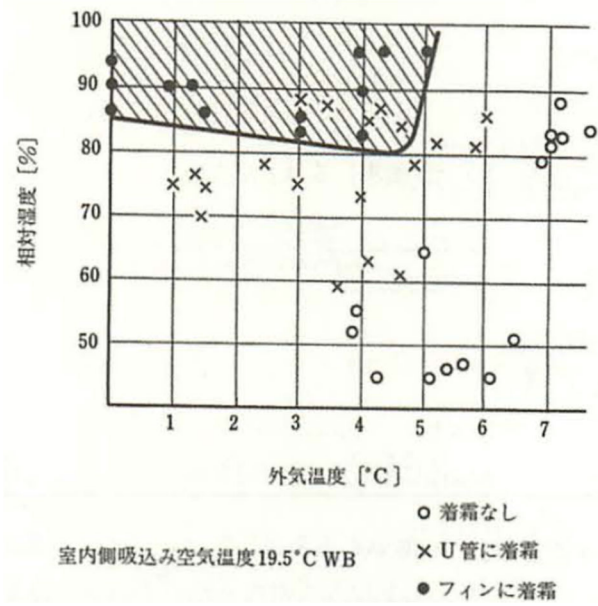


図 2.1 デフロスト発生領域^{注釈(1),(2)}

2.3. 暖房エネルギー消費量

6. 暖房エネルギー消費量

6.1 消費電力量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量 $E_{E,H,d,t}$ は、式(2)により表される。

$Qr'_{T,H,d,t} \geq 0.3$ の場合

$$E_{E,H,d,t} = \left(a_1 \times (b_1 \times \theta_{ex,d,t} + b_2 \times \ln(Qr'_{T,H,d,t}) + b_3) \right)^{a_2} + c_1 \times \left(\frac{Qr'_{T,H,d,t}}{d_1 \times \theta_{ex,d,t} + d_2 \times \ln(Qr'_{T,H,d,t}) + d_3} \right)^{c_2} \times P_{rtd,H} \times 10^{-3} \times C_{pl,H} \quad (2a)$$

$Qr'_{T,H,d,t} < 0.3$ の場合

$$E_{E,H,d,t} = \left(a_1 \times (b_1 \times \theta_{ex,d,t} + b_2 \times \ln(0.3) + b_3) \right)^{a_2} + c_1 \times \left(\frac{0.3}{d_1 \times \theta_{ex,d,t} + d_2 \times \ln(0.3) + d_3} \right)^{c_2} \times P_{rtd,H} \times \frac{Qr'_{T,H,d,t}}{0.3} \times 10^{-3} \times C_{pl,H} \quad (2b)$$

ここで、

- $E_{E,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量(kWh/h)
- $\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)
- $Qr'_{T,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における補正処理暖房負荷比
- $P_{rtd,H}$: 定格暖房消費電力(W)
- $C_{pl,H}$: 暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数

である。

定格暖房消費電力 $P_{rtd,H}$ は、付録 A に定める。

係数 a_1 及び a_2 、 b_1 、 b_2 、 b_3 、 c_1 、 c_2 、 d_1 、 d_2 、 d_3 はそれぞれ表 3 に示す表の値とする。

表 3 式(2a)及び式(2b)中の係数

a_1	0.0003124	c_1	0.003955
a_2	1.923	c_2	2.001
b_1	-0.7945	d_1	7.442×10^{-5}
b_2	21.54	d_2	0.09156
b_3	73.02	d_3	0.2344

暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,H}$ は、付録 B に定める。

日付 d の時刻 t における補正処理暖房負荷比 $Qr'_{T,H,d,t}$ は、式(3)により算出されるものとする。

$$Qr'_{T,H,d,t} = \frac{Q'_{T,H,d,t}}{q_{rtd,H} \times 3600 \times 10^{-6}} \quad (3)$$

ここで、

- $q_{rtd,H}$: 定格暖房能力(W)
- $Q'_{T,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正処理暖房負荷(MJ/h)

である。

定格暖房能力 $q_{rtd,H}$ は、付録 A に定める。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正処理暖房負荷 $Q'_{T,H,d,t}$ は、式(4)により表される。

$$Q'_{T,H,d,t} = \frac{Q_{T,H,d,t}}{C_{df,H,d,t}} \quad (4)$$

ここで、

$Q_{T,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの処理暖房負荷(MJ/h)

$C_{df,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数

である。

日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ は、外気温度が5℃未満かつ相対湿度が80%以上の場合にデフロストが入ると仮定し、その場合の値を0.77とし、それ以外の条件においては1.0とする。

6.2 ガス消費量

日付 d の時刻 t における1時間当たりのガス消費量 $E_{G,H,d,t}$ は0とする。

6.3 灯油消費量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの灯油消費量 $E_{K,H,d,t}$ は0とする。

6.4 その他の燃料による一次エネルギー消費量

日付 d の時刻 t における1時間当たりのその他の燃料による一次エネルギー消費量 $E_{M,H,d,t}$ は0とする。

解説

日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量 $E_{E,H,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における補正処理暖房負荷比 $Qr'_{T,H,d,t}$ から計算される。この際、補正処理暖房負荷比 $Qr'_{T,H,d,t}$ の値に応じて算定方法(黒枠内)の式(2a)または式(2b)が適用される。算定方法(黒枠内)の表3に示す式(2a)及び式(2b)の消費電力量の計算式の係数は、2.7に後述する実験データに基づいて決定された。算定方法(黒枠内)の式(2a)は、定常状態(2.7参照)における消費電力量の計算式であり、補正処理暖房負荷比 $Qr'_{T,H,d,t}$ が0.3以上のときに適用される。この下限値「0.3以上」は、定常状態の実験データを抽出すると、概ね補正処理暖房負荷比0.3以上のデータのみであったことから設定された。算定方法(黒枠内)の式(2b)は、補正処理暖房負荷比の下限値(0.3)から原点(0.0)までの線形補完を表している。

補正処理暖房負荷比 $Qr'_{T,H,d,t}$ とは、算定方法(黒枠内)の式(3)に示すように、定格暖房能力に対する補正処理暖房負荷の割合のことである。ここで、「補正」と付くのは、同じ暖房負荷を処理するにもデフロスト発生時においては消費電力が増えることを補正するため、算定方法(黒枠内)の式(4)において暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ を乗じることによる。デフロストに関する暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ の設定根拠は、2.2に前述した通りである。

定格暖房能力には、当該住宅に設置したダクト式セントラル空調機の暖房能力を用いるのではなく、当該住宅の床面積の合計から算定方法(黒枠内)の「付録A 機器の性能を表す仕様の決定方法」により推定した値を用いることとしている。

2.4. 最大冷房出力

7. 最大冷房出力

7.1 最大冷房出力の計算

日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房出力 $Q_{max,C,d,t}$ は式(5)により表される。

$$Q_{max,C,d,t} = q_{rtd,C} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (5)$$

ここで、

$Q_{max,C,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房出力 (MJ/h)

$q_{rtd,C}$: 定格冷房能力 (W)

である。

定格冷房能力 $q_{rtd,C}$ は、付録 A に定める。

解説

最大冷房出力は、最大暖房出力と同じ考え方により算定する。

2.5. 最大顕熱出力及び最大潜熱出力の計算

7.2 最大冷房顕熱出力及び最大冷房潜熱出力の計算

日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房顕熱出力 $Q_{max,CS,d,t}$ 及び日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房潜熱出力 $Q_{max,CL,d,t}$ は式(6)により表される。

$$Q_{max,CS,d,t} = Q_{max,C,d,t} \times SHF'_{d,t} \quad (6a)$$

$$Q_{max,CL,d,t} = \min(Q_{max,C,d,t} \times (1 - SHF'_{d,t}), L'_{CL,d,t}) \quad (6b)$$

ここで、

$Q_{max,CS,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房顕熱出力 (MJ/h)

$Q_{max,CL,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房潜熱出力 (MJ/h)

$SHF'_{d,t}$: 日付 d の時刻 t における冷房負荷補正顕熱比

$L'_{CL,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正冷房潜熱負荷 (MJ/h)

$Q_{max,C,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房出力 (MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における冷房負荷補正顕熱比 $SHF'_{d,t}$ は式(7)により表される。

$$SHF'_{d,t} = \frac{L_{CS,d,t}}{L'_{C,d,t}} \quad (7)$$

ここで、

$L_{CS,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの冷房顕熱負荷 (MJ/h)

$L'_{C,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正冷房負荷 (MJ/h)

である。ただし、日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正冷房負荷 $L'_{C,d,t}$ が0の場合、 $SHF'_{d,t} = 0$ とする。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正冷房負荷 $L'_{C,d,t}$ は式(8)により表される。

$$L'_{C,d,t} = L_{CS,d,t} + L'_{CL,d,t} \quad (8)$$

日付 d の時刻 t における1時間当たりの補正冷房潜熱負荷 $L'_{CL,d,t}$ は式(9)により表される。

$$L'_{CL,d,t} = \min(L_{max,CL,d,t}, L_{CL,d,t}) \quad (9)$$

日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房潜熱負荷 $L_{max,CL,d,t}$ は、式(10)により表される。

$$L_{max,CL,d,t} = L_{CS,d,t} \times \frac{1 - SHF_{L,min,C}}{SHF_{L,min,C}} \quad (10)$$

ここで、

$L_{max,CL,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房潜熱負荷 (MJ/h)

$L_{CL,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの冷房潜熱負荷 (MJ/h)

$SHF_{L,min,C}$: 冷房負荷最小顕熱比

である。

ここで、冷房負荷最小顕熱比 $SHF_{L,min,C}$ は0.4とする。

解説

顕熱出力及び潜熱出力は、熱交換器表面と吸い込み口の空気との温度差又は絶対湿度差によって決まり、熱交換器表面の温度が下がるほど、どちらも増えるというように、顕熱出力と潜熱出力とは一定の関係がある。全熱出力に対する顕熱出力の比を顕熱比といい、本計算方法では冷房負荷最小顕熱比 $SHF_{L,min,C}$ と表し、ルームエアコンと同様に0.4で一定としている。

まず、除湿可能な最大冷房潜熱出力が、冷房顕熱負荷から算定方法(黒枠内)の式(10)により計算される。

ここで、計算される最大冷房潜熱負荷 $L_{max,CL,d,t}$ とは、1 時間あたりに除湿できる最大の潜熱負荷のことである。冷房負荷顕熱比 $SHF_{L,C}$ は式(2.1)により定義されることから、冷房負荷最小顕熱比 $SHF_{L,min,C}$ は式(2.2)のように表される。

$$SHF_{L,C} = \frac{L_{CS,d,t}}{L_{CS,d,t} + L_{CL,d,t}} \quad (2.1)$$

$$SHF_{L,min,C} = \frac{L_{CS,d,t}}{L_{CS,d,t} + L_{max,CL,d,t}} \quad (2.2)$$

ここで、

$SHF_{L,C}$: 冷房負荷顕熱比(-)

$SHF_{L,min,C}$: 冷房負荷最小顕熱比(-)

$L_{CS,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの冷房顕熱負荷(MJ/h)

$L_{CL,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの冷房潜熱負荷(MJ/h)

$L_{max,CL,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大冷房潜熱負荷(MJ/h)

である。式(2.2)を変形すると算定方法(黒枠内)の式(10)が得られる。

次に、この最大冷房潜熱負荷 $L_{max,CL,d,t}$ と建物側から計算される冷房潜熱負荷 $L_{CL,d,t}$ とを比較し、小さい方の値を実際に除湿される潜熱負荷とし、これを本計算方法では補正冷房潜熱負荷 $L'_{CL,d,t}$ と表している。この補正冷房潜熱負荷 $L'_{CL,d,t}$ を用いて冷房負荷補正顕熱比 $SHF'_{d,t}$ を算定方法(黒枠内)の式(7)により定める。この冷房負荷補正顕熱比 $SHF'_{d,t}$ を用いて、算定方法(黒枠内)の「7.1 最大冷房出力の計算」で求めた最大冷房出力 $Q_{max,C,d,t}$ を、算定方法(黒枠内)の式(6a)、(6b)により顕熱と潜熱に分配したものが、最大冷房顕熱出力 $Q_{max,CS,d,t}$ と最大冷房潜熱出力 $Q_{max,CL,d,t}$ である。

2.6. 冷房エネルギー消費量

8. 冷房エネルギー消費量

8.1 消費電力量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量 $E_{E,C,d,t}$ は、式(11)により表される。

$Qr_{T,C,d,t} \geq 0.3$ の場合

$$E_{E,C,d,t} = (a_1 \times (b)^{a_2} + c_1 \times (d)^{c_2}) \times P_{rtd,C} \times 10^{-3} \times C_{pl,C} \quad (11a)$$

$$\begin{cases} b = \max(\theta_{ex,d,t} - b_1 \times \theta_{ex,d,t} - b_2 \times \ln(X_{ex,d,t}) - b_3 \times \ln(Qr_{T,C,d,t}) - b_4, 0) \\ d = \exp(d_1 \times \theta_{ex,d,t} + d_2 \times \ln(X_{ex,d,t}) + d_3 \times \ln(Qr_{T,C,d,t}) + d_4) \end{cases} \quad (11b)$$

$Qr_{T,C,d,t} < 0.3$ の場合

$$E_{E,C,d,t} = (a_1 \times (b)^{a_2} + c_1 \times (d)^{c_2}) \times P_{rtd,C} \times \frac{Qr_{T,C,d,t}}{0.3} \times 10^{-3} \times C_{pl,C} \quad (11c)$$

$$\begin{cases} b = \max(\theta_{ex,d,t} - b_1 \times \theta_{ex,d,t} - b_2 \times \ln(X_{ex,d,t}) - b_3 \times \ln(0.3) - b_4, 0) \\ d = \exp(d_1 \times \theta_{ex,d,t} + d_2 \times \ln(X_{ex,d,t}) + d_3 \times \ln(0.3) + d_4) \end{cases} \quad (11d)$$

ここで、

- $E_{E,C,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量(kWh/h)
- $\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)
- $X_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気絶対湿度(kg/kg(DA))
- $Qr_{T,C,d,t}$: 日付 d の時刻 t における処理冷房負荷比
- $P_{rtd,C}$: 定格冷房消費電力(W)
- $C_{pl,C}$: 冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数

である。

定格冷房消費電力 $P_{rtd,C}$ は、付録 A に定める。

係数 a_1 及び a_2 、 b_1 、 b_2 、 b_3 、 b_4 、 c_1 、 c_2 、 d_1 、 d_2 、 d_3 、 d_4 はそれぞれ表 4 に示す表の値とする。

表 4 式(11)中の係数

a_1	0.001052	c_1	0.003939
a_2	2.051	c_2	1.058
b_1	0.241	d_1	0.0593
b_2	0.04985	d_2	0.08193
b_3	0.2083	d_3	1.257
b_4	-2.391	d_4	1.586

冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,C}$ は、付録 B に定める。

日付 d の時刻 t における処理冷房負荷比 $Qr_{T,C,d,t}$ は、式(12)により表される。

$$Qr_{T,C,d,t} = \frac{Q_{T,C,d,t}}{q_{rtd,C} \times 3600 \times 10^{-6}} \quad (12)$$

ここで、

- $Q_{T,C,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの処理冷房負荷(MJ/h)
- $q_{rtd,C}$: 定格冷房能力(W)

である。

定格冷房能力 $q_{rtd,c}$ は、付録 A に定める。

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの処理冷房負荷 $Q_{T,c,d,t}$ は、式(13)により表される。

$$Q_{T,c,d,t} = Q_{T,cs,d,t} + Q_{T,cl,d,t} \quad (13)$$

ここで、

$Q_{T,cs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの処理冷房顕熱負荷 (MJ/h)

$Q_{T,cl,d,t}$: 日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの処理冷房潜熱負荷 (MJ/h)

である。

8.2 ガス消費量

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりのガス消費量 $E_{G,c,d,t}$ は 0 とする。

8.3 灯油消費量

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの灯油消費量 $E_{K,c,d,t}$ は 0 とする。

8.4 その他の燃料による一次エネルギー消費量

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりのその他の燃料による一次エネルギー消費量 $E_{M,c,d,t}$ は 0 とする。

解説

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの消費電力量 $E_{E,c,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における処理冷房負荷比 $Q_{rT,c,d,t}$ から計算される。この際、処理冷房負荷比 $Q_{rT,c,d,t}$ の値に応じて算定方法 (黒枠内) の式(11a)・式(11b)または式(11c)・式(11d)が適用される。算定方法 (黒枠内) の表 4 に示す式(11a)～式(11d)の消費電力量の計算式の係数は、2.7 に後述する実験データに基づいて決定された。算定方法 (黒枠内) の式(11a)は、定常状態 (2.7.1. (3) 「定常状態におけるデータの抽出」参照) における消費電力量の計算式であり、処理冷房負荷比 $Q_{rT,c,d,t}$ が 0.3 以上のときに適用される。この「0.3 以上」は、定常状態の実験データを抽出すると、概ね処理冷房負荷比 0.3 以上のデータのみであったことから設定された。算定方法 (黒枠内) の式(11c)は、補正処理暖房負荷比の下限値 (0.3) から原点 (0.0) までの線形補完を表している。

処理冷房負荷比 $Q_{rT,c,d,t}$ とは、算定方法 (黒枠内) の式(12)に示すように、定格冷房能力に対する処理冷房負荷 $Q_{T,c,d,t}$ の割合のことである。処理冷房負荷 $Q_{T,c,d,t}$ は、算定方法 (黒枠内) の式(13)に示すように、処理顕熱負荷と処理潜熱負荷を合計したもとして表される。

定格冷房能力には、当該住宅に設置したダクト式セントラル空調機の暖房能力を用いるのではなく、当該住宅の床面積の合計から算定方法 (黒枠内) の「付録 A 機器の性能を表す仕様の決定方法」により推定した値を用いることとしている。

2.7. 暖冷房エネルギー消費量の計算式

2.7.1. 計算式作成に使用するデータの取得のための実験

(1) 実験概要

ダクト式セントラル空調機のエネルギー消費効率を明らかにするため、茨城県つくば市にある建築研究所の敷地内に建てられた実験用の木造一戸建ての住宅にダクト式セントラル空調機を設置してその実働効率を測定した。表 2.1 に実験住宅の概要を示す。

表 2.1 実験住宅の概要

建築面積	113.25 m ²
延べ床面積	184.25 m ²
1 階面積	109.25 m ²
2 階面積	75.00 m ²
工法	木造軸組工法
熱損失係数	2.63 W/(m ² K)

(2) 測定方法

全館空調システム及び計測システムの設置完了後、冷房モード(換気:強)と暖房モード(換気:強)の運転を行い、室内機吸い込み・吹き出し空気温度・相対湿度、各点の冷媒温度(冷媒管の表面温度により代用し、簡易的に測定)、空調機全体、室外機 2 台(室外機 A 及び B)それぞれの消費電力及び外界気象(気温、相対湿度、風向及び風速)を計測間隔 1 分で記録した。ファンの風量は、全館空調システムの内部データと風量計で測定した室内機の吹き出し風量の関係を予め求めておいて、実験時に取得した内部データから換算することで求めた。

(3) 定常状態におけるデータの抽出

定常状態における実働効率を明らかにするため、測定データから表 2.2 に示す条件を満たす場合を定常状態であるとしてデータを抽出し検討した。

表 2.2 定常状態とみなす条件

項目	単位	値
室外機が運転していると判断する最小電力	W	100
ロスナイ換気ユニットの消費電力(50 Hz,強)	W	78
直前の定常を確認する時間	分	10
定常と判断する最低継続時間	分	20
短時間の傾きによる定常判断の時間(階段状の経時変化に対応)	分	5

「直前の定常を確認する時間」、「定常と判断する最低継続時間」及び「短時間の傾きによる定常判断の時間」に関しては、表 2.3 に示す定常状態の判断の閾値により、定常状態を判定した。

表 2.3 定常状態の判断の閾値

項目	圧縮機出口における冷媒温度			
	室外機 A	室外機 B	外気 温度	処理 熱量
定常とみなす最大の傾き(°C/min, kJ/min)	0.05	0.05	0.05	0.01
定常とみなす最大の分散(SD ²) (°C ² , kJ ²)	1	1	1	0.25
短時間データから定常とみなす最大の傾き(°C/min, kJ/min)	0.5	0.5	0.5	0.1

2.7.2. 暖房エネルギー消費量の計算式の作成

(1) 基本的な考え方

外気温度と平均処理熱量の関係を図 2.2 に示す。外気温の上昇に伴って処理熱量はほぼ連続的に減少した。建物の断熱性が一定で設定温度も変更していないことから、想定される結果である。

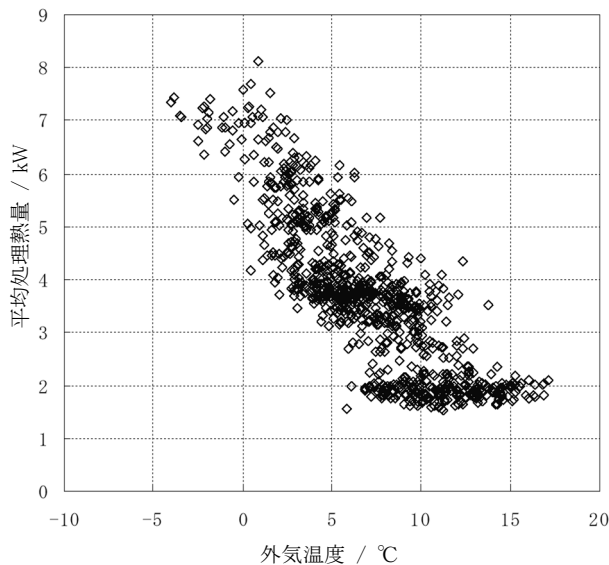


図 2.2 外気温度と平均処理熱量の関係

外気温度と負荷率から消費電力比(空調機の定格消費電力に対するある外気温度・負荷率において空調機を運転した際に生じる消費電力の比)を求める計算式を以下の考えに基づき検討した。

- ・ 空調機全体の消費電力は室外機の消費電力とファンの消費電力の合計とする。
- ・ 室外機の消費電力は、外気温度と冷媒凝縮温度(室内機熱交換器出口における冷媒管の表面温度)との差によって決まる。
- ・ 冷媒凝縮温度は、外気温度及び負荷率によって決まる。
- ・ ファンの消費電力は、風量により決まる。
- ・ ファンの風量は、冷媒凝縮温度と室内機吸い込み空気温度との差及び負荷率によって決まる。
- ・ 室内機吸い込み空気温度は、外気温度及び負荷率によって決まる。

これらの関係を、重回帰式により計算する。

(2) 室外機の消費電力比

i) 室外機の消費電力比と外気温度・冷媒凝縮温度の関係

室外機の消費電力比と、外気温度と冷媒凝縮温度の差の関係を図 2.3 に示す。

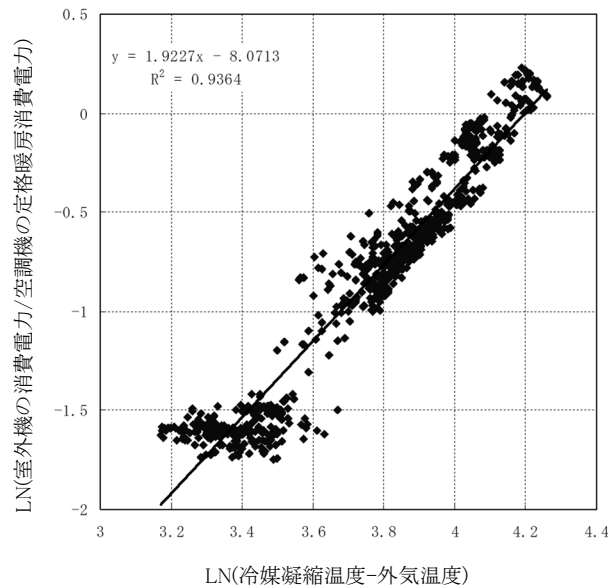


図 2.3 室外機の消費電力比と、外気温度と冷媒凝縮温度の差の関係

この関係は、式(2.3)のように表されるとした。

$$\frac{E_{ref}}{E_{hd}} = a_1 \cdot (T_{ref,cnd} - T_o)^{a_2} \quad (2.3)$$

ここで、

E_{ref} : 室外機の消費電力 (kW)

E_{hd} : 空調機の定格暖房消費電力 (kW)

$T_{ref,cnd}$: 冷媒凝縮温度 (°C)

T_o : 外気温度 (°C)

a_1, a_2 : 室外機の消費電力比を求める式の係数 (-)

である。

重回帰分析の結果、係数 a_1 、 a_2 は次のとおりである。(決定係数:0.936)

$$a_1 = 0.000312386$$

$$a_2 = 1.922688398$$

ii) 冷媒凝縮温度と負荷率の関係

冷媒凝縮温度は、外気温度および負荷率を用いて、式(2.4)のように表されるとした。

$$T_{ref,cnd} = d_1 \cdot T_o + d_2 \cdot \ln(Lr) + d_3 \quad (2.4)$$

ここで、

$T_{ref,cnd}$: 冷媒凝縮温度 (°C)

Lr : 負荷率 (-)

T_o : 外気温度(°C)

d_1, d_2, d_3 : 冷媒凝縮温度を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 d_1, d_2, d_3 は次のとおりである。(決定係数0.932)

$$d_1 = 0.20547596$$

$$d_2 = 21.54040843$$

$$d_3 = 73.02280313$$

上式による冷媒凝縮温度の推定値と実測値との比較を図 2.4 に示す。

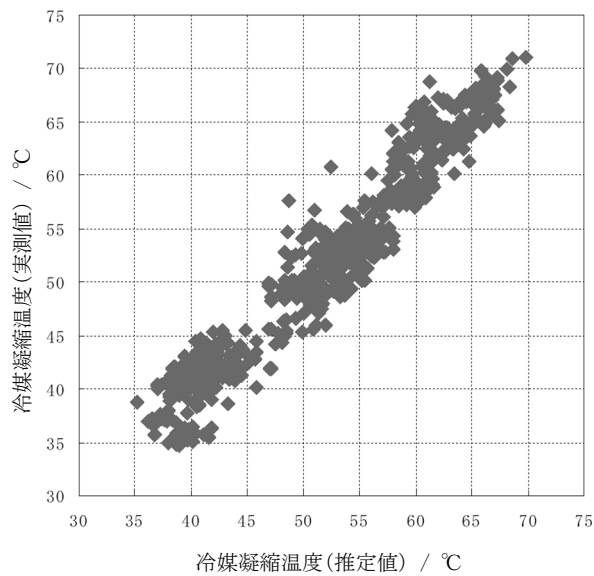


図 2.4 冷媒凝縮温度の推定値と実測値の比較

iii) 室外機の消費電力比の計算式

式(2.3)及び式(2.4)をまとめると式(2.5)が得られる。

$$\begin{aligned} \frac{E_{ref}}{E_{hd}} &= a_1 \cdot (T_{ref,cnd} - T_o)^{a_2} \\ &= a_1 \cdot (d_1 \cdot T_o + d_2 \cdot \ln(Lr) + d_3 - T_o)^{a_2} \\ &= a_1 \cdot ((d_1 - 1) \cdot T_o + d_2 \cdot \ln(Lr) + d_3)^{a_2} \end{aligned} \quad (2.5)$$

ここで、

E_{ref} : 室外機の消費電力(kW)

E_{hd} : 空調機の定格暖房消費電力(kW)

$T_{ref,cnd}$: 冷媒凝縮温度(°C)

T_o : 外気温度(°C)

Lr : 負荷率(-)

a_1, a_2 : 室外機の消費電力比を求める式の係数(-)

d_1, d_2, d_3 : 冷媒凝縮温度を求める式の係数(-)

である。

(3) ファンの消費電力比

i) ファンの消費電力比とファンの風量の関係

ファンの消費電力比とファンの風量の関係を図 2.5 に示す。

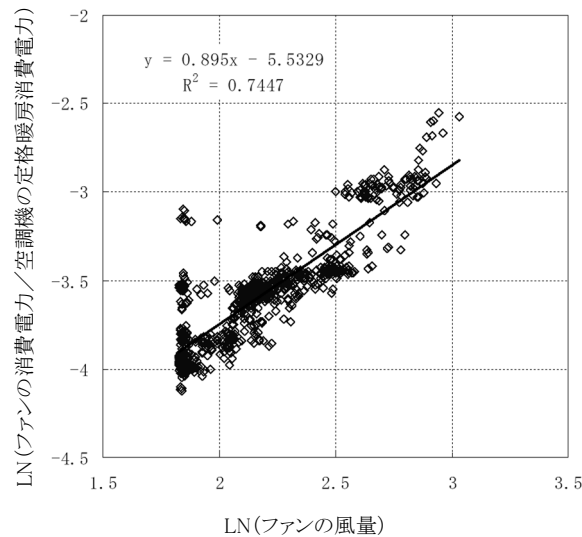


図 2.5 ファンの消費電力比とファンの風量の関係

この関係は、式(2.6)のように表されるとした。

$$\frac{E_{fan}}{E_{hd}} = c_1 \cdot V^{c_2} \quad (2.6)$$

ここで、

E_{fan} :ファンの消費電力(kW)

E_{hd} :空調機の定格暖房消費電力(kW)

