

## 3章 エネルギー消費の決定要因

ここで「エネルギー消費」とは、電力、ガス（都市ガスやプロパンガス）、灯油といった種類の販売されているエネルギーの使用を意味する。この使用量を削減することが「省エネルギー」であると言える。

そうしたエネルギーを使用することは多くの場合は不可避であるが、建築の外皮や設備の役割に関して、設計、施工、竣工時の検査や調整、運転、維持管理を注意深く行うことでエネルギーの使用量を大幅に削減することが可能である。

### 3.1 空調設備

まず、暖冷房、換気、調湿の機能を果たす空調設備の使用に伴って生じる空調エネルギー消費が何によって決まるのかを、考えてみよう（給湯、照明といった他の用途についても共通した点が少なくない）。考えるに当たって、まず知っておくべきことは、「空調負荷」の概念である。「空調負荷」とは、快適な室内温湿度と空気質を実現するために部屋に供給又は部屋から除去しなければならない熱量のことである。

空調エネルギー消費の決定要因としては、大きく分けて、空調負荷の多寡に影響を持つ要因と、空調設備が一定の量の空調負荷を処理する際のエネルギー効率に関する要因という2つの要因がある。

以下、空調負荷及びエネルギー効率に影響を及ぼす主な決定要因について解説する。

#### (1) 空調負荷の決定要因

第一に、気象条件が空調負荷の多寡に影響する。例えば、外気の温度や湿度が高く、日射量の大きな沖縄県のような蒸暑地域ではそれだけ冷房のための空調負荷が大きくなる。寒冷地では暖房のための空調負荷が大きくなる。

第二に、部屋の使われ方が空調負荷に影響する。暖冷房時の設定温度と設定湿度（湿度は制御せず、設定湿度は設けないこともあり得る）、換気量（外気導入量）、部屋の使用時間や空調時間、部屋の内部で発生する熱（内部発熱）などが関係する。例えば、空調負荷のうちの冷房負荷は、設定温湿度が低いほど、換気量が大きいほど、冷房時間が長いほど、内部発熱が大きいほど一般的に大きくなる。それらの要因がいずれも部屋の使われ方に関係する。

第三に、部屋を包み込んでいる外皮（屋根、壁、窓、床など）の日射遮蔽性能と断熱性能が影響する。室内に入り込む日射の量が多いほど冷房負荷は大きくなる。窓に関しては、方位を考慮すること、そして庇などの日除けやブラインドの活用が、屋根に関しては主として断熱を施すことが日射遮蔽性能を高めるのに効果がある。断熱は内部から外部への熱貫流を抑制し、暖房負荷低減の効果を持つ。

第四に、自然換気（窓開けや計画された自然換気システム）によって外気を導入し、部屋内部から排熱を行うことによって冷房負荷を減らすことが可能である。また、自然換気ではなく送風機を用いたいわゆる外気冷房によっても冷房負荷を減らすことが可能である。ただし、外気温度が目標とする室温よりも低い条件でなければ冷房負荷を減らす効果は大きくならない。

## (2) 空調設備のエネルギー効率の決定要因

### ア 中央式空調設備

前述のように、空調設備のエネルギー効率が空調エネルギー消費の多寡に大きな影響を持っている。一言で空調設備といってもそれはいくつかの部分から構成されている。ここでは、下記のように分類し、空調エネルギー消費の多寡に影響を持つ要因を考えることとする（図 3-1 において、（ア）熱源部、（イ）搬送部（水）、（ウ）放熱部、（エ）外気取り入れ部を、搬送部（空気）以外について破線で囲み示す。搬送部（空気）及び（オ）制御部については破線囲んだ範囲外に示す）。

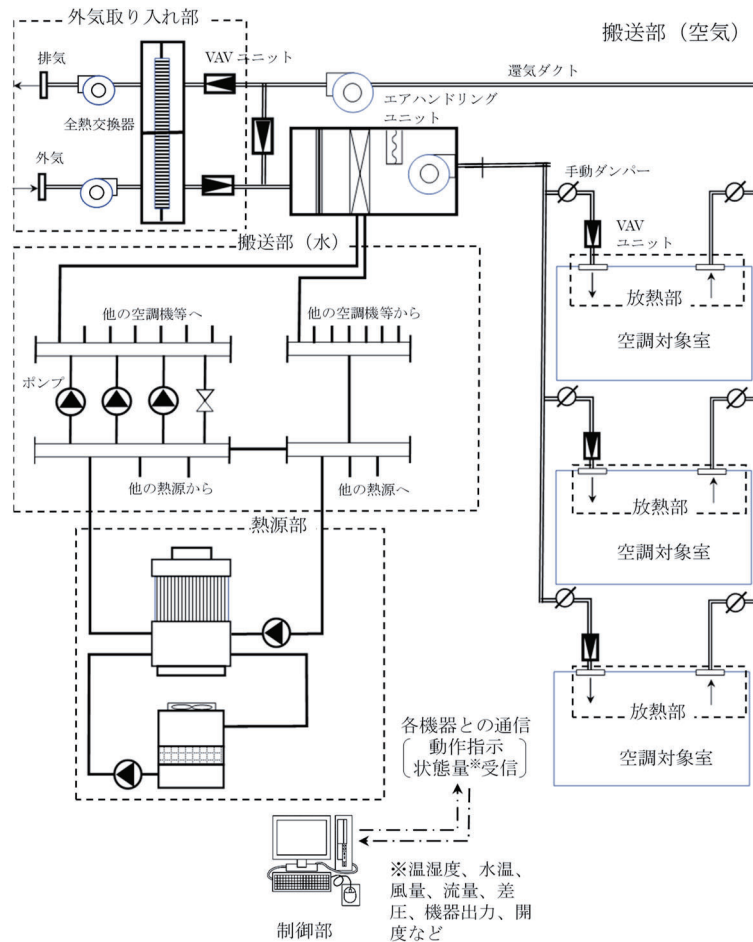


図 3-1 中央式空調設備の基本構成

- (ア) 熱源部（温熱及び冷熱を製造する部分）、
- (イ) 搬送部（熱源で製造された熱を部屋のすぐ近くまで搬送する部分）、
- (ウ) 放熱部（搬送されてきた熱を部屋に放出する部分）、
- (エ) 外気取り入れ部（部屋の換気のため外気を取り入れて搬送する部分）、
- (オ) 制御部（空調設備の各部分の運転状態を制御する部分）、

#### (ア) 熱源部

熱源部については、より多くの温熱及び冷熱を、少ないエネルギー消費で作りに出せることが省エネルギーのためには重要である。前者の后者に対する比率が、熱源のエネルギー効率の指標となる。すなわち、以下の式で表される。

熱源一次エネルギー効率（COP）＝温熱供給量又は冷熱供給量／熱源一次エネルギー消費量

##### a 熱源機器の選定方法

温熱及び冷熱を製造する機器には、表 3-1 のようなものがある。

表 3-1 主な熱源機器

熱源種類		温熱源	冷熱源	使用エネルギー
ボイラ（蒸気ボイラ、温水ボイラ）、温水発生機		○		ガス、石油等
吸収式冷温水機		○	○	ガス、石油等
チリングユニット ヒートポンプチラーユニット	（空気熱源、水熱源、熱回収 <sup>※1</sup> ）	○	○	電気
ターボ冷凍機			○	電気
スクリュウ冷凍機			○	電気
吸収式冷凍機 <sup>※2</sup>			○	蒸気、温水

※1 冷熱、温熱を同時に製造する機種

※2 蒸気ボイラー、温水ボイラー等と組み合わせて使用

業務系建物の場合、通常は温熱負荷（暖房＋給湯）よりも冷熱負荷のほうが大きい。このため、まず温熱源機器を選定し、残った冷熱負荷を製造する冷熱源機器を選定することが多い。

温熱源機器の選定の際には、建物用途に留意する必要がある。ホテルや病院は、給湯負荷が大きく、また厨房や医療機器等で蒸気を必要とするため、温熱機器として蒸気ボイラを用いることが多い。この場合、冷熱機器は蒸気を用いた吸収冷凍機や、電動冷凍機（ターボ冷凍機、チリングユニット）との組み合わせとすることが多い。

一方、オフィスや商業施設などは、給湯を個別の給湯機で処理することが多く、熱源機器は暖房と冷房が中心となる。このため、季節によって冷房と暖房を切り替えられる吸収式冷温水機やヒートポンプユニットを主体とし、さらに夏期の冷房用として冷熱専用のターボ冷凍機やチリングユニットを