V :ファンの風量(m^3/min)

c_1, c_2 :ファンの消費電力比を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 c_1 、 c_2 は次のとおりである。(決定係数0.745)

$$c_1 = 0.003954579$$

$$c_2 = 0.895039827$$

ii) ファンの風量と冷媒凝縮温度・室内機吸い込み空気温度・処理熱量の関係

ファンの風量と冷媒凝縮温度・室内機吸い込み空気温度・処理熱量の関係を図 2.6 に示す。

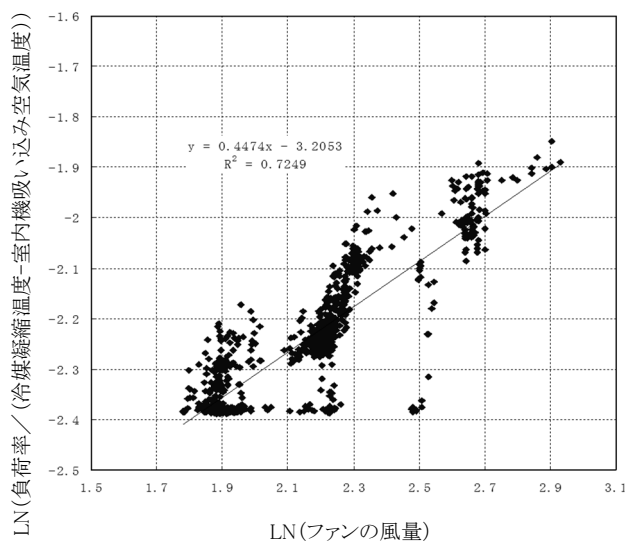


図 2.6 ファンの風量と冷媒凝縮温度及び処理熱量の関係

この関係は、式(2.7)のように表されるとする。

$$b_1 \cdot V^{b_2} = \frac{Lr}{T_{ref,cnd} - T_{bc}} \quad (2.7)$$

ここで、

- V :ファンの風量(m³/min)
- Lr :負荷率(-)
- $T_{ref,cnd}$:冷媒凝縮温度(°C)
- T_{bc} :室内機吸い込み空気温度(°C)
- b_1, b_2 :ファンの風量を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 b_1 、 b_2 は次のとおりである。(決定係数0.725)

$$b_1 = 0.00426795$$

$$b_2 = 0.447391868$$

なお、式(2.7)を式変形しファンの風量で表すと式(2.8)が得られる。

$$V = \left\{ \frac{Lr}{b_1 \cdot (T_{ref,cnd} - T_{bc})} \right\}^{\frac{1}{b_2}} \quad (2.8)$$

ここで、

- V :ファンの風量(m³/min)
- Lr :負荷率(-)
- $T_{ref,cnd}$:冷媒凝縮温度(°C)
- T_{bc} :室内機吸い込み空気温度(°C)
- b_1, b_2 :ファンの風量を求める式の係数

である。

iii) 室内機吸い込み空気温度と外気温度・処理熱量の関係

室内機吸い込み空気温度と外気温度・処理熱量は、式(2.9)により表されるとした。

$$T_{bc} = e_1 \cdot T_o + e_2 \cdot \ln(Lr) + e_3 \quad (2.9)$$

ここで、

T_{bc} : 室内機吸い込み空気温度(°C)

T_o : 外気温度(°C)

Lr : 負荷率(-)

e_1, e_2, e_3 : コイル入口温度を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 e_1, e_2, e_3 は次のとおりである。(決定係数0.800)

$$e_1 = 0.188038256$$

$$e_2 = 0.087447595$$

$$e_3 = 18.09064377$$

上式による室内機吸い込み空気温度の推定値と実測値の比較を図 2.7 エラー! 参照元が見つかりません。に示す。

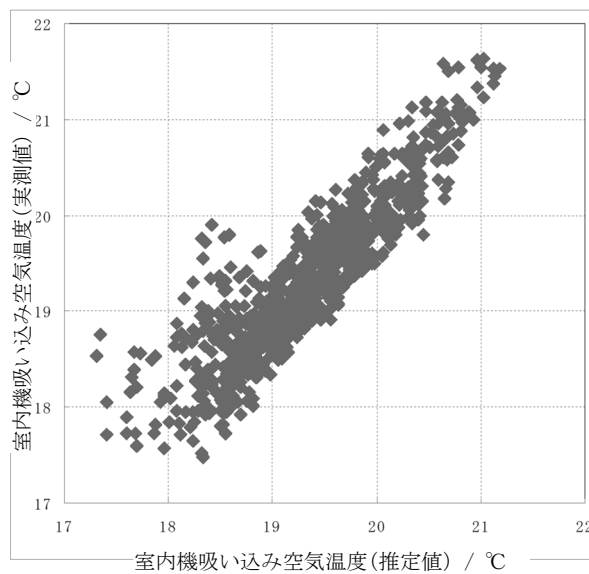


図 2.7 室内機吸い込み空気温度の推定値と実測値の比較

iv) ファンの消費電力比の計算式

式(2.4)、(2.6)、(2.8)、(2.9)の関係をまとめると、ファンの消費電力比の計算式は、式(2.10)のように表される。

$$\begin{aligned}
 \frac{E_{fan}}{E_{hd}} &= c_1 \cdot V^{c_2} \\
 &= c_1 \cdot \left(\frac{Lr}{b_1 \cdot (T_{ref,cnd} - T_{bc})} \right)^{\frac{c_2}{b_2}} \\
 &= c_1 \cdot \left(\frac{Lr}{b_1 \cdot (T_{ref,cnd} - (e_1 \cdot T_o + e_2 \cdot \ln(Lr) + e_3))} \right)^{\frac{c_2}{b_2}} \\
 &= c_1 \cdot \left(\frac{Lr}{b_1 \cdot ((d_1 \times T_o + d_2 \cdot \ln(Lr) + d_3) - (e_1 \cdot T_o + e_2 \cdot \ln(Lr) + e_3))} \right)^{\frac{c_2}{b_2}} \\
 &= c_1 \cdot \left(\frac{Lr}{b_1 \cdot ((d_1 - e_1) \cdot T_o + (d_2 - e_2) \cdot \ln(Lr) + (d_3 - e_3))} \right)^{\frac{c_2}{b_2}}
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

(4) 空調機全体の消費電力比

式(2.5)及び式(2.10)より、空調機全体の消費電力比として式(2.11)が得られる。この式が、算定方法(黒枠内)の式(2a)として採用されている。

$$\begin{aligned}
 E_r &= \frac{E_{ref}}{E_{hd}} + \frac{E_{fan}}{E_{hd}} \\
 &= a_1 \cdot ((d_1 - 1) \cdot T_o + d_2 \cdot \ln(Lr) + d_3)^{a_2} \\
 &+ c_1 \cdot \left(\frac{Lr}{b_1 \cdot ((d_1 - e_1) \cdot T_o + (d_2 - e_2) \cdot \ln(Lr) + (d_3 - e_3))} \right)^{\frac{c_2}{b_2}} \\
 &= a_1 \cdot (d'_1 \cdot T_o + d_2 \cdot \ln(Lr) + d_3)^{a_2} + c_1 \cdot \left(\frac{Lr}{(e'_1 \cdot T_o + e'_2 \cdot \ln(Lr) + e'_3)} \right)^{c'_2}
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

ここで、

$$a_1 = 0.000312386 \cong 0.0003124$$

$$a_2 = 1.922688398 \cong 1.923$$

$$d'_1 = d_1 - 1 = -0.79452404 \cong -0.7945$$

$$d_2 = 21.54040843 \cong 21.54$$

$$d_3 = 73.02280313 \cong 73.02$$

$$c_1 = 0.003954579 \cong 0.003955$$

$$c'_2 = \frac{c_2}{b_2} = 2.000572409 \cong 2.001$$

$$e'_1 = (d_1 - e_1) \times b_1 = 7.44232 \cdot 10^{-05} \cong 7.442 \cdot 10^{-05}$$

$$e'_2 = b_1 \times (d_2 - e_2) = 0.090230156 \cong 0.09156$$

$$e'_3 = b_1 \times (d_3 - e_3) = 0.234447689 \cong 0.2344$$

である。

2.7.3. 冷房エネルギー消費量の計算式の作成

(1) 基本的な考え方

外気温度と平均処理熱量の関係を図 2.8 に示す。平均処理熱量が 5 kW 付近とそれ以下に 2 分されている。

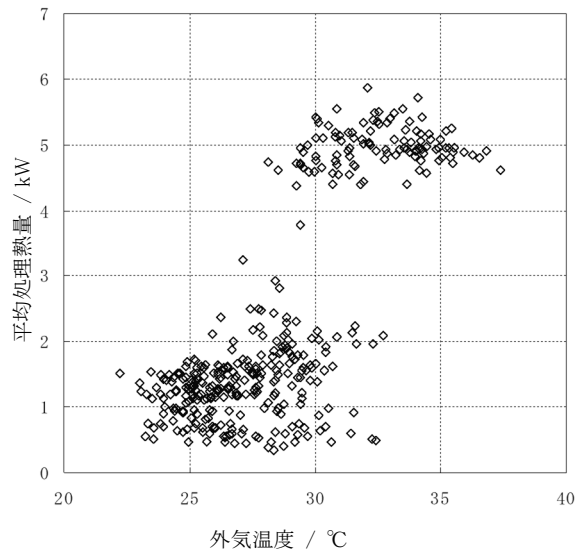


図 2.8 外気温度と平均処理熱量の関係

図 2.9 は平均処理熱量と冷媒蒸発温度の関係を示したものである。この図に示すように、平均処理熱量に応じて冷媒蒸発温度が明確に 2 つの領域に分かれていることがわかる。平均処理熱量が小さい場合には、室外機が極めて低負荷で運転していると考えられるが、他製品のカタログ値等によれば、冷房時の最小能力は定格能力の概ね 2~4 割である。以上を踏まえ、本検討では平均処理熱量が 5 kW 付近の場合のみを対象とする。

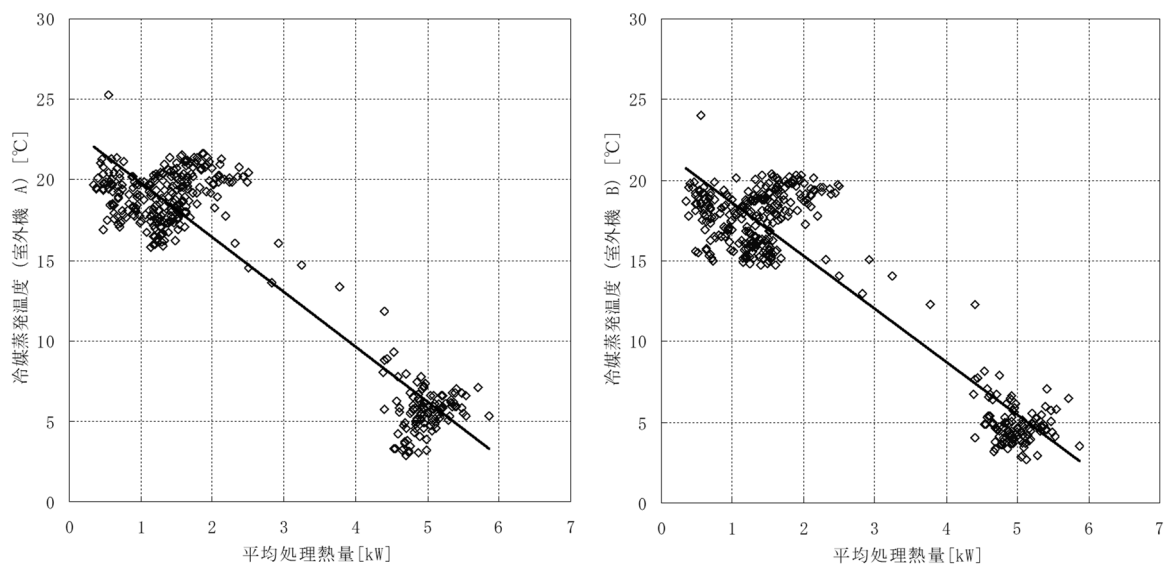


図 2.9 平均処理熱量と冷媒蒸発温度の関係

外気温湿度と処理熱量から消費電力比(空調機の定格消費電力に対するある外気温湿度・負荷率において空調機を運転した際に生じる消費電力の比)を求める計算式を以下の考えに基づき検討した。

- ・ 空調機全体の消費電力は室外機の消費電力とファンの消費電力の合計とする。
- ・ 室外機の消費電力は、外気温度と冷媒蒸発温度(室内機熱交換器出口における冷媒管の表面温度)との差によって決まる。
- ・ 冷媒蒸発温度は、外気温度、外気絶対湿度及び負荷率によって決まる。(暖房時に加え、外気の絶対湿度を新たに説明変数として加えた。)
- ・ ファンの消費電力は、風量により決まる。
- ・ ファンの風量は、外気温度、外気絶対湿度及び負荷率によって決まる。
- ・ 室内機吸い込み空気温度は、外気温度、絶対湿度及び負荷率によって決まる。

これらの関係を、重回帰式により計算する。

(2) 室外機の消費電力比

i) 室外機の消費電力比と外気温度・冷媒蒸発温度の関係

室外機の消費電力比と、外気温度と冷媒蒸発温度の差の関係を図 2.10 に示す。

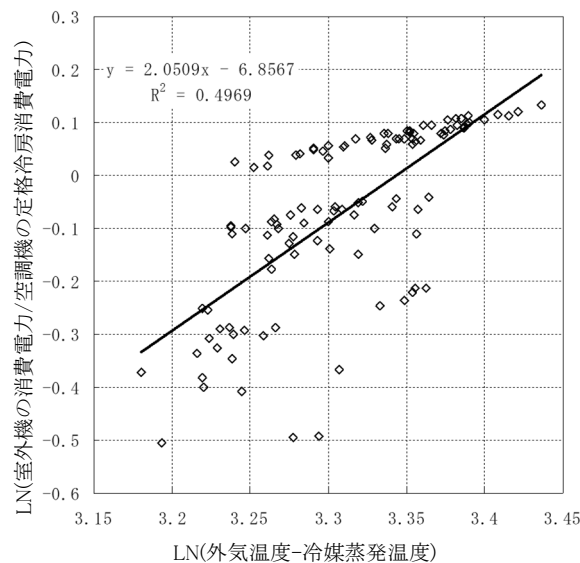


図 2.10 室外機の消費電力比と、外気温度と冷媒蒸発温度の差の関係

この関係は、式(2.12)のように表されるとした。

$$\frac{E_{ref}}{E_{cd}} = a_1 \cdot (T_o - T_{ref, evp})^{a_2} \quad (2.12)$$

ここで、

- E_{ref} : 室外機の消費電力 (kW)
- E_{cd} : 空調機の定格冷房消費電力 (kW)
- T_o : 外気温度 (°C)
- $T_{ref, evp}$: 冷媒蒸発温度 (°C)

a_1, a_2 : 室外機の消費電力比を求める式の係数(-)

である。ただし、 $T_o - T_{ref, evp}$ が0を下回る場合は0とする。

重回帰分析の結果、係数 a_1, a_2 は次のとおりである。(決定係数:0.497)

$$a_1 = 0.001052429$$

$$a_2 = 2.05088187$$

ii) 冷媒蒸発温度と外気温度・絶対湿度・負荷率の関係

冷媒蒸発温度は、外気温度、外気絶対湿度及び負荷率を用いて、式(2.13)のように表されるとした。

$$T_{ref, evp} = d_1 \times T_o + d_2 \times \ln(x_o) + d_3 \times \ln(Lr) + d_4 \quad (2.13)$$

ここで、

$T_{ref, evp}$: 冷媒蒸発温度(°C)

T_o : 外気温度(°C)

x_o : 外気絶対湿度(kg/kg(DA))

Lr : 負荷率(-)

d_1, d_2, d_3, d_4

: 冷媒蒸発温度を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 d_1, d_2, d_3, d_4 は次のとおりである。(決定係数:0.239)

$$d_1 = 0.240975102$$

$$d_2 = 0.049851274$$

$$d_3 = 0.208301594$$

$$d_4 = -2.391255111$$

上式による冷媒蒸発温度の推定値と実測値との比較を図 2.11 に示す。

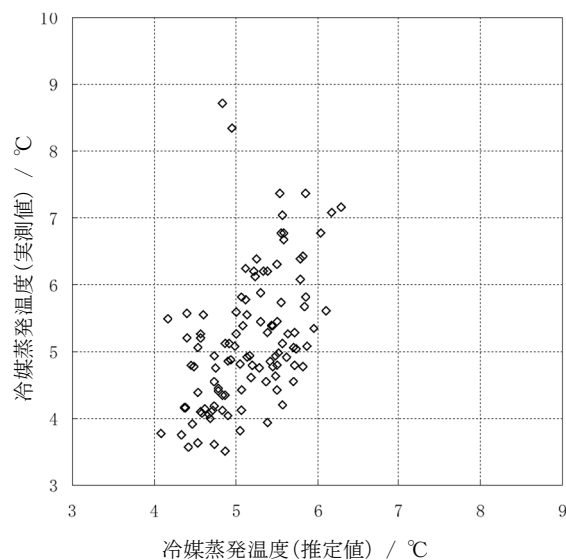


図 2.11 冷媒蒸発温度の推定値と実測値の比較

iii) 室外機の消費電力比の計算式

式(2.12)及び(2.13)をまとめると式(2.14)が得られる。

$$\frac{E_{ref}}{E_{cd}} = a_1 \times (T_o - d_1 \times T_o - d_2 \times \ln(x_o) - d_3 \times \ln(Lr) - d_4)^{a_2} \quad (2.14)$$

ここで、

- E_{ref} : 室外機の消費電力 (kW)
- E_{cd} : 空調機の定格冷房消費電力 (kW)
- T_o : 外気温度 (°C)
- x_o : 外気絶対湿度 (kg/kg(DA))
- Lr : 負荷率 (-)
- a_1, a_2 : 室外機の消費電力比を求める式の係数 (-)
- d_1, d_2, d_3, d_4 : 冷媒蒸発温度を求める式の係数 (-)

である。ただし、この近似式において、外気温度と冷媒蒸発温度との差がマイナスとなる場合もあったため、 $T_o - T_{ref}$ が0を下回る場合は0とすることとした。

(3) ファンの消費電力比

i) ファンの消費電力比とファン風量の関係

ファンの消費電力比とファンの風量の関係を図 2.12 に示す。

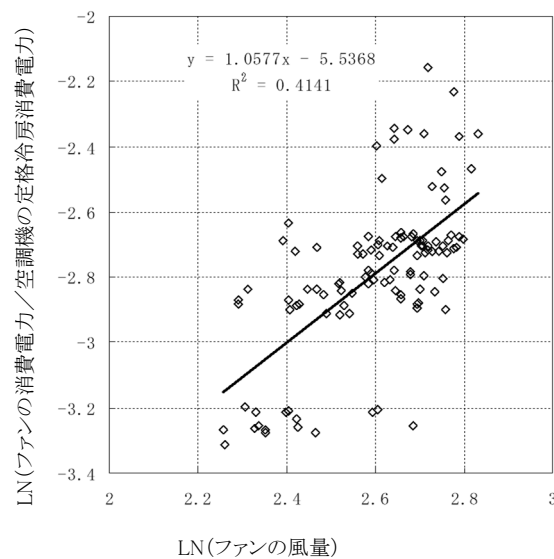


図 2.12 ファンの消費電力比とファンの風量の関係

この関係は、式(2.15)のように表される。

$$\frac{E_{fan}}{E_{cd}} = c_1 \times V^{c_2} \quad (2.15)$$

ここで、

- E_{fan} : ファンの消費電力 (kW)
- E_{cd} : 空調機の定格冷房消費電力 (kW)

V :ファンの風量(m^3/min)

c_1, c_2 :ファンの消費電力比を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 c_1, c_2 は次のとおりである。(決定係数:0.414)

$$c_1 = 0.003939264$$

$$c_2 = 1.057697845$$

ii) 室内機吸い込み空気温度・絶対湿度と外気温度・絶対湿度・処理熱量の関係

ファンの風量を求めるに当たり、暖房と同様に室内機吸い込み空気温度・絶対湿度と冷媒蒸発温度(冷房の場合、室内機吸い込み空気のエンタルピーと室内機熱交換器出口における冷媒のエンタルピー)から回帰式を作成する。(なお、この方法は後述するとおり、決定係数が非常に小さかったため不採用とし、別の方法(外気温度、外気絶対湿度、及び負荷率から推定する方法)を採用した。)

室内機吸い込み空気温度は、外気温度、外気絶対湿度及び処理熱量を用いて、式(2.16)のように表されるとした。

$$T_{bc} = e_1 \times T_o + e_2 \times \ln(x_o) + e_3 \times \ln(Lr) + e_4 \quad (2.16)$$

ここで、

T_{bc} :室内機吸い込み空気温度($^{\circ}\text{C}$)

T_o :外気温度($^{\circ}\text{C}$)

x_o :外気絶対湿度($\text{kg}/\text{kg}(\text{DA})$)

Lr :負荷率(-)

e_1, e_2, e_3, e_4

:室内機吸い込み空気温度を求める式の係数(-)

である。

重回帰分析の結果、係数 e_1, e_2, e_3, e_4 は次のとおりである。(決定係数:0.667)

$$e_1 = 0.053648897$$

$$e_2 = 0.028731144$$

$$e_3 = 1.224905014$$

$$e_4 = -0.116317123$$

上式による室内機吸い込み空気温度の推定値と実測値の比較を図 2.13 に示す。

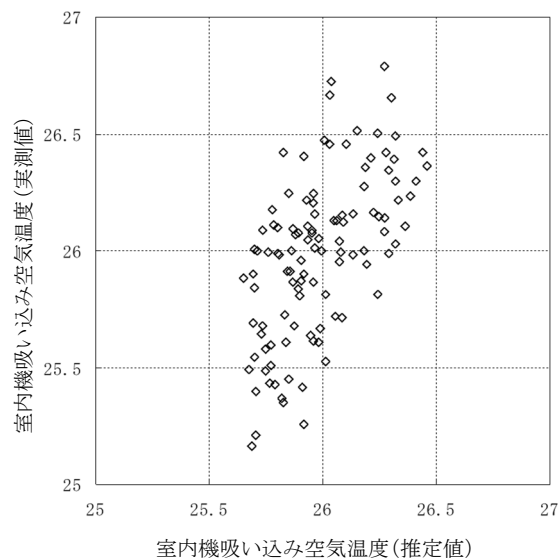


図 2.13 室内機吸い込み空気温度の推定値と実測値の比較

iii) 室内機吸い込み空気絶対湿度と外気温度・外気絶対湿度・処理熱量の関係

室内機吸い込み空気絶対湿度は、外気温度、外気絶対湿度及び処理熱量を用いて、式(2.17)により表されるとした。

$$x_{bc} = \exp(f_1 \times T_o + f_2 \times \ln(x_o) + f_3 \times \ln(Q) + f_4) \quad (2.17)$$

ここで、

x_{bc} : 室内機吸い込み空気絶対湿度 (kg/kg(DA))

T_o : 外気温度 (°C)

x_o : 外気絶対湿度 (kg/kg(DA))

Q : 処理熱量 (kW)

f_1, f_2, f_3, f_4

: 室内機吸い込み空気絶対湿度を求める式の係数

である。

重回帰分析の結果、係数 f_1, f_2, f_3, f_4 は次のとおりである。(決定係数0.457)

$$f_1 = 4.28236E^{-05}$$

$$f_2 = 0.008058917$$

$$f_3 = -0.006699914$$

$$f_4 = 0.038944314$$

上式による室内機吸い込み空気絶対湿度の推定値と実測値との比較を図 2.14 に示す。

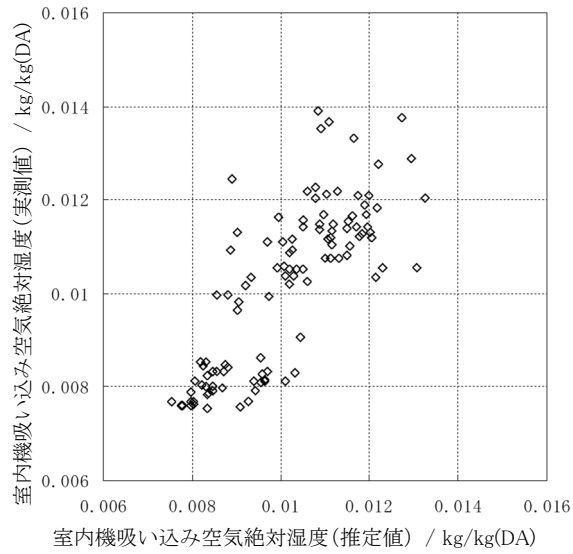


図 2.14 室内機吸い込み空気絶対湿度の計算結果

iv) ファンの風量と冷媒のエンタルピー・室内機吸い込み空気エンタルピー・処理熱量の関係

ファンの風量と室内機熱交換器出口における冷媒のエンタルピー(室内機熱交換器出口における冷媒管の表面温度により算出)・室内機吸い込み空気エンタルピー・処理熱量の関係を図 2.15 に示す。

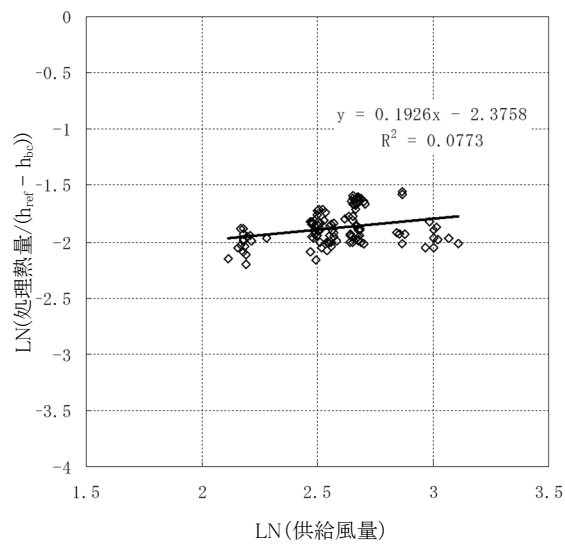


図 2.15 ファンの風量と室内機熱交換器出口における冷媒のエンタルピー・室内機吸い込み空気エンタルピーの関係

この関係は、式(2.18)により表されるとする。

$$b_1 \times V^{b_2} = \frac{Lr}{h_{ref} - h_{bc}} \quad (2.18)$$

ここで、

V :ファンの風量(m^3/min)

Lr :負荷率(-)

- h_{ref} : 室内機熱交換器出口における冷媒の比エンタルピー (kJ/kg(DA))
 h_{bc} : 室内機吸い込み空気の比エンタルピー (kJ/kg(DA))
 b_1, b_2 : ファンの風量を求める式の係数 (-)

である。

重回帰分析の結果、係数 b_1, b_2 は次のとおりである。(決定係数:0.032)

$$b_1 = 0.014896548$$

$$b_2 = 0.077646827$$

この式の決定係数は非常に小さく、相関が見られないと判断した。このため、前述したように、ファンの風量は、室内機吸い込み空気温度から求めるのではなく、外気温湿度と負荷率を用いて求めることにする。

v) ファンの風量と外気温度・絶対湿度・負荷率の関係

ファンの風量は、外気温度、絶対湿度、及び負荷率を用いて、式(2.19)のように表されるとした。

$$V = \exp(g_1 \times T_o + g_2 \times \ln(x_o) + g_3 \times \ln(Lr) + g_4) \quad (2.19)$$

ここで、

- V : ファンの風量 (m³/min)
 T_o : 外気温度 (°C)
 x_o : 外気絶対湿度 (kg/kg(DA))
 Lr : 負荷率 (-)
 g_1, g_2, g_3, g_4

: ファンの風量を求める式の係数 (-)

である。

重回帰分析の結果、係数 g_1, g_2, g_3, g_4 は次のとおりである。(決定係数:0.448)

$$g_1 = 0.059299252$$

$$g_2 = 0.08192904$$

$$g_3 = 1.257169562$$

$$g_4 = 1.5862709$$

上式によるファンの風量の推定値と実測値との比較を図 2.16 に示す。

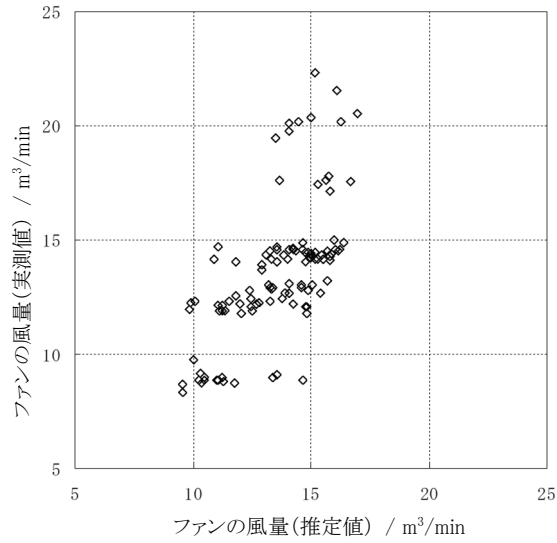


図 2.16 ファンの風量の推定値と実測値との比較

vi) ファンの消費電力比の計算式

式(2.15)、(2.19)の関係式をまとめると、ファンの消費電力比の計算式は、式(2.20)のように表される。

$$\frac{E_{fan}}{E_{cd}} = c_1 \times (\exp(g_1 \times T_o + g_2 \times \ln(x_o) + g_3 \times \ln(Lr) + g_4))^{c_2} \quad (2.20)$$