組み合わせることもある。

また熱源の選定の際には、建物の規模が重要なファクターとなる。

中小規模の建物の場合、個別分散型空調設備を採用することが多い。最近は大規模ビルでも、個別分散型空調設備を採用することがある。延床面積が 5 万㎡を超えるような大規模ビルでは、電気熱源とガス熱源を組み合わせた複合熱源方式とすることが多い。また、蓄熱槽や熱回収ヒートポンプ、コージェネレーション等と組み合わせたより複雑なシステムとすることもある。

標準的な熱源廻りシステムを図 3-2 を以下に示す。

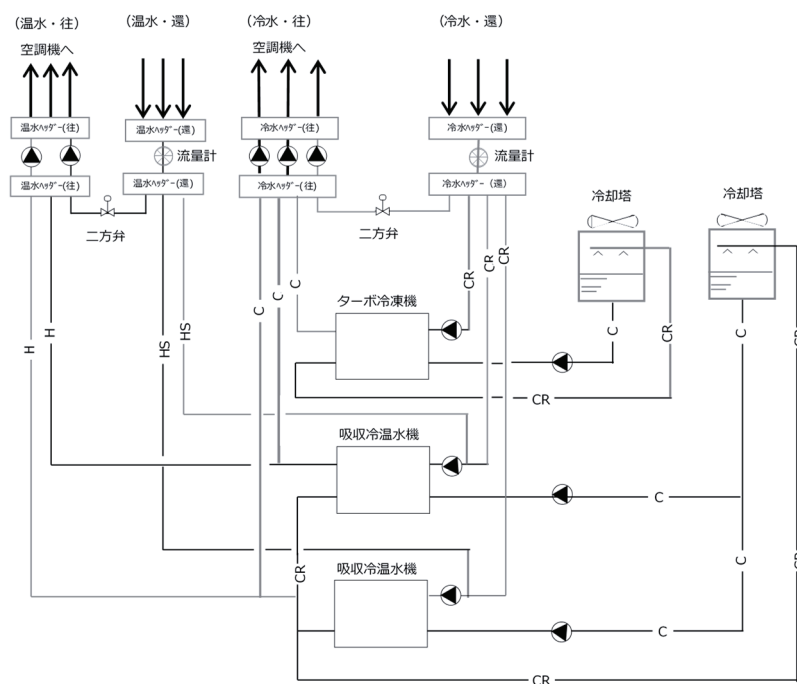


図 3-2 熱源廻りシステムの例

これらの条件のもとに、いくつかの熱源システムの候補を挙げ、エネルギー効率や経済性等の比較を行ったうえで最適なシステムを選定することが一般的な手順である。

経済性の比較を行うために、インシヤルコスト（熱源設備、受変電設備等）、ランニングコスト（光熱水費、メンテナンス費等）、機械室スペース等を算出する。エネルギー効率やランニングコストを求めるには、簡易な年間エネルギー計算を行ったり、時刻別・月別の詳細なシミュレーションを行ったりする。

#### b 熱源容量の決定

熱源機器の容量は、夏期ピーク時、冬期ピーク時の外気条件や建物の仕様（外皮の熱性能、外気導入量、照明発熱量等）、建物の使用条件（使用時間、人員、OA コンセント容量等）を定め、最大（ピーク）熱負荷計算により求める。

ここで留意すべきは、安全を見すぎて過大な熱源容量にしないことである。その理由を以下に示す。

某事務所ビルにおける1日あたりの冷熱負荷、温熱負荷を大きい順に並べたグラフを図3-3に示す。1年を通してみると、冷房負荷・暖房負荷がピーク付近にあるのはほんの数日程度で、大部分の日は低負荷の状態となっている。よって、過大な熱源容量の機器を設置すると、多くの時間を低負荷で運転することになる。

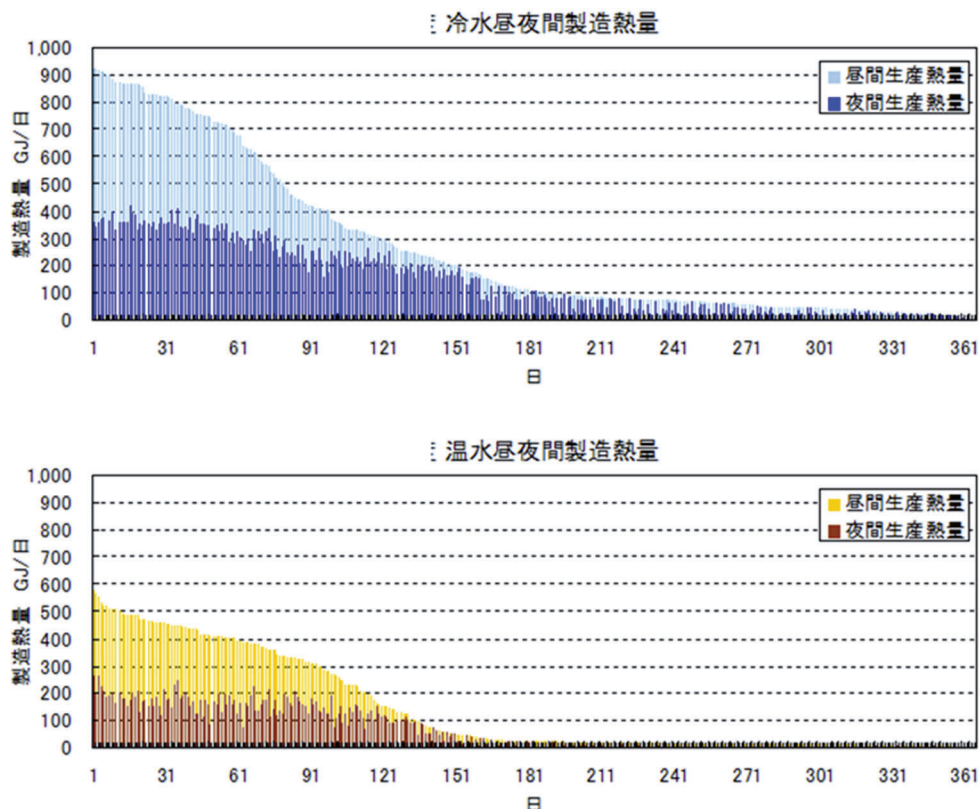


図 3-3 建物の1日の冷熱負荷・温熱負荷（降順表示）

一方、熱源機器は、図3-4に示すように、一般的に低負荷で運転するとエネルギー効率が低下する。また補機類（冷却塔、冷却水ポンプ、一次ポンプ等）は、負荷に関わらず一定の電力で運転することが多いので、これらを加えた熱源システムの総合効率は、低負荷時にはさらに低くなる。このため、適切な熱源容量を選定することが、省エネルギー上の大きなポイントとなる。

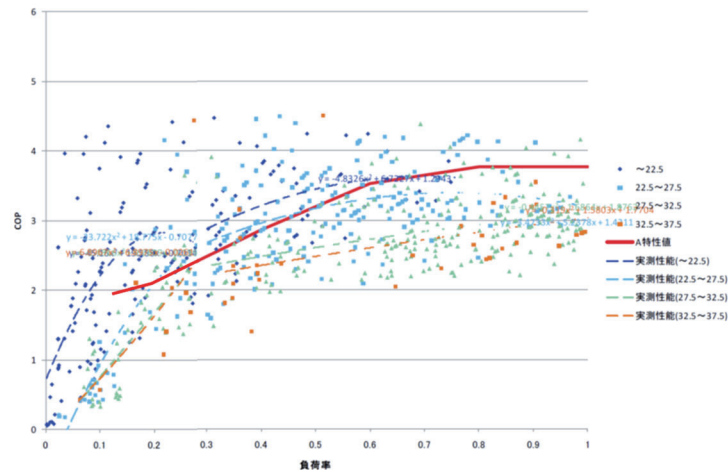


図 3-4 空気熱源ヒートポンプチラーの冷房時の運転状況

最近、LED 照明の採用によって冷房負荷が減少し、暖房負荷はやや増加する傾向にある。また大規模ビルでは、人員や OA コンセント等の内部発熱が全館同時にピークを迎えることはないので、適切な同時負荷率を見込むことができる。

熱源容量を求めるうえで、もう一つのポイントは、朝の立ち上がり負荷の見方である。夜間、熱源を止めている間に建物の躯体などに熱が蓄積されるため、熱負荷は朝の立ち上がりにピークを迎える。特に冬の休日明けは、休みの間に建物が冷え切るため、朝の立ち上がり負荷が極端に大きくなることもある。これに合わせて熱源を選定すると、過大な容量になってしまうため、通常は建物の使用開始の数時間前から予冷・予熱運転を行い、時間をかけて建物を暖めたり冷やしたりすることによって熱源容量を抑えている。

熱負荷計算を行う際には、こうした予冷・予熱時間をある程度長めに設定しておくことで、立ち上がり負荷を抑え、過大な熱源容量となることを防ぐことができる。最近のビルでは、熱源機器のスケジュール運転による自動起動や最適起動制御を導入しているため、予冷・予熱時間が長くても、早朝に運転員が起動をかける必要はない。

### c 熱源台数の分割と台数制御

熱源機器のエネルギー効率を上げるには、熱源容量を適切に分割した複数の熱源機器により熱負荷を処理するように設計し、台数制御によってなるべく高負荷率での運転が行えるようにすることが重要である。また夜間のように熱負荷が極端に小さくなる場合を想定して、小容量の熱源機器やポンプを設置したり、蓄熱システムを採用することが望ましい。

熱源機器台数の分割は、エネルギー効率の面だけでなく、機器が故障した場合の対応としても重要である。このため最低でも複数台の機器を設置することが望ましい。

複数台に分割された熱源機器は、あらかじめ設定した優先順位に従って台数制御を行う場合と、運転員が負荷を見ながら手動で発停を行う場合がある。後者は、運転員が常駐する大規模ビルや地域冷

暖房でよく見られる。熱源台数制御で、同一容量・同一機種 of 熱源機器が複数台ある場合は、運転時間が均等になるように、一定の時間ごとに優先順位を切り替える運転が良い。

なお、機種によっては部分負荷運転を行ったときのほうが、効率が高いこともある。例えばインバーターボ冷凍機は、図 3-5 に示すように、負荷率 40~60%程度 of のときに最も高効率となる機種も存在する。このため熱源容量に余裕がある時期には、実働効率に関する情報が得られた機種を計画的に部分負荷運転することによって、システム全体のエネルギー効率を上げることができる。

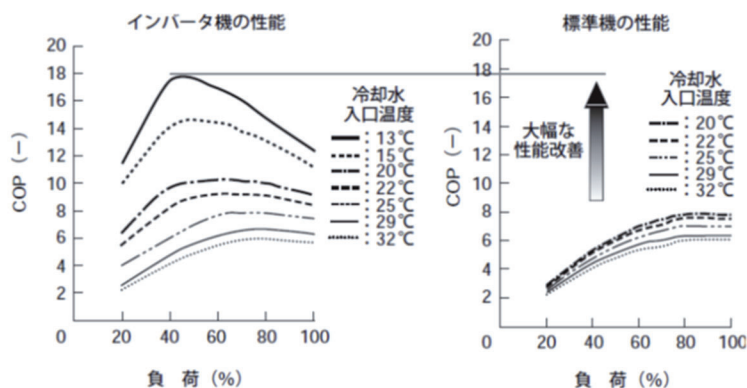


図 3-5 インバーターボ冷凍機の COP

出典：三菱重工技報 Vol.41 No.1 (2004 年 1 月)

#### d 冷却塔の制御

冷却塔は、熱源機器の種類ごとに容量の選定を行う。同一種類の熱源の場合、複数台の熱源に対し冷却水配管をまとめて設置することが多い。これはインシヤルコストや配管スペースの節約の観点だけでなく、省エネの面でも意味がある。例えばインバーターボ冷凍機は、冷却水温度を下げると COP が大幅に向上するという特性を持つ。このため中間期に 1 台の熱源しか運転しないときでも、複数台の冷却塔をまとめて運転すれば、冷却水温度が下がって冷凍機の COP を上げることができる。一方、吸収式冷温水機などは冷却水温度の影響をあまり受けなため、こうした運転には適さない。

このような冷却水温度の制御は、冷却塔のファン制御によって行う。すなわち冷却塔ファンが複数台ある場合はファンの台数制御を行う。あるいはファンにインバータを取り付け、冷却塔ファンの回転数制御を行う。こうした制御は、前述のように省エネに用いられることもあるが、主目的は熱源機器の保護のためである。冷却水温度が下がりすぎると、冷媒が凍結するなどの不具合が生じるため、冷却水温度が一定値以下に下がらないように冷却塔ファンを制御するのである。また、冬期にファンをすべて止めても冷却水温度が下がり続けるための、冷却塔を介さずに冷却水にバイパス回路を設けることもある。冷却塔廻りの制御を図 3-6 に示す。

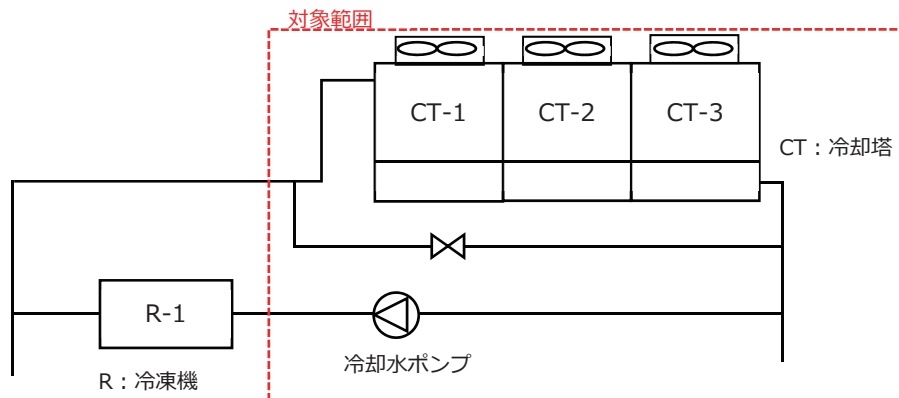


図 3-6 冷却塔廻り制御

#### e 蓄熱槽

大規模ビルでは、ターボ冷凍機やヒートポンプユニット等の電動冷熱源と蓄熱槽を組み合わせ採用することがある。蓄熱槽を採用することによって、契約電力を削減できる、熱源が常に一定の負荷で運転するためエネルギー効率が向上する、夜間等の負荷が小さいときの冷熱源機器の運転が不要になる、災害時に消防用水・生活用水として利用できる等のメリットが得られる。また、熱回収ヒートポンプを採用すると、少ないエネルギーで冷熱と温熱が同時に製造できるので省エネになるが、この場合、冷房負荷と暖房負荷の発生する時間のずれを調整するために蓄熱槽の設置が必須となる。

このように、蓄熱槽は省エネだけでなく、ランニングコスト削減や災害対応など、多目的に利用することができる。ただし、運転管理が複雑になるため、採用は大規模ビルや地域冷暖房に限られている。

蓄熱槽の形態として、かつては建物の二重ピットを利用した連通管型またはもぐり堰型を採用することが多かったが、維持管理が大変で、しかも死水域が多く思ったほどの効果が得られないことから、最近では十分な深さを持った温度成層型の蓄熱槽を採用する事例が増えている。

#### (イ) 搬送部

搬送部については、配管・ダクト長さの最短化及び配管径の拡張によって、水、冷媒や空気の流れに伴う、圧力損失を抑えることにより、搬送動力の最小化が可能となる。ポンプや送風機効率の向上と電動機及びインバータの高効率化も重要となる。さらに、配管やダクトの断熱による放熱損失の抑制も欠くことのできない工夫と言える。

ポンプ、送風機やそれらに接続される電動機は、設計時における各放熱部の熱需要と前後温度差想定によって算出される流量と、配管・ダクトの配置や形状を加味して算出される圧力損失によって選定をする必要があり、単純に大は小を兼ねるの原理で余りにも大きめの機種が選定された場合には、エネルギーの浪費が避けられない。また、圧力損失計算にはある程度の余裕を見るため、竣工前の調整において空調機等の設計流量が確保できる範囲でインバータによりポンプの出力を調整することも



検討に値しよう。

また、水、冷媒や空気の流量は、各放熱部の熱需要によって増減するものであり、熱需要に応じてポンプや送風機の出力をインバータによって調節し、必要最小限に圧力や流量を制御（変風量、変流量制御等）することも搬送部の省エネルギーのためには重要となる。

空気の搬送部については、ダクトからの空気の漏れを抑えるため狭小部に設置されるダクト接続部などの施工には十分な配慮を要する。また、空気調和機において変風量制御を採用した場合には、給気量が外気取入量及び排気量に影響を及ぼすこともあり得るため、安定した外気導入のためには外気取入れ部の構成に工夫が必要と思われる。