ここで、

E_{fan} :ファンの消費電力(kW)

E_{cd} :空調機の定格冷房消費電力(kW)

T_o :外気温度(°C)

x_o :外気絶対湿度(kg/kg(DA))

Lr :負荷率(-)

c_1, c_2 :ファンの消費電力比を求める式の係数(-)

g_1, g_2, g_3, g_4 :ファンの風量を求める式の係数(-)

である。

(4) 空調機全体の消費電力比

式(2.14)及び式(2.20)より、空調機全体の消費電力比として式(2.21)が得られる。この式が、算定方法(黒枠内)の式(11a)として採用されている。

$$E_r = \frac{E_{ref}}{E_{cd}} + \frac{E_{fan}}{E_{cd}} \quad (2.21)$$
$$= a_1 \times (h)^{a_2} + c_1 \times (\exp(g_1 \times T_o + g_2 \times \ln(x_o) + g_3 \times \ln(Lr) + g_4))^{c_2}$$

ここで、

E_{ref} : 室外機の消費電力(kW)

E_{fan} : ファンの消費電力(kW)

E_{cd} : 空調機の定格冷房消費電力(kW)

T_o : 外気温度(°C)

x_o : 外気絶対湿度(kg/kg(DA))

Lr : 負荷率(-)

a_1 、 a_2 : 室外機の消費電力比を求める式の係数(-)

c_1 、 c_2 : ファンの消費電力比を求める式の係数(-)

g_1 、 g_2 、 g_3 、 g_4

: ファンの風量を求める式の係数(-)

である。

3. 「機器の性能を表す仕様の決定方法」の解説と根拠

算定方法(黒枠内)の付録 A では、ダクト式セントラル空調機の機器の性能を表す仕様の決定方法を示している。本章では、機器の性能を表す仕様の決定方法の設定根拠について解説する。

付録 A 機器の性能を表す仕様の決定方法

定格暖房能力 $q_{rtd,H}$ 、定格冷房能力 $q_{rtd,C}$ 、定格暖房消費電力 $P_{rtd,H}$ 及び定格冷房消費電力 $P_{rtd,C}$ は、JIS B8615-2 に規定された測定方法によるか、床面積の合計 A_A に応じて以下に示す A.1 及び A.2 に示す方法によるものとする。

3.1. 定格能力

A.1 定格能力

定格暖房能力 $q_{rtd,H}$ 及び定格冷房能力 $q_{rtd,C}$ は、床面積の合計 A_A により、式(1)により表される。

$$q_{rtd,H} = q_{rq,H} \times A_A \times f_{CT} \times f_{CL} \quad (1a)$$

$$q_{rtd,C} = q_{rq,C} \times A_A \times f_{CT} \times f_{CL} \quad (1b)$$

ここで、

- $q_{rtd,H}$: 定格暖房能力 (W)
- $q_{rtd,C}$: 定格冷房能力 (W)
- $q_{rq,H}$: 単位面積当たりの必要暖房能力 (W/m²)
- $q_{rq,C}$: 単位面積当たりの必要冷房能力 (W/m²)
- A_A : 床面積の合計 (m²)
- f_{CT} : 外気温度能力補正係数
- f_{CL} : 間歇運転能力補正係数

である。

単位面積当たりの必要暖房能力 $q_{rq,H}$ 及び単位面積当たりの必要冷房能力 $q_{rq,C}$ は、地域区分ごとに表 A.1 により定める。外気温度能力補正係数 f_{CT} は、1.05の値とする。間歇運転能力補正係数 f_{CL} は、1.0とする。

表 A.1 単位面積当たりの必要暖房能力 $q_{rq,H}$ 及び冷房能力 $q_{rq,C}$ (W/m²)

	地域の区分							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$q_{rq,H}$	73.91	64.32	62.65	66.99	72.64	61.34	64.55	—
$q_{rq,C}$	37.61	36.55	42.34	54.08	61.69	60.79	72.53	61.56

解説

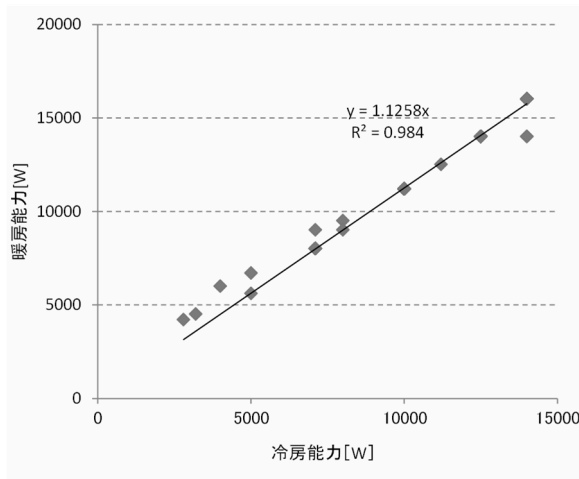
ダクト式セントラル空調機は現時点で JIS 等の規格がなく、定格能力の定義も曖昧なため、本計算方法では、当該住戸の床面積の合計からこれらを類推する方法を採用した。以下、その設定方法について示す。

標準住宅において暖房時及び冷房時の最大負荷を計算し、その最大負荷を満たすように暖房能力及び冷房能力を決定した。その際、躯体性能によって暖冷房の最大負荷は変動するため、ここでは平成 11 年基準相当の断熱性能を想定した。暖冷房負荷の最大値を表 3.1 に示す。

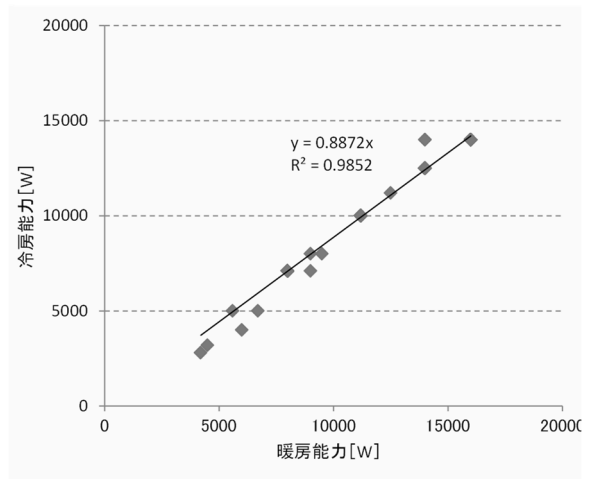
表 3.1 負荷計算結果より求めた暖冷房負荷の各室合計値の年間最大値(単位:W)

地域の区分	1	2	3	4	5	6	7	8
暖房負荷	8874.645	7723.339	7523.542	8043.709	8723.134	7365.753	7751.125	—
冷房負荷	4516.784	4388.670	5084.089	6493.631	7408.253	7299.892	8709.409	7391.709

通常、暖冷房は1台の熱源機で賄うため、暖房能力と冷房能力との関係はある程度決まっている。例えば、1地域の場合、暖房負荷が大きく(例えば表3.1においては冷房負荷4516.784Wに対して暖房負荷8874.645W)、暖房負荷を満たすように機器選定をした場合、冷房能力は4516.784Wよりもっと大きな機器が設置されるため、冷房側にとっては過大な機器選定となることが想定される。このような暖房負荷と冷房負荷のバランス及び機器が持っている暖房能力と冷房能力とのバランスを補正するために、機器の暖房能力と冷房能力との関係を2011年時点(2011年12月時点)の市場カタログデータより取りまとめた。暖房能力と冷房能力との関係を図3.1に示す。



<暖房能力=1.1258311×冷房能力>



<冷房能力=0.8872166×暖房能力>

図 3.1 カタログ値より求めた暖房能力と冷房能力の関係(N=82)

ここで、求めた暖房能力と冷房能力との関係から、表3.1の負荷計算結果を修正した。能力が大きい側の値から小さい側の値を図3.1の関係式を用いて計算し、その値が負荷計算結果よりも大きければ、関係式より算出した値を採用した。例えば1地域では、暖房負荷8874.645W冷房負荷4516.784Wであり、暖房負荷の方を満たすように能力選定が行われることが想定され、この暖房負荷から図3.1の換算式を用いて冷房能力を求めると、7873.732Wとなる。この値は、冷房負荷4516.784Wより大きいため、この機器の冷房能力としては大きい方の値、つまり7873.732Wを採用することとなる。このようにして求めた暖房能力及び冷房能力を表3.2に、面積当たりに直した(120m²で除した)値を表3.3に示す。この値を、小数第三位で四捨五入したものが算定方法(黒枠内)の付録Aの表A.1の値である。

表 3.2 標準住戸における地位別暖冷房能力の設定値(W)

地域の区分	1	2	3	4	5	6	7	8
暖房能力	8874.645	7723.339	7523.542	8043.709	8723.134	8218.446	9805.324	—
冷房能力	7873.732	6852.275	6675.011	7136.512	7739.309	7299.892	8709.409	7391.709

※下線は負荷計算結果より時刻別の最大能力より求めた値。波線はカタログ値より求めた暖房能力と冷房能力の関係式より求めた推計値。

表 3.3 標準住宅における単位面積当たりの地位別暖冷房能力の設定値(W/m²)

	1	2	3	4	5	6	7	8
暖房能力	73.9061	64.3183	62.6544	66.9863	72.6444	61.3404	64.5497	—
冷房能力	37.6148	36.5479	42.3392	54.0775	61.6943	60.7919	72.5301	61.5565

3.2. 定格消費電力

A.2 定格消費電力

定格暖房消費電力 $P_{rtd,H}$ 及び定格冷房消費電力 $P_{rtd,C}$ は式(2)により表される。

$$P_{rtd,H} = \frac{q_{rtd,H}}{e_{rtd,H}} \quad (2a)$$

$$P_{rtd,C} = \frac{q_{rtd,C}}{e_{rtd,C}} \quad (2b)$$

ここで、

$P_{rtd,H}$: 定格暖房消費電力(W)

$P_{rtd,C}$: 定格冷房消費電力(W)

$q_{rtd,H}$: 定格暖房能力(W)

$q_{rtd,C}$: 定格冷房能力(W)

$e_{rtd,H}$: 定格暖房エネルギー消費効率

$e_{rtd,C}$: 定格冷房エネルギー消費効率

である。

定格暖房エネルギー消費効率 $e_{rtd,H}$ は3.76、定格冷房エネルギー消費効率 $e_{rtd,C}$ は3.17とする。

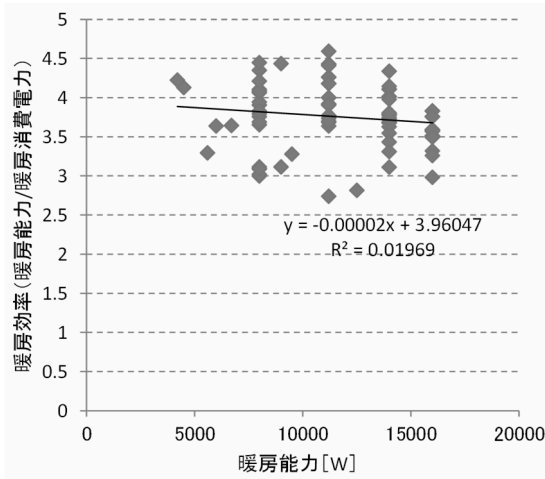
解説

定格消費電力は、算定方法(黒枠内)の式(2a)及び(2b)に示すように、定格能力を定格エネルギー消費効率で除して求まる。

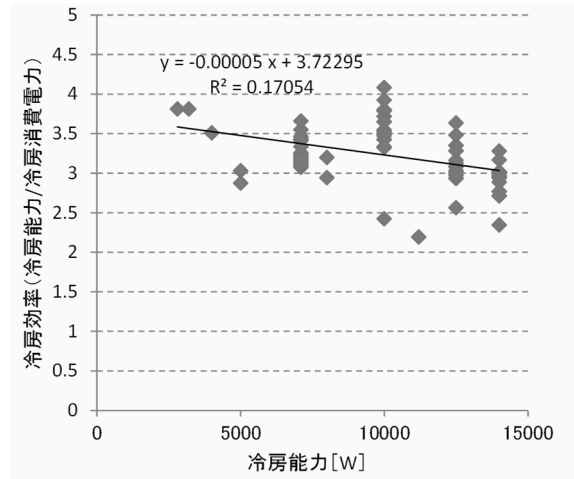
定格暖房エネルギー消費効率と定格冷房エネルギー消費効率は、有効な JIS 等の規格が利用できないため、本計算方法では機種によらず一意に決定されるとし、その算定式を作成するための情報を 2011 年時点(2011 年 12 月時点)の市場カタログを基に整理した。

暖房能力及び冷房能力を暖房消費電力及び冷房消費電力で除した値(暖房効率及び冷房効率という)と、暖房能力及び冷房能力の関係を図 3.2 に示す。能力と効率の相関は小さく、このことから暖房効率及び冷房効率は、機種や能力によらず一定とした。また、暖房効率及び冷房効率の効率分布を図 3.3 に示す。また、暖房効率及び冷房効率の平均値や標準偏差等を表 3.4 に示す。

これらの結果から、定格暖房エネルギー消費効率 $e_{rtd,vt,H}$ は 3.76、定格冷房エネルギー消費効率 $e_{rtd,vt,C}$ は 3.17 としている。



(a) 暖房能力と暖房効率の関係 (N=82)



(b) 冷房能力と冷房効率の関係 (N=82)

図 3.2 カタログ値より求めた暖冷房能力と暖冷房効率の関係

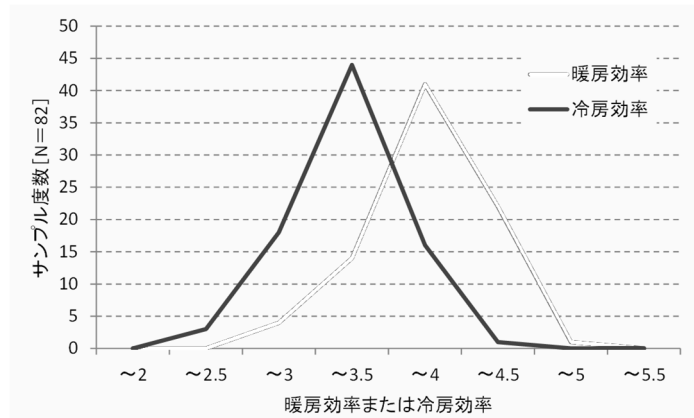


図 3.3 暖房効率及び冷房効率の効率分布(市場カタログデータ:2011年時点)

表 3.4 暖房効率及び冷房効率のカタログデータ(2011年時点)