#### (ウ) 放熱部

放熱部とは、冷媒や水といった熱媒が運んできた熱（冷房の場合は冷熱）を、空気と熱交換の上で部屋内部に放出するか、あるいは放射の形で部屋内部に放出する機能を持った部位であり、給気口・還気口、ファンコイルユニット、放射パネル、個別分散型空調設備の室内機などが該当する。部屋内部の温熱環境を水平方向・垂直方向になるべく均一にしつつ、快適な温度及び湿度の範囲に維持するため、放熱部の容量（冷房の場合は冷房負荷処理能力）と配置、必要な吹き出し風量の確保に関して設計上の配慮が必要である。

#### (エ) 外気取り入れ部

外気取り入れ部は、室内空気質の維持のため、外気を部屋に直接供給するか、又は冷房（又は暖房）のためのエアハンドリングユニットと部屋の間を循環している空気に外気を供給する機能を持った部位である。

外気量が増えるとそれを冷却除湿又は暖房加湿するための空調負荷は増加するため、室内空気質の維持のために必要な外気導入量を見極めて、過大な外気導入が生じないような配慮が必要となる。在室者 1 人当たりの必要換気量の目安は  $20\sim 30\text{m}^3/\text{h}$  であり（建築基準法では  $20\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$ 、建築設備設計基準では  $30\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{人}$  が要件とされる）、在室者数の変動が見込まれる建物や部屋によっては必要な外気導入量に変化することになる。そのような場合には、設備の管理者が曜日や時間帯によって換気量を在室者数に応じて調節する対策や、在室者の呼気に含まれる二酸化炭素の濃度計測値などによって外気導入量を自動制御する手法が省エネルギー効果をもたらすことがある（第 4 章(5)ア(イ)b(d)を参照されたい）。

さらに、排気する室内空気と導入する外気との間で熱交換を行うことにより換気負荷を削減する方法もある。そのためには通常は全熱交換器が用いられるが、給気（外気）と還気（排気）の風量バランスや熱交換効率試験時における漏れ量（試験時に還気が給気に混入していた量。この値が大きいとカタログ値の熱交換効率が実力よりも良くなる）について吟味した上で機種選定することが望まれる。

給気と還気の風量バランスを改善する（一対一に近づける）ためには、空調機がサービスをする空

間と空気の流れにより繋がった隣接空間を合わせた空間全体について、屋外との空気の出入り収支を考慮しなければならない。即ち、トイレ、給湯室、機械室などの第三種換気が行われる可能性のある部屋を含めた全熱交換器を通過する給気と還気の量的計画の検討が必要となる。空調対象室に入れた外気は可能な限りその大半を空調対象室から排出することで全熱交換器の給気と還気の比率を一对一とすることができる。

全熱交換器前後での還気の給気への漏入は、空調機における還気から給気への循環が許容されるのであれば問題はないはずであり、実際の建物における漏入よりも試験時における漏入に注意すべきと言える。実際の建物における還気から給気への漏入を抑制したい場合には、パージセクターを中央部に設ける対策がある。

熱源部と同様に、搬送部、放熱部、外気取り入れ部についても、実際に出現する空調負荷や必要換気量を踏まえて、機器の能力を選定することに注意しつつ、部分負荷率の小さな状況であっても各部のエネルギー効率を維持できるような工夫が重要となる。

#### (オ) 制御部

制御部は、空調設備の上述した各部の運転状態を司る部分であり、この良し悪しにより省エネルギー効果は極めて大きな影響を受ける。各種の状態量（温湿度、圧力、風量、ダンパ開度、二酸化炭素濃度）を計測するセンサーからの情報を参照しつつ、熱源部の発停、搬送部のバルブ又はダンパの開閉、ポンプや送風機の出力の制御、在室者数に応じた外気導入量の調節、等を行って、部屋の環境条件を維持しつつ、エネルギー消費量を最小限に抑えるために機能する必要がある。

制御部が意図通りに機能するためにも、熱源部、搬送部、放熱部、外気取り入れ部の機種選定、設計施工及び初期調整が適切に行われる必要がある。例えば、送風機やポンプの容量を適切に選定することによって、それら送風機やポンプの出力の可変範囲が、省エネルギーに効果を発揮する制御範囲に一致していなければならない。制御部が風量や流量を絞ろうとしても、それらが可変範囲を逸脱していると適切な制御ができないことになってしまう。

### イ 個別分散型空調設備（VRF システム）

#### (ア) 個別分散型空調設備とは何か

いわゆる個別分散型空調設備は、中央式空調設備の対極をなす空調設備であり、ひとつのまとまった製品として、日本工業規格の「JIS B 8616: 2015 パッケージエアコン」、「JIS B 8627: 2015 ガスヒートポンプ冷暖房機」などで定義されている。

JIS B 8616 においてパッケージエアコンは、「主として業務用の建物に用いられるように設計・製作されたエアコンディショナ（冷房専用又は冷房・暖房兼用の機器）であって、電動式の圧縮機、室内・室外熱交換器、送風機などを1又は2以上のキャビネットに収納したもので、空冷式のもの及び水冷式のもの」と定義されている。パッケージエアコンのうち、セパレート形（室外ユニットと

室外ユニットからなるもの) であって、室外ユニットに 2 台以上の室内ユニットを接続し、かつ、室内ユニットを個別に制御するものをマルチ形と定義している。

一方、JIS B 8627 においてガスヒートポンプは、「都市ガス又は液化石油ガスを燃料とするガスエンジンによって、蒸気圧縮冷凍サイクルの圧縮機を駆動し、かつ、暖房時にエンジン排熱を回収利用するヒートポンプ式の冷暖房機」として定義されている。パッケージエアコンと同様、ガスヒートポンプのうち、1 台の室外機に 2 台以上の室内機を接続し、かつ、室内機を個別に制御するものをマルチ形と定義している。

各々の規格において、パッケージエアコンは室外ユニット 1 台当たりの定格冷房標準能力が 56kW 以下、ガスヒートポンプは室外機 1 台当たりの定格冷房標準能力が 85kW 以下と規定されているが、複数台を組み合わせることでより大きな冷暖房能力を実現することが可能となっており、最近では大規模な建物でも採用事例が見られるようになってきている。少数の室内ユニット又は室内機（以下、室内機という）を接続した小さな熱源を分散して建物内に配置する場合には、名前の通り個別分散と呼ぶのが適当であるが、大規模なシステムを構成する場合にはもはや個別分散と呼ぶのが適当なのか再考の余地が残る。いわゆる中央式空調設備と比べた場合に最も特徴的なのは、冷媒を直接的に室内側の放熱器に搬送する点であり、空気や水に比べて冷媒の単位重量当たりの熱搬送能力が大きいが故に、熱搬送に関わるエネルギー効率が低い点に特徴がある。国内外でよく使用される名称としては、VRF (Variable Refrigerant Flow) 又は VRV (Variable Refrigerant Volume) というものがある。

VRF システムには、システムの冷暖房モードをいずれかひとつに切り替えて冷房又は暖房を行うもの（冷暖切替）と、システムの複数の室内機毎（又は室内機のグループ毎）に冷暖房モードのいずれかを選択でき、システムとして冷暖房を同時に行えるもの（冷暖同時）が存在する。図 3-7 は冷暖切替 VRF システムの構成を、図 3-8 は冷暖同時 VRF システムの構成を示す。冷媒配管は、図 3-7 の冷暖切替 VRF システムでは高圧液用とガス（高圧又は低圧）用の 2 管、図 3-8 の冷暖同時 VRF システムでは一般的には冷暖切替部までは高圧液用、高圧ガス用及び低圧ガス用の 3 管で構成される。