	暖房効率	冷房効率
平均値	3.75	3.21
標準偏差	0.41	0.36
最小値	2.74	2.19
第3四分位	3.55	3.00
中央値	3.76	3.17
第1四分位	4.05	3.47
最大値	4.59	4.08
N数	82	82

A.3 複数のダクト式セントラル空調機が設置される場合の仕様の決定方法

複数のダクト式セントラル空調機が設置される場合、定格暖房能力は、設置する複数の機器の定格暖房能力を合計した値とする。定格暖房消費電力は、設置する機器のうち最も低い定格暖房エネルギー消費効率で合計された定格暖房能力を除いた値とする。暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数は設置する複数の機器の暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数のうち最も大きい値とする。

冷房についても同様に、定格冷房能力は、設置する複数の機器の定格冷房能力を合計した値とする。定格冷房消費電力は、設置する機器のうち最も低い定格冷房エネルギー消費効率で合計された定格冷房能力を除いた値とする。冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数は設置する複数の機器の冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数のうち最も大きい値とする。

解説

定格暖房能力および定格冷房能力に関しては、住宅の規模に応じた能力にしないと未処理負荷を発生させるため、設置する複数の機器の能力の合計値とした。

一方、定格暖房消費電力および定格冷房消費電力は、評価した値が過大にならないように、評価上の機器のエネルギー消費効率が、複数の実際に設置された機器のうちの最も低いエネルギー消費効率に等しくなるように、定格消費電力を評価上の値として採用することにした。

一方、定格暖房消費電力および定格冷房消費電力については、評価結果が過大にならないように配慮した。具体的には、複数の機器が設置されている場合でも、評価上は、実際に設置された機器の中で最もエネルギー消費効率が低い機器と同等の効率を用いて定格消費電力を設定することとした。

ダクト等圧力損失による消費電力補正係数についても同様に複数設置される機器のうち最も大きいものを採用することとした。

4. 「ダクト等圧力損失及び断熱区画外ダクト熱損失による消費電力量補正係数」の解説と根拠

算定方法(黒枠内)の付録 B では、ダクト等圧力損失及び断熱区画外ダクト熱損失による消費電力量補正係数の計算方法を示している。本章では、ダクト等圧力損失及び断熱区画外ダクト熱損失による消費電力量補正係数の計算方法の設定根拠について解説する。

4.1. 消費電力量補正係数の決定方法

付録 B ダクト等圧力損失及び断熱区画外ダクト熱損失による消費電力量補正係数

暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,H}$ 及び冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,C}$ は、圧力損失によって送風機の出力が変わらないタイプ(以下、「風量補正なし」という。)の場合、B.1 に示される暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正なし) $C_{pl,nm,H}$ 及び冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正なし) $C_{pl,nm,C}$ に等しいとし、圧力損失によって送風機の出力が変わるタイプ(以下、「風量補正あり」という。)の場合、B.2 に示される暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正あり) $C_{pl,va,H}$ 及び冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正あり) $C_{pl,va,C}$ に等しいとする。

風量補正の有無が不明な場合は、「風量補正なし」とみなす。

ダクトの全部または一部が断熱区画外に設置される場合は、B.1 又は B.2 により求めた係数にさらに B.3 に示す補正係数を乗じなければならない。

解説

ダクト式セントラル空調機においては、ダクト配置計画によっては設計風量が機器の定格風量の下回ることもある。この場合、風量の減少により定格能力が低下し、この能力低下分を補うために消費電力が増加する。この消費電力の増加を補正するための係数が、ダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,H}$ 、 $C_{pl,C}$ である。

算定方法(黒枠内)の付録 B では、室内機に内蔵された送風機のタイプにより、消費電力量補正係数の値を定めている。圧力損失によって送風機の出力が変わらない「風量補正なし」タイプの場合は B.1、圧力損失によって送風機の出力が変わる「風量補正あり」タイプの場合は B.2 による。

さらに、ダクトの全部または一部が断熱区画外に設置される場合は、B.3 に示す補正係数を乗じることとしている。

4.2. 送風機のタイプが「風量補正なし」の場合の補正係数

B.1 風量補正なしの場合

暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正なし) $C_{pl, nm, H}$ に 1.22、冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正なし) $C_{pl, nm, C}$ に 1.25 を用いるか、ダクト等の圧力損失計算により算定される設計風量と定格風量との比により決定される。その際、設計風量の計算には第五章「換気設備」に示される方法を用いる。ダクト等の圧力損失の計算の範囲は、送風機(暖冷房機器)から室内端末までの圧力損失が最大となる経路(最大圧力損失経路)とする。

設計風量と定格風量との比によりダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正なし)を求める場合、表 B.1 の値とするか、別途定める「ダクト式セントラル空調機におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数の算出方法」によるものとする。

表 B.1(a) 暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数

設計風量／定格風量	暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数
1.0以上	1.00
0.9以上1.0未満	1.05
0.8以上0.9未満	1.11
0.8未満	1.22

表 B.1(b) 冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数

設計風量／定格風量	冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数
1.0以上	1.00
0.9以上1.0未満	1.05
0.8以上0.9未満	1.08
0.8未満	1.25

解説

ダクト配置計画に基づき計算した設計風量と定格風量を比較し、設計風量が定格風量より少ない場合は、その比率に応じた消費電力補正係数を算定方法(黒枠内)の表 B.1(a)、表 B.1(b)から選定する。設計風量を計算しない場合は、最も消費電力補正係数が大きい値とする。

算定方法(黒枠内)の表 B.1(a)、表 B.1(b)の消費電力補正係数は、2014 年時点の熱源機器メーカーの実測データを元に、設計風量が定格風量に対して減少した場合のエネルギー消費効率との関係を分析し、その結果に基づいて決定した。

風量補正なしのタイプの機器における、定格風量に対する設計風量の比率(風量比)と、暖房時のエネルギー消費効率との関係を図 4.1、冷房時のエネルギー消費効率との関係を図 4.2 に示す。このうち、エネルギー消費効率が最も悪くなる機種の数値を採用した。採用した風量比別のエネルギー消費効率の値を表 4.1 に示す。このエネルギー消費効率の逆数(消費電力補正係数)が、算定方法(黒枠内)の表 B.1(a)、表 B.1(b)に記載されている。ただし、設計風量が定格風量より多い場合(風量比 1.0 以上)は、消費電力補正係数は 1.00 とした。

なお、算定方法(黒枠内)の表 B.1(a)、表 B.1(b)の補正係数を決めるにあたり、比較的簡易な確認方法としてダクト抵抗と風量のみ変化させ、室外機の圧縮機回転数は定格能力時の値に固定した条件で測定した結果のため、暖房能力が下がっており、定格点における比率とするには効率が若干高めの数値となっている可能性がある。

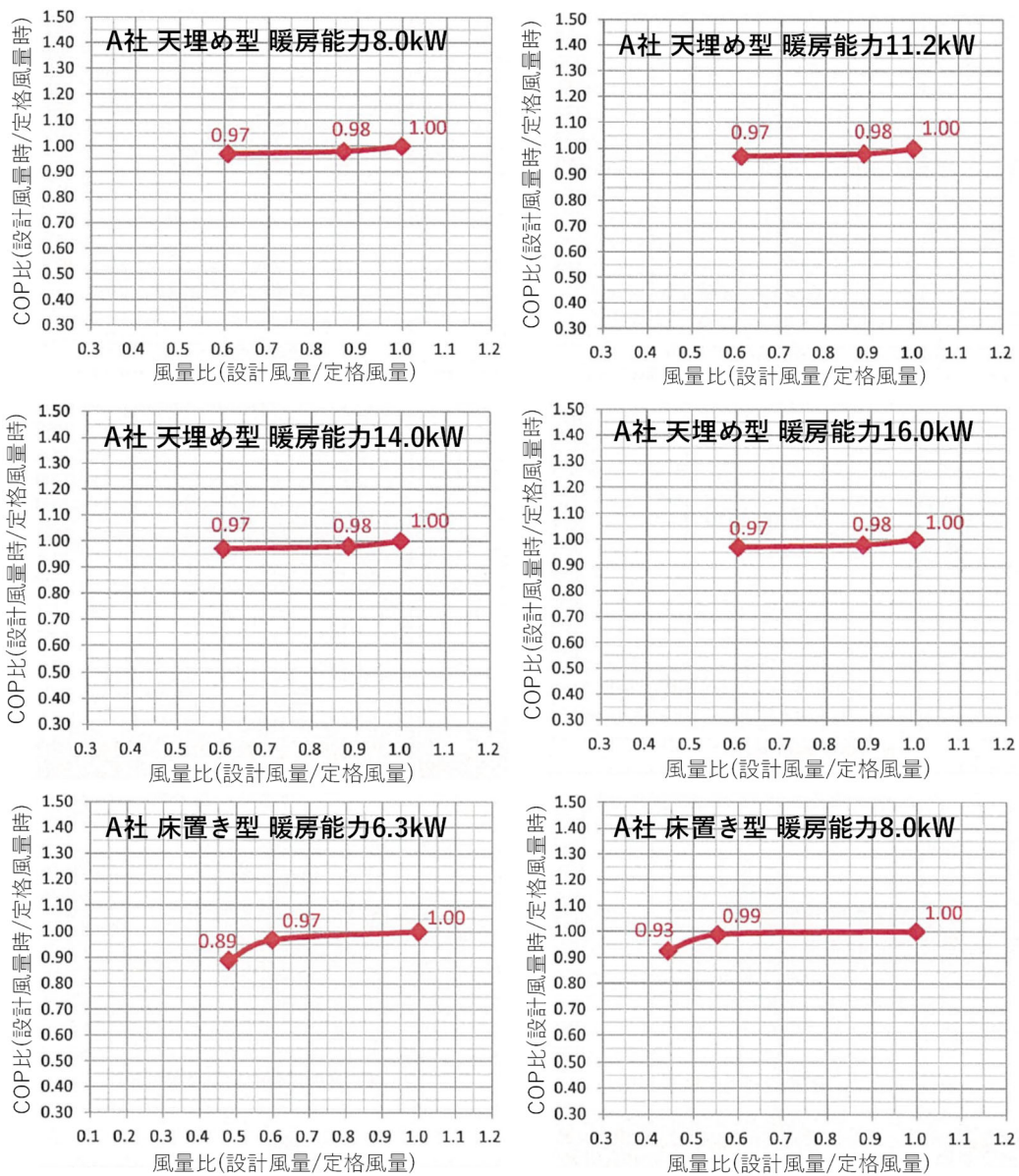


図 4.1 風量比とエネルギー消費効率の関係(暖房時)

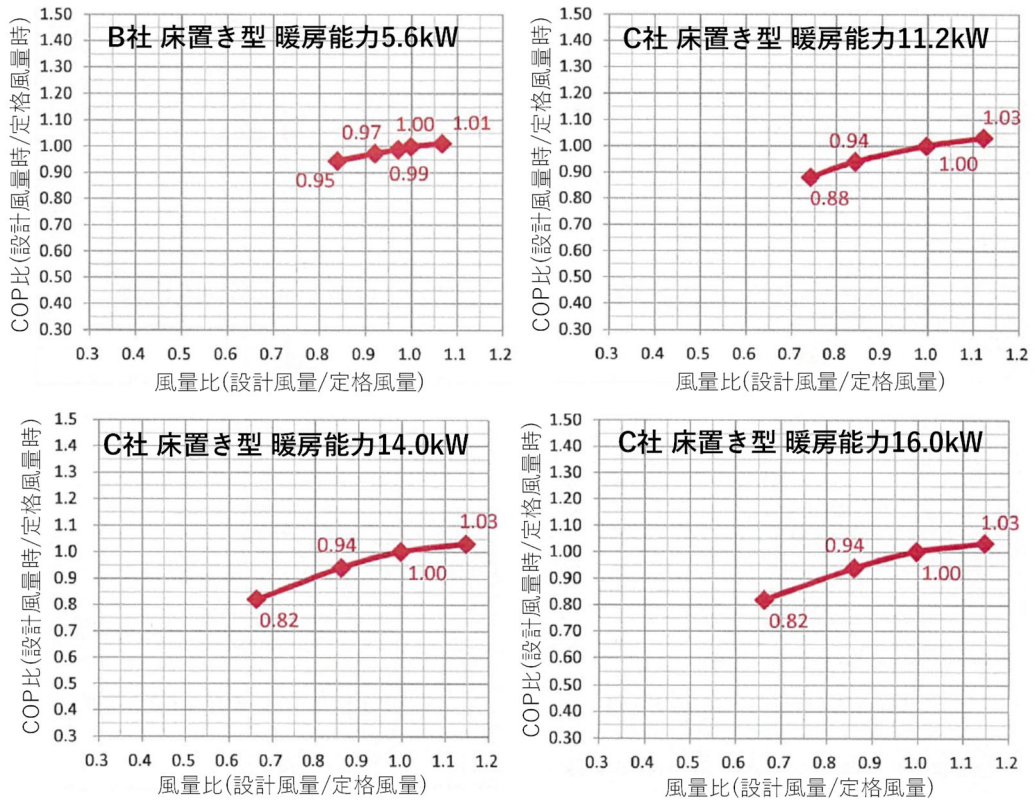


図 4.1 風量比とエネルギー消費効率の関係(暖房時)(続き)