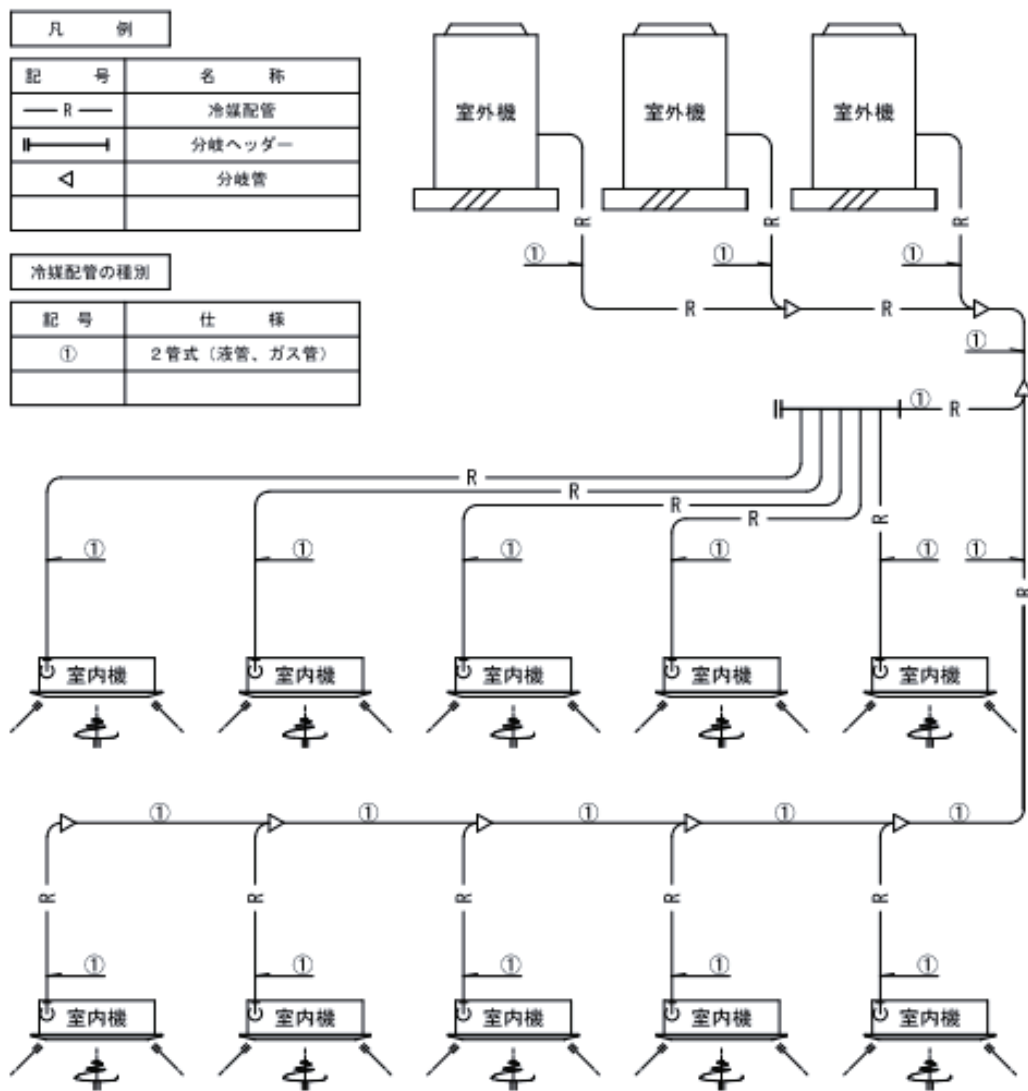


図 3-7 冷暖切换VRFシステム

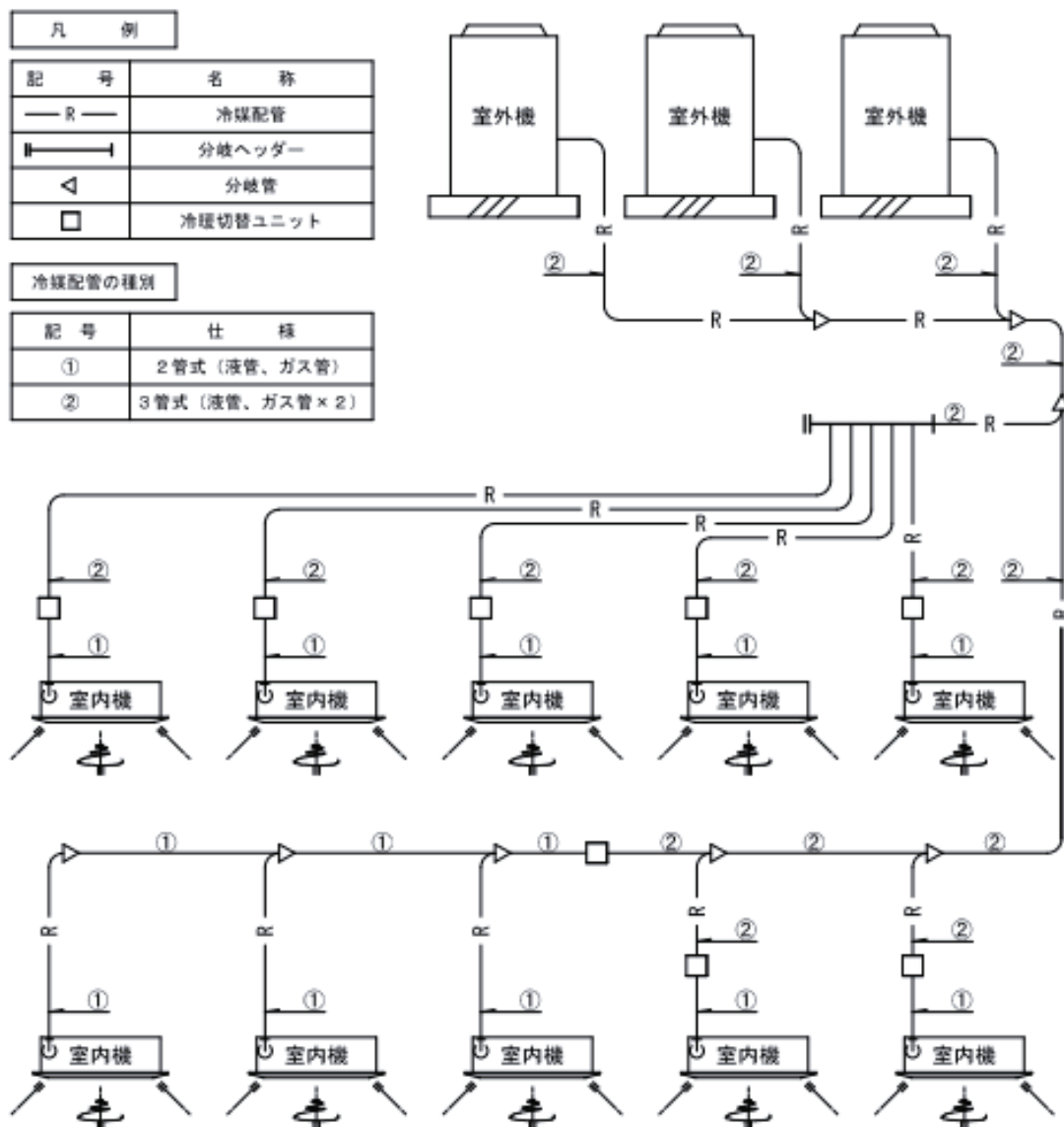


図 3-8 冷暖同時VRFシステム

(イ) VRFシステムのための換気方式

VRF システム自体は換気機能を持たないため、換気設備を追加的に設ける必要がある。追加的な換気方式としては、①VRF システムの熱源（室外機）を共有して温度調整を行うか、②全熱交換換気を行うか、の2つの観点から分類することができる。

図 3-9 は、導入外気の温湿度制御を行う空調機を設ける方式であり①に該当する。図 3-10 及び図 3-11 は、いずれも全熱交換換気ユニット（送風機と全熱交換素子を一体化した設備）を用いており②に該当するが、図 3-10 については同ユニットに冷媒配管及び給水配管を導くとともにコイルを内蔵させることにより①にも該当し、温湿度調整機能を有している。

(ウ) 湿度調整

日本の高湿な夏、乾燥した冬に備えて、空調設備により室内の除加湿を行うことの重要性は高い。一方で、VRF システムの多くは乾球温度のリモコン設定値のみにより制御されており湿度は成り行きとなるが、図 3-9、図 3-10、図 3-11 のように湿度調整機能を付加することも可能である。なお、図 3-11 は室内機に給水配管を導くことにより冬期における加湿が可能となっている。

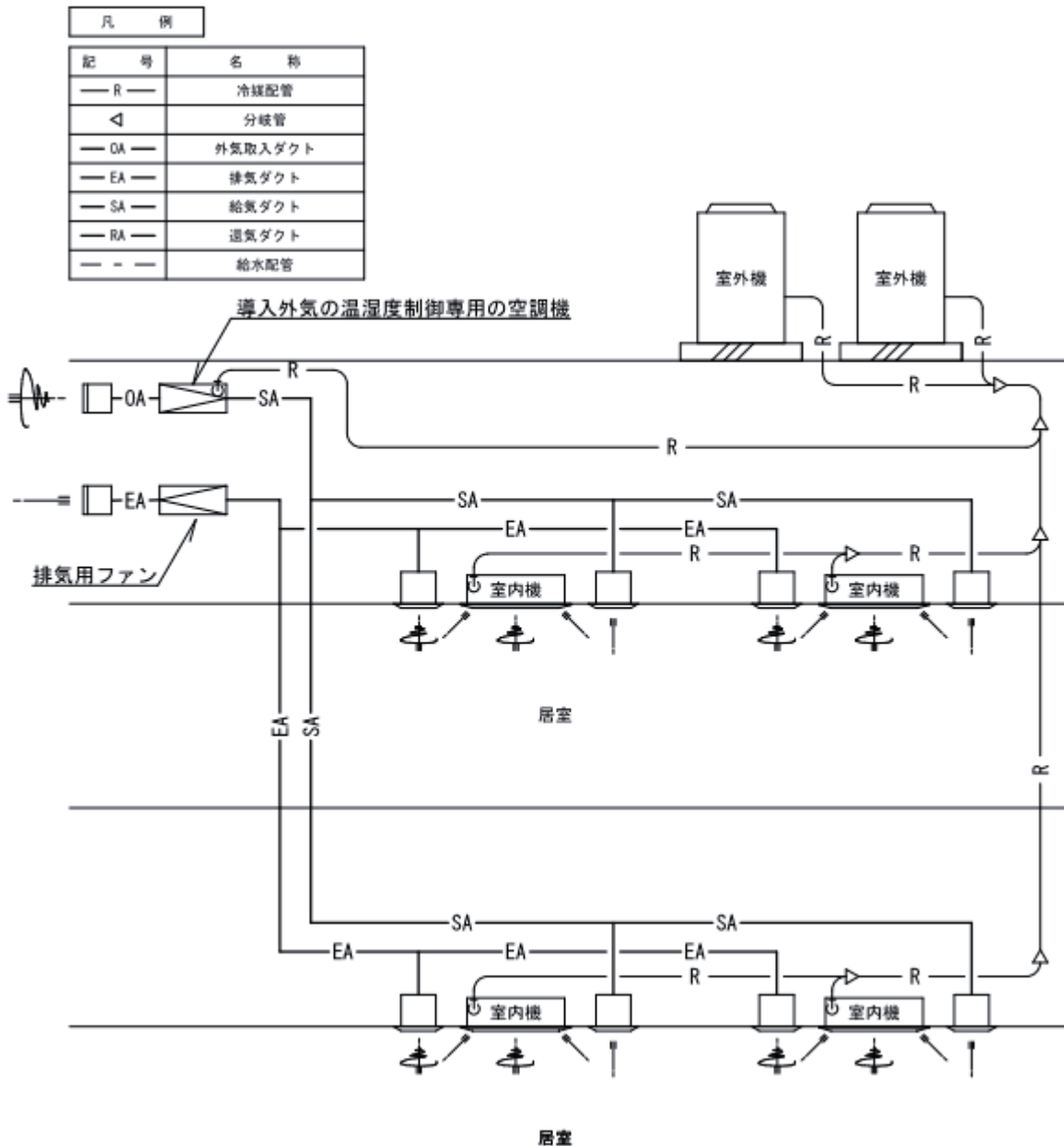
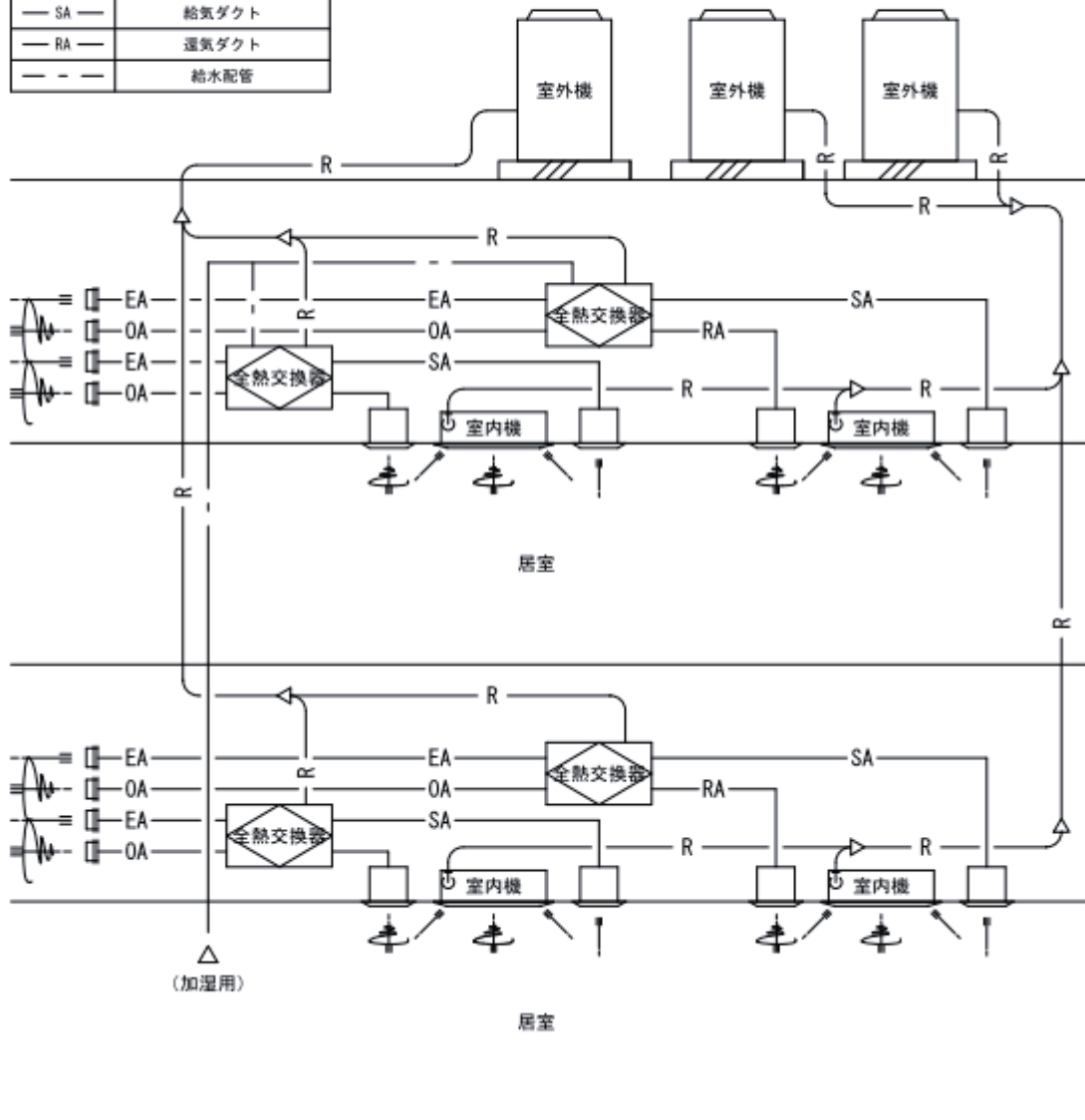


図 3-9 導入外気の温湿度制御専用の空調機を用いた VRF システムのための換気方式

凡 例

記 号	名 称
— R —	冷媒配管
<	分岐管
— OA —	外気取入ダクト
— EA —	排気ダクト
— SA —	給気ダクト
— RA —	還気ダクト
— — —	給水配管