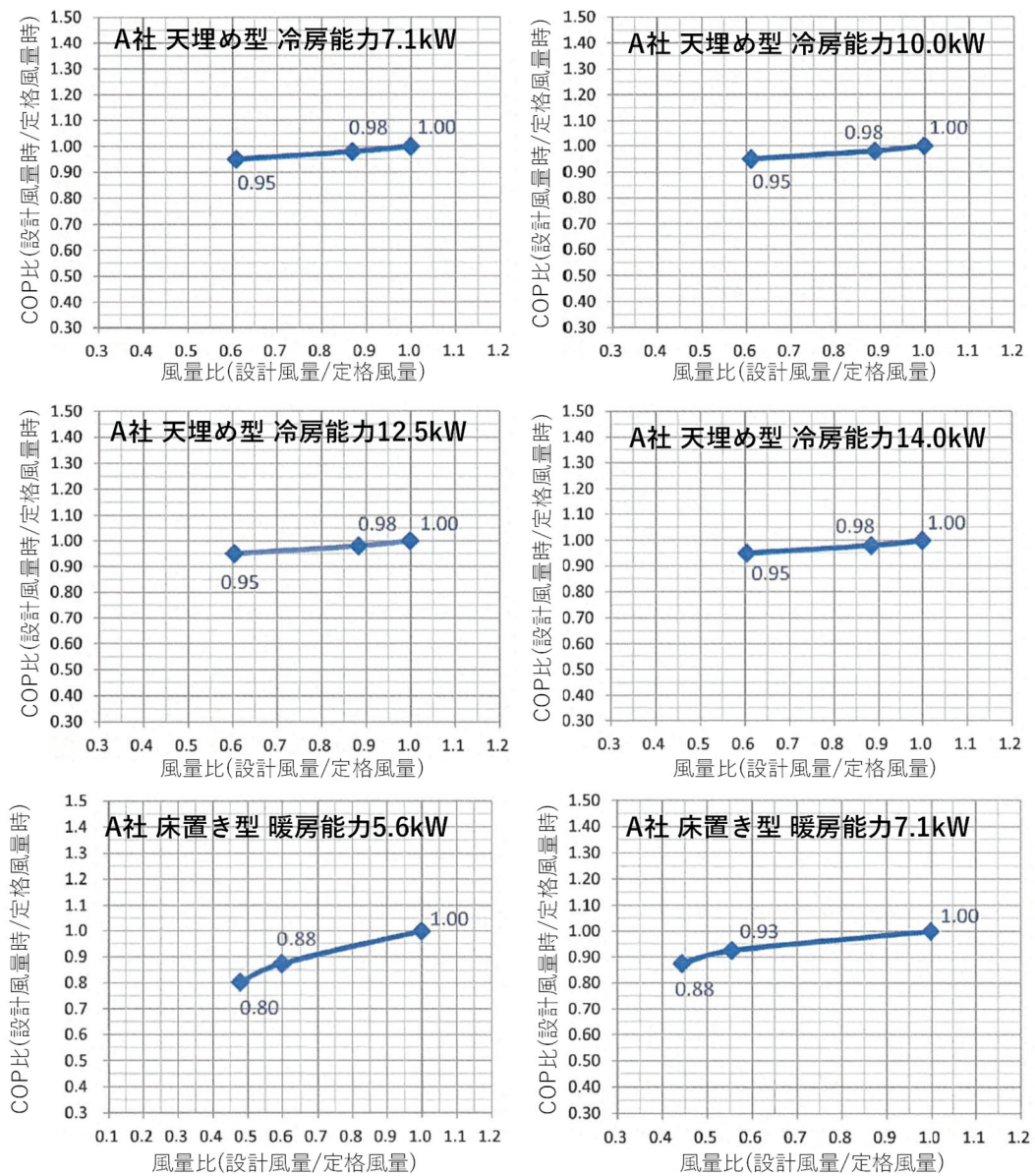


図 4.2 風量比とエネルギー消費効率の関係(冷房時)

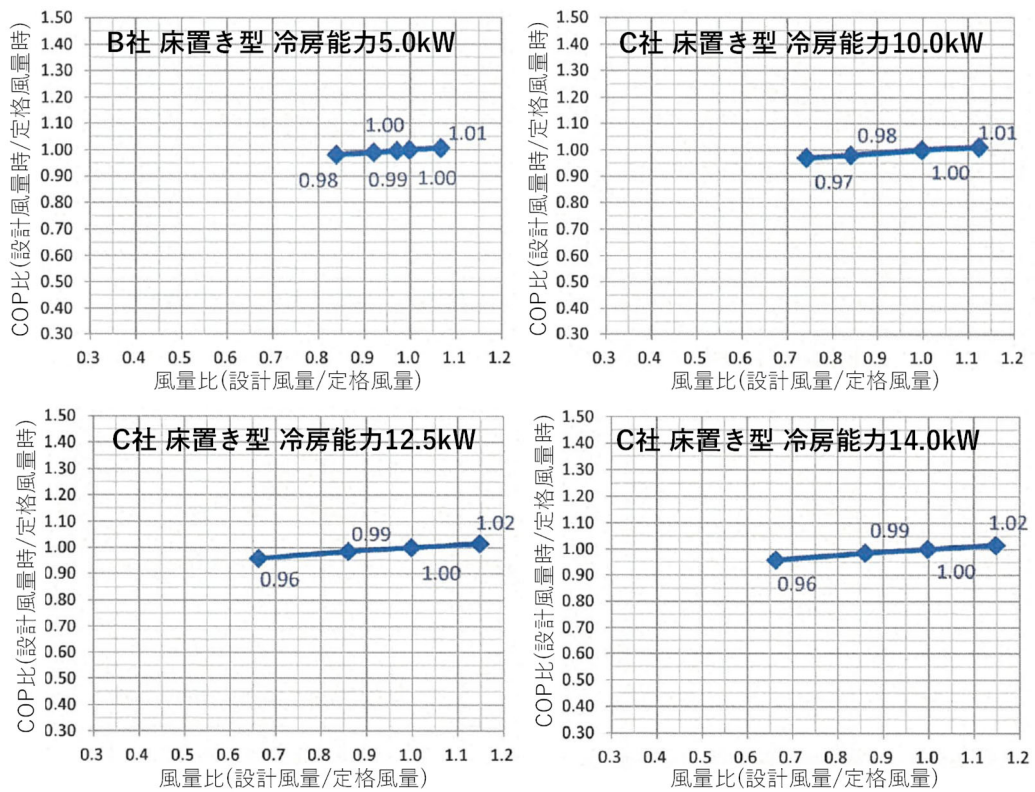


図 4.2 風量比とエネルギー消費効率の関係(冷房時)(続き)

表 4.1 風量比とエネルギー消費効率、消費電力補正係数

風量比	暖房時		冷房時	
	エネルギー消費効率	消費電力補正係数	エネルギー消費効率	消費電力補正係数
1.0 以上	1.00	1.00	1.00	1.00
0.9 以上 1.0 未満	0.95	1.05	0.96	1.05
0.8 以上 0.9 未満	0.90	1.11	0.93	1.11
0.8 未満	0.82	1.22	0.80	1.25

4.3. 送風機のタイプが「風量補正あり」の場合の補正係数

B.2 風量補正ありの場合

暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正あり) $C_{pl,va,H}$ に1.03、冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正あり) $C_{pl,va,C}$ に1.03を用いるか、ダクト等の圧力損失計算により算定される設計圧力損失と標準機外静圧との比により決定される。その際、設計圧力損失の計算には第五章「換気設備」に示される方法を用いる。ダクト等の圧力損失の計算の範囲は、送風機(暖冷房機器)から室内端末までの圧力損失が最大となる経路(最大圧力損失経路)とする。

設計圧力損失と標準機外静圧との比によりダクト等圧力損失による消費電力量補正係数(風量補正あり)を求める場合、表 B.2 の値とするか、別途定める「ダクト式セントラル空調機におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数の算出方法」によるものとする。

表 B.2(a) 暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数

設計圧力損失／標準機外静圧	暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数
1.0以下	1.00
1.0より大1.1以下	1.01
1.1より大1.2以下	1.02
1.2より大	1.03

表 B.2(b) 冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数

設計圧力損失／標準機外静圧	冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数
1.0以下	1.00
1.0より大1.1以下	1.01
1.1より大1.2以下	1.02
1.2より大	1.03

解説

ダクト配置計画に基づき計算した設計圧力損失と標準機外静圧を比較し、設計圧力損失が標準機外静圧より大きい場合は、その比率に応じた消費電力補正係数を算定方法(黒枠内)の表 B.2(a)、表 B.2(b)から選定する。設計圧力損失を計算しない場合は、最も消費電力補正係数が大きい値とする。

算定方法(黒枠内)の表 B.2(a)、表 B.2(b)の補正係数は、2014年時点の熱源機器メーカーの実測データを元に、設計圧力損失が標準機外静圧に対して減少した場合のエネルギー消費効率との関係を分析し、その結果に基づいて決定した。

風量補正ありのタイプの機器における、標準機外静圧に対する設計圧力損失の比率(圧力損失比)と、暖房時のエネルギー消費効率との関係を図 4.3、冷房エネルギー消費効率との関係を図 4.4 に示す。このうち、エネルギー消費効率が最も悪くなるものの値を採用した。圧力損失比率別のエネルギー消費効率の値を表 4.2 に示す。このエネルギー消費効率の逆数(消費電力補正係数)が、算定方法(黒枠内)の表 B.2(a)、表 B.2(b)に記載されている。ただし、設計圧力損失が標準機外静圧より小さい場合(圧力損失比 1.0 以下)は、消費電力補正係数は 1.00 とした。

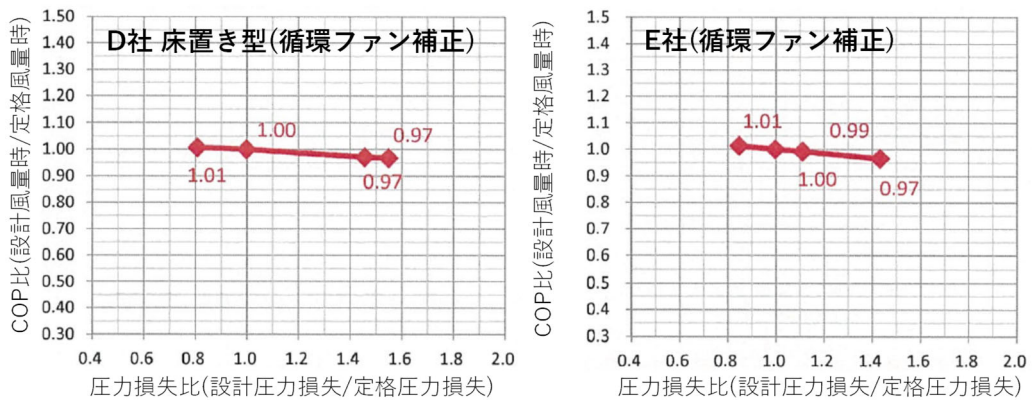


図 4.3 圧力損失比とエネルギー消費効率の関係(暖房時)

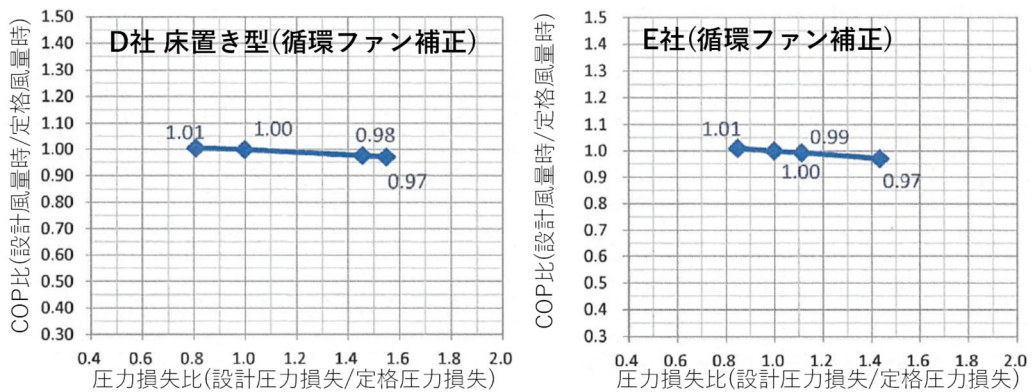


図 4.4 圧力損失比とエネルギー消費効率の関係(冷房時)

表 4.2 圧力損失比とエネルギー消費効率、消費電力補正係数

圧力損失比	暖房時		冷房時	
	エネルギー消費効率	消費電力補正係数	エネルギー消費効率	消費電力補正係数
1.0 以下	1.00	1.00	1.00	1.00
1.0 より大 1.1 以下	0.99	1.01	0.99	1.01
1.1 より大 1.2 以下	0.98	1.02	0.98	1.02
1.2 以上	0.97	1.03	0.97	1.03

4.4. ダクトが断熱区画外に設置される場合の補正係数

B.3 ダクトの全部または一部が断熱区画外に設置される場合の補正係数

表 B.3 に示す条件に適合する場合は1.10、それ以外の場合は1.35とする。ここで、線熱損失係数(ダクト内外の温度差 1℃、ダクト 1m あたりの熱損失量)は、式(1)により表される。

$$U_{DL} = \frac{\pi}{\left(\frac{R_i}{l_i} + \frac{1}{2\lambda} \times \log_e \frac{l_o}{l_i} + \frac{R_o}{l_o}\right)} \quad (1)$$

ここで、

- U_{DL} :断熱区画外のダクトの線熱損失係数(W/(mK))
- l_o :断熱区画外のダクトの外径(直径)(m)
- l_i :断熱区画外のダクトの断熱材の内径(直径)(m)
- R_o :断熱区画外のダクトの外表面熱伝達抵抗(m²K/W)
- R_i :断熱区画外のダクトの内表面熱伝達抵抗(m²K/W)
- λ :断熱区画外のダクトの断熱材の熱伝導率(W/mK)

である。断熱区画外のダクトの内表面熱伝達抵抗 R_i は0とする。断熱区画外のダクトの外表面熱伝達抵抗 R_o は、0.0862(m²K/W)とする。断熱区画外のダクトの断熱材の熱伝導率 λ は断熱材の種類に応じて第三章第二節で定める値とすること。ダクトが角型ダクトの場合、断熱区画外のダクトの外径(直径) l_o 及び断熱区画外のダクトの断熱材の内径(直径) l_i を式(2)で換算して式(1)を適用する。

$$l_o = \frac{L_{so}}{\pi} \quad (2a)$$

$$l_i = \frac{L_{si}}{\pi} \quad (2b)$$

ここで、

- L_{so} :角型ダクトの外周長(m)
- L_{si} :角型ダクトの断熱材の内周長(m)

である。

表 B.3 補正係数に1.10を適用できる条件

断熱区画外のダクトの設置位置	補正係数に 1.10 を適用できる条件
全部または一部が小屋裏(小屋裏が断熱区画外の場合)に設置されている場合	断熱区画外のダクトの長さ17.3m 以下 かつ断熱区画外の全ての部分において線熱損失係数が0.49W/(mK)以下であること。
全部が床下(床下が断熱区画外の場合)に設置されている場合	断熱区画外のダクトの長さ23.3m 以下 かつ断熱区画外の全ての部分において線熱損失係数が0.49W/(mK)以下であること。

解説

ダクト式セントラル空調が採用されている地域を考慮し、4 地域における気象データを基に算出された断熱区画外分のダクトの外表面からの熱損失量の概算値を基に、算定方法(黒枠内)の数値を決定した。

4.4.1. 補正係数

熱損失量の算出に用いる断熱区画外分のダクト仕様を決めるにあたっては、モデルプランに各種ダクト式セントラル空調システムを採用することを想定してダクトの設計を実際に行った。その設計におけるダクトの最大長さ、およびダクトの断熱仕様を用いて、断熱区画外分のダクト仕様を設定した。熱損失量の算出に用いた断

熱区画外のダクト仕様を表 4.1 に示す。ただし、ダクトの長さは図面上の直線からの値のため、ダクトにはフレキシブルダクトが用いられることを想定して、表 4.1 の長さを 1.5 倍した値で計算した。