※全熱交換器は膨張コイル・加湿付き

図 3-10 直膨コイル付全熱交換器を用いた VRF システムのための換気方式

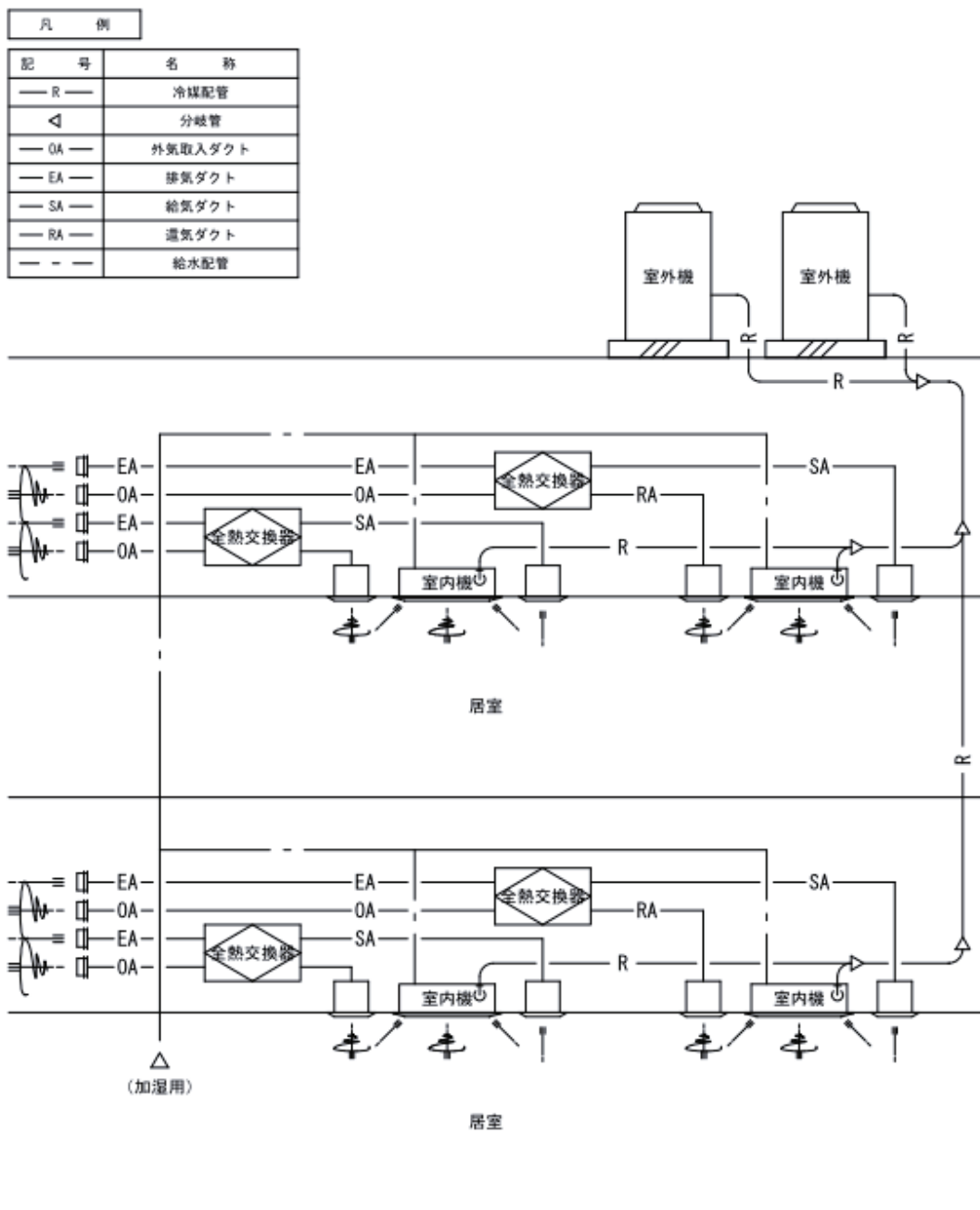


図 3-11 全熱交換器を用いた換気システムを VRF システムに併設する換気方式

(工) VRFシステムのエネルギー効率の評価（機器としての評価）

JIS B 8616: 2015 パッケージエアコンでは、電気式の VRF システムの冷暖房エネルギー効率に関する特性値の試験方法や計算方法を規定している。マルチ形の VRF システムについては、室外機の冷房能力と室内機の冷房能力を極力一致させて試験することを求めた上で（室内機の能力が相対的に大きくなると、より効率良く放熱がなされ冷暖房システムのエネルギー効率が向上することが考えられるため）、試験時の冷媒配管長さについても標準長さとして 5~10m の範囲で規定している。



エネルギー効率に関わる指標としてこの規格では、表 3-2 のような数値を規定しているが、すべての数値が公表されているわけではない。通年エネルギー消費効率（以下、APF という。）は必ず表示されるものの、その計算に使用される中間や最小の能力（出力）条件に関する数値は公表されることが希である。

表 3-2 VRF システムのエネルギー効率に関わる主な特性値（JIS B 8616:2015 表 5 の用語を使用し作成）

特性値（単位は kW）	説明
定格冷房標準能力(●)	標準定格条件（室外側乾球温 35℃等）において達成される出力
定格冷房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
定格冷房中温能力(○)	定格冷房標準能力に同じ
定格冷房中温消費電力(○)	室外側乾球温 29℃等の中温条件としたときの消費電力（入力）
中間冷房標準能力(●)	標準定格条件において出現することが確認された中間的な出力
中間冷房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
中間冷房中温能力(●)	中間冷房標準能力に同じ
中間冷房中温消費電力(●)	室外側乾球温 29℃等の中温条件としたときの消費電力（入力）
最小冷房中温能力(●)	標準定格条件において出現することが確認される最小の出力
最小冷房中温消費電力(●)	室外側乾球温 29℃等の中温条件としたときの消費電力（入力）
定格暖房標準能力(●)	標準定格条件（室外側乾球温 7℃等）において達成される出力
定格暖房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
中間暖房標準能力(●)	標準定格条件において出現することが確認された中間的な出力
中間暖房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
最小暖房標準能力(●)	標準定格条件において出現することが確認された最小の出力
最小暖房標準消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
最大暖房低温能力(●)	低温条件（室外側乾球温 2℃等）において達成される最大の出力
最大暖房低温消費電力(●)	そのときの消費電力（入力）
最大暖房極低温能力(○)	極低温条件（室外乾球温-7℃等）において達成される最大の出力
最大暖房極低温消費電力(○)	そのときの消費電力（入力）
通年エネルギー消費効率※	APF と呼ばれる指標で JIS B 8616:2015 の付録 A で規定される

※表中の特性値のうち、「通年エネルギー消費効率」のみ単位は無次元。

●は試験対象、○は他の試験値からの簡易推定も可とされていることを示す。

機器としての総合的なエネルギー効率指標として考案された APF の計算方法は JIS B 8616:2015 等で規定されるが、その特徴は以下の点にあると言える：

①東京の気象データを用い、空調負荷の大きさは外気温に比例すると仮定、

- ②建物用途は事務所と店舗を仮定、
- ③冷房の場合、最大冷房負荷が機器の定格能力に一致するとし、暖房の場合は最大暖房負荷が定格能力の約半分と仮定（事務所の場合）、
- ④機器の冷暖房能力に対する空調負荷の相対的な大きさ（建築設備分野では「部分負荷率」と呼ぶことがある）に起因するエネルギー効率の変化を考慮、
- ⑤外気温に伴うエネルギー効率の変化を考慮。

図 3-12 に圧縮機の回転数を制御するタイプ（回転数制御形）の冷房に関するエネルギー効率算定方法の骨子を示す。

表 3-2 に掲げる冷房に関する特性値を横軸外気温の図上にプロットして、冷房能力及び冷房消費電力の直線を描き、冷房負荷の仮定（18℃で負荷ゼロ、35℃でちょうど定格能力に相当する冷房負荷が生じると仮定）との交点を求めて機器の運転点（○）を求める。各運転点の X 座標（外気温）と消費電力及び E E R の直線との交点から各運転点の消費電力及び E E R を求める（◎）。なお、最小能力までは機器は連続運転すると仮定し、それ以下では断続運転すると仮定、冷房負荷ゼロのときに最小能力時の E E R の 0.5 倍になると仮定している。

図 3-13 に同じく暖房に関するエネルギー効率算定方法の骨子を示す。冷房の場合と異なるのは、定格能力を超える能力を機器が有することを前提として最大能力についても試験測定がなされること、熱交換器への着霜による外気温 5.5℃～7℃の範囲における能力及び効率の低下が考慮されること、負荷が最大能力を超える外気温以下における能力不足分を電熱ヒーターが分担すると仮定されている（ただし、使用される東京の気温は最低でも 2℃であるため電熱ヒーターの使用は実際には適用されない）こと、の 3 点である。最小能力以下の断続運転の想定及びエネルギー消費効率 C O P の低下に関する仮定は冷房と同様である。

結局、APF は図 3-12 及び図 3-13 のような試験結果と諸仮定に基づき計算される年間の冷房負荷、冷房消費電力量、暖房負荷、暖房消費電力量に基づき下式によって求められる。

$$APF = \frac{\text{年間冷房負荷(kWh)} + \text{年間暖房負荷(kWh)}}{\text{年間冷房消費電力量(kWh)} + \text{年間暖房消費電力量(kWh)}}$$