表 4.1 算出に用いた断熱区画外分のダクト仕様

ダクト種類		内径 l_i (m)	外径 l_o (m)	断熱厚さ (m)	熱伝導率 (W/(mK))	ダクト 長さ (m)	外表面積 (m^2)	管内風速 (m/s)	
								(強風)	(微風)
サブ ライ	主管	0.30	0.40	0.050	0.042	5.5	6.9	4.7	3.3
	分岐管	0.15	0.25	0.050	0.042	48.2	37.9	3.1	2.2
リターン		0.00	0.00	0.000	0.000	0.0	0.0	0.0	0.0

吹き出し温度は、管内風速強風時を想定してその風量と 4 地域における年間暖房負荷の 1 時間ごとの値を用いて算出した。ダクト周囲の気温は、小屋裏設置を想定して小屋裏気温とした。また、小屋裏気温は、外気温と同じとした。ダクト内の気温は、吹き出し温度と同じとした。

以上の断熱区画外分のダクト仕様、吹き出し温度、ダクト周囲の気温、ダクト内の気温を用いてダクトからの熱損失量を算出した結果、以下の値を得た。

年間暖房負荷(断熱区画外分のダクトの外表面からの熱損失量を除く) :42,296,672 kJ

年間暖房負荷(断熱区画外分のダクトの外表面からの熱損失量) :14,744,373 kJ

これより、熱損失量が約 35 %増加するため、補正係数を 1.35 とした。

4.4.2. 適用条件

断熱区画外分のダクト仕様のうちダクト長さを変更して、熱損失量の増分が 10 %となる値を求めた。ただし、分岐管からの熱損失が支配的であることから、主管の長さを 0 とし、分岐管のみの長さを変更した。その結果、以下の値(フレキシブルダクトの利用を考慮して、求められた長さを 1.5 で除した値)を得た。

断熱区画外分のダクトの長さ :約 17.3 m

さらに、ダクトを床下に設置する場合を想定して、ダクト周囲の気温を、室内気温と外気温の差の 3 割を外気温に加えた値とし、上記ダクト仕様の長さを変更して、熱損失量の増分が 10 %となる値を求めた。ただし、分岐管からの熱損失が支配的であることから、主管の長さを 0 とし、分岐管のみの長さを変更した。その結果、以下の値(フレキシブルダクトの利用を考慮して、求められた長さを 1.5 で除した値)を得た。

断熱区画外分のダクトの長さ :約 23.3 m

線熱貫流係数は、主管:約 0.86 W/(mK)、分岐管:約 0.49 W/(mK)であるが、このうち熱損失量が支配的となっている分岐管の値を適用条件の値として採用した。

5. 今後の課題

断熱区域外のダクトによる補正係数については、今回は計算対象地域を 4 地域に限定したが、外気温度による影響があるため、地域ごとに係数を求めておく方がより正確な値となる。

また、断熱区域外のダクトからの損失熱量を考慮すると、ダクト内の気温は吹出し温度よりも高温となり、損失熱量はさらに増加する。この点は収束計算等が必要となるため、フレキシブルダクト利用によるダクト長さの増分を 1.5 倍と見なすことで今回は見送ったが、将来的にはより正確な計算とすることが望まれる。

また、付録 B.1 において「別途定める「ダクト式セントラル空調機におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数の算出方法」とあるが、実際には公開はされていない。ここに、参考までに、「ダクト式セントラル空調機におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数の算出方法」を記す。

付録C ダクト等圧力損失による消費電力量補正係数の算出方法

暖房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,h}$ 及び冷房時におけるダクト等圧力損失による消費電力量補正係数 $C_{pl,c}$ を、付録Bで定めた表中の値を使用せず各メーカーで測定した値を使用する場合の算出方法は以下の通りとする。消費電力量補正係数 $C_{pl,h}$ 及び $C_{pl,c}$ は、JIS B8615-2:2015「ダクト接続形エアコンディショナと空気対空気ヒートポンプ定格性能及び運転性能試験」に準じて測定した試験結果を用いてC.1からC.5の手順で算出するものとする。

C.1 標準機外静圧における暖冷房定格性能の測定

JIS B8615-2:2015 に規定された測定方法にて、暖房・冷房における風量、定格能力、定格消費電力の測定を行い、エネルギー消費効率を算出する。

C.2 最大機外静圧における暖冷房定格性能の測定

C.1 の測定条件から、機外静圧をメーカーが指定する最大値になるよう室内機吹出口に抵抗などを設けて調整し、室外機のコンプレッサ及びファン回転数はC.1と同じ条件に固定する。

本条件にて、暖房・冷房における風量、能力、消費電力を測定とエネルギー消費効率の算出を行う。

室内送風機が出力補正タイプの場合は、送風機出力を補正して上記測定を行う。

C.3 標準機外静圧と最大機外静圧の間の点での暖冷房定格性能の測定

C.1 及び C.2 で設定した標準機外静圧と最大機外静圧の間の機外静圧になるよう室内機吹出口に抵抗などを設けて調整し、室外機のコンプレッサ及びファン回転数はC.1と同じ条件に固定する。本条件にて、暖房・冷房における風量、能力、消費電力を測定とエネルギー消費効率の算出を行う。標準機外静圧と最大機外静圧との間に設定する機外静圧での性能測定は最低1点以上行うこととし、精度を上げるために測定点数を増やしてもよい。室内送風機が出力補正タイプの場合は、送風機出力を補正して上記測定を行う。

C.4 ダクト等圧力損失と暖冷房エネルギー消費効率の関係導出

C.1 から C.3 で測定した結果をもとに、暖冷房それぞれの機外静圧とエネルギー消費効率の関係、付録Bで述べた送風機のタイプによって以下のように求める。

C.4.1 送風機が出力補正無しタイプの場合

C.1 で測定・算出した標準機外静圧時の風量とエネルギー消費効率を基準値として、C.2 及び C.3 で測定した風量比を横軸に、算出したエネルギー消費効率比を縦軸にプロットし、測定点を線形で結び近似する。

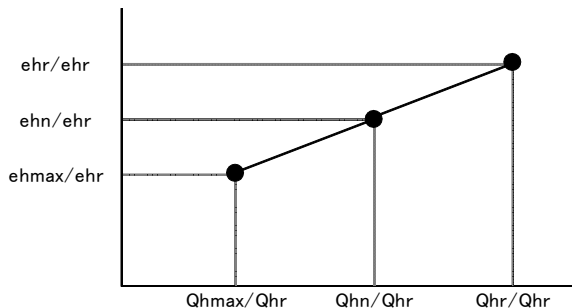


図 C.1 風量比と暖房効率比の関係(例)

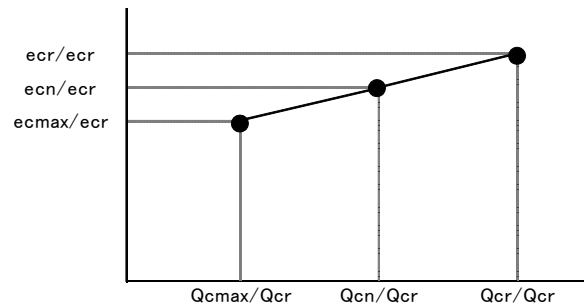


図 C.2 風量比と冷房効率比の関係(例)

C.4.2 送風機が出力補正タイプの場合

C.1 で測定・算出した標準機外静圧とエネルギー消費効率を基準値として、C.2 及び C.3 で測定した機外

静圧比を横軸に、算出したエネルギー消費効率比を縦軸にプロットし、測定点を線形で結び近似する。

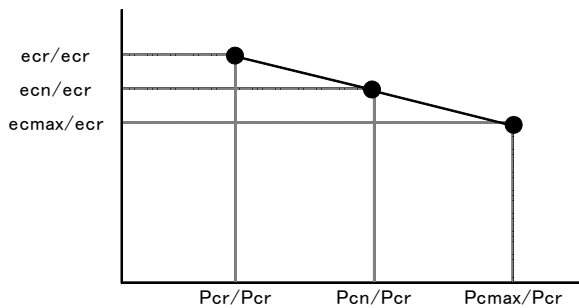


図 C.3 機外静圧比と暖房効率比の関係(例)

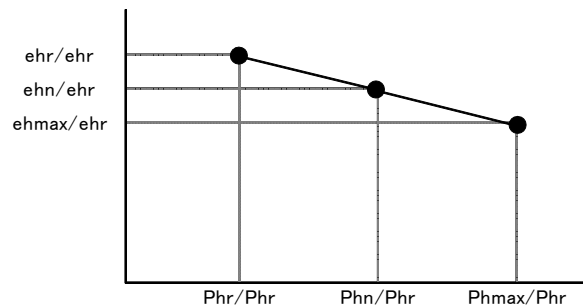


図 C.4 機外静圧比と冷房効率比の関係(例)

C.5 消費電力量補正係数の算出

これまで述べたように機外静圧が標準機外静圧より大きくなると、エネルギー消費効率が悪化する。言い換えると、住宅に配管されるダクト等の圧力損失が、メーカーが指定する標準機外静圧より大きくなるとエネルギー消費効率が悪化する。本計算プログラムにはエネルギー消費効率を算出する部分がないため、代わりに消費電力量を悪化方向へ補正することでダクト等の圧力損失増大によるエネルギー消費効率の悪化を補正する方式を採用する。消費電力量補正係数は C.4 で求めたグラフの縦軸である暖冷房効率比の逆数で表す。C.4 で作成したグラフをもとに暖冷房それぞれのダクト等圧力損失と消費電力量補正係数の関係を、付録Bで述べた送風機のタイプによって以下のように求める。

C.5.1 送風機が出力補正無しタイプの場合

C4.1 で求めた風量比と暖冷房効率比の関係から消費電力量補正係数を次のように算出し付表 C.1 のようにまとめる。風量比が1の時の消費電力量補正係数を表の一番上に、風量比が最も小さい最大機外静圧時の消費電力量補正係数を暖冷房効率比の逆数として表の一番下に記載する。この間の風量比における消費電力量補正係数は、標準機外静圧と最大機外静圧の間に設定して測定・算出した消費電力量補正係数と隣接する測定点を線形で結び推定した値を用いて表に記載する。

付表 C.1 風量比と消費電力量補正係数(暖房の場合)

風量比 (設計風量/定格風量)	暖房時におけるダクト等圧力損失による 消費電力量補正係数	備考
$\frac{Q_{hr}}{Q_{hr}}$	$\frac{1}{\frac{e_{hr}}{e_{hr}}}$	標準機外静圧時の値 (=1)
0.99	$\frac{1}{\frac{e_{hn1}}{e_{hr}}}$	測定点から直線近似
0.98	$\frac{1}{\frac{e_{hn2}}{e_{hr}}}$	測定点から直線近似
⋮	⋮	測定点から直線近似
$\frac{Q_{hmax}}{Q_{hr}}$	$\frac{1}{\frac{e_{hmax}}{e_{hr}}}$	最大機外静圧時の値

C.5.1 送風機が出力補正タイプの場合

C4.2 で求めた機外静圧比と暖冷房効率比の関係から消費電力量補正係数を下表のように算出し付表 C.2 のようにまとめる。機外静圧比が1の時の消費電力量補正係数を表の一番上に、機外静圧比が最も小さい最大機外静圧時の消費電力量補正係数を暖冷房効率比の逆数として表の一番下に記載する。この間の機外静

圧比における消費電力量補正係数は、標準機外静圧と最大機外静圧の間に設定して測定・算出した消費電力量補正係数と隣接する測定点を線形で結び推定した値を用いて表に記載する。

付表 C.2 機外静圧比と消費電力量補正係数(暖房の場合)

機外静圧比 (設計圧力損失／標準機外静圧)	暖房時におけるダクト等圧力損失による 消費電力量補正係数	備考
$\frac{P_{hr}}{P_{hr}}$	$\frac{1}{\frac{e_{hr}}{e_{hr}}}$	標準機外静圧時の値 (=1)
1.01	$\frac{1}{\frac{e_{hn1}}{e_{hr}}}$	測定点から直線近似
1.02	$\frac{1}{\frac{e_{hn2}}{e_{hr}}}$	測定点から直線近似
⋮	⋮	測定点から直線近似
$\frac{P_{hmax}}{P_{hr}}$	$\frac{1}{\frac{e_{hmax}}{e_{hr}}}$	最大機外静圧時の値

C.6 測定値及び計算値の単位及び有効桁数

本節で用いる値の記号及び単位は表 C.1 による。

表 C.1 値の単位

記号	意味	単位
P	機外静圧 (圧力損失)	Pa
Q	風量	m ³ /min
q	能力	W
E	消費電力	W
e	エネルギー消費効率 (=q/E)	-

本節で用いる値の有効桁数は表 C.2 による。

表 C.2 値の有効値

機外静圧 (圧力損失)	小数点第二位を四捨五入し、小数点第一位までの値とする。
風量	小数点第二位を四捨五入し、小数点第一位までの値とする。
能力	小数点第一位を四捨五入し、整数一桁までの値とする。
消費電力	小数点第一位を四捨五入し、整数一桁までの値とする。
エネルギー消費効率	小数点第三位を四捨五入し、小数点第二位までの値とする。
風量比	小数点第三位を四捨五入し、小数点第二位までの値とする。
機外静圧比 (圧力損失比)	小数点第三位を四捨五入し、小数点第二位までの値とする。
エネルギー消費効率比	小数点第三位を切り捨てし、小数点第二位までの値とする。

本節で用いる添え字は表 C.3 による。

表 C.3 添え字

記号	意味
r	標準機外静圧時の測定点
max	最大機外静圧時の測定点
n	定格と最大機外静圧の間の任意の測定点
c	冷房
h	暖房

C.7 用語

JIS B8615-2:2015 では暖房時のエネルギー消費効率を成績係数と表しているが、本章では暖房・冷房を問わず能力を消費電力で除した値をエネルギー消費効率(略称:COP)と呼ぶこととする。

6. 注釈

- (1) 山村和司、佐藤英男:小型エアコンの取扱いと修理実用マニュアル、オーム社、p.109、2014. 8
- (2) 小型エアコンの取扱いと修理, オーム社, p.145, 2005.12

7. 本資料作成にあたって

本資料に記した技術的知見は、一般社団法人日本サステナブル建築協会に設置された検討会「平成 29 年住宅省エネシステム検討委員会設備込基準 WG(住宅)(主査:澤地孝男(国立研究開発法人建築研究所(当時))」下の「暖冷房・換気設備 SWG(主査:三浦尚志(国立研究開発法人建築研究所))」、および「ヒートポンプ式セントラル空調システム評価基準策定 TG(主査:桑沢保夫(国立研究開発法人建築研究所))」において取り纏められたものである。

本資料の作成は、一般社団法人日本サステナブル建築協会における委員会活動の一環(執筆協力:佐藤エネルギーリサーチ株式会社)として行われたものである。本資料は主として三浦尚志(国立研究開発法人建築研究所)及び羽原宏美(国立研究開発法人建築研究所)によって執筆された。