このように定義された APF は、機器としての VRF システムのエネルギー効率評価のためには極めて優れた指標であり、機器間の比較に適したものと言える。ただし、実際に建物に設置され使用された時の実働性能の評価に用いるには、いくつかの課題を残している。即ち、機器の定格又は最大能力と負荷との関係は、必ずしも実際の設計とは一致しないこと、温暖地（東京）の気象条件についてのみ評価可能であること、最小能力以上においては断続運転が生じないとの仮定が置かれていること、断続運転による効率低下は機器によらず一律の評価がなされていること、といった諸点である。

このことから、建築物省エネルギー法の評価においては APF、中間能力及び最小能力に関する試験値を用いず、定格標準条件に関する試験値のみを使用している。

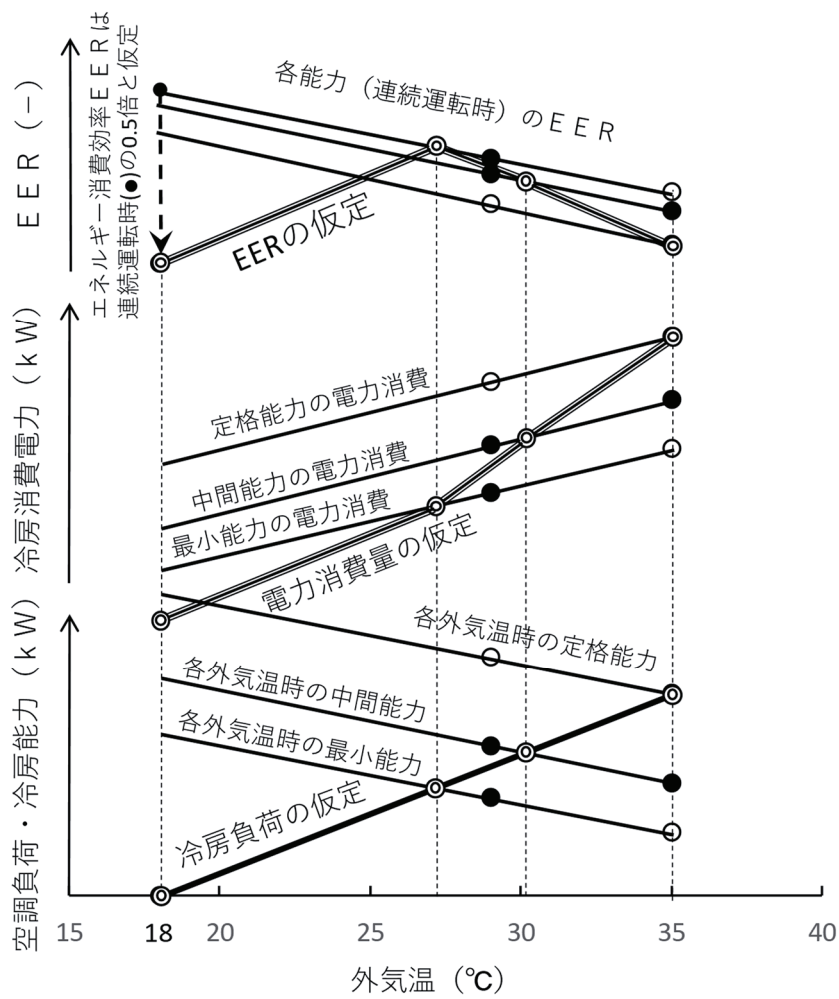


図 3-12 外気温に伴う冷房負荷、電力消費量、冷房エネルギー消費効率 (EER) の仮定の導出方法  
 [●は試験値、○は試験値に基づく計算値、実線はそれらを結び得られる最大、定格、中間、最小能力と外気温の関係、◎は機器の動作点]

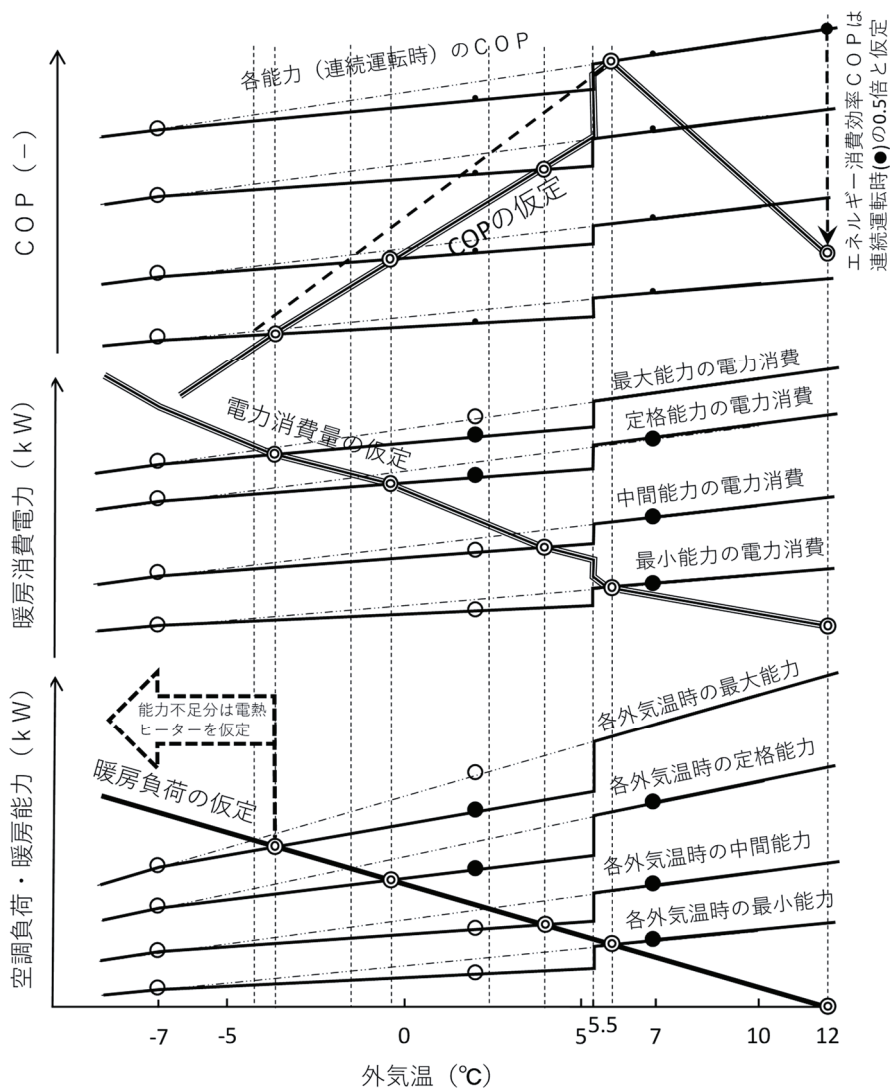


図 3-13 外気温に伴う暖房負荷、電力消費量、暖房エネルギー消費効率(COP)の仮定の導出方法  
 [●は試験値、○は試験値に基づく計算値、実線はそれらをつなぐ最大、定格、中間、最小能力と外気温の関係、◎は機器の動作点]

(オ) 冷媒配管長等の設置条件がVRFシステムのエネルギー効率に及ぼす影響

容量選定に関する VRF システム製造業者の各種の設備設計資料によると、冷房能力及び暖房能力は、表 3-3 に挙げるような設計施工要因の影響を受ける。各設計施工要因の影響について表中に概略を示す。各設計要因の影響を定量的に把握するため、製造業者が公表している技術資料を活用すべきである。

表 3-3 VRF システムの冷房能力及び暖房能力に影響を及ぼす設計施工要因

設計施工の要因	冷房能力 への影響	暖房能力 への影響	概要
①冷媒配管長及び 室内外機間高低差	有	有	システムのエネルギー効率の試験時は、配管長が7.5~15mで室内外機高低差は無視できる程度。一般に配管長とともに冷媒の搬送抵抗が増加し、冷房能力・暖房能力ともに低下する。
②室内温湿度条件	有 (湿球)	有 (乾球)	冷房時に冷媒温度をより低く、暖房時に冷媒温度を高くする必要が生じると、ヒートポンプ効率の低下のため能力は低下する。
③室外温湿度条件	有 (乾球)	有 (湿球)	冷房時に外気乾球温度がより高く、暖房時に外気湿球温度がより低くなると、ヒートポンプ効率の低下のため能力は低下する。
④外気の着霜条件	無	有 (湿球)	外気湿球温度が-7℃~6℃の範囲では室外機熱交換器の着霜が生じ、その解消のため暖房機能が一時停止するとともに、デフロストのためエネルギー消費が生じる。
⑤室内機の合計標準能力の 室外機標準能力の比	有	有	システムのエネルギー効率の試験は、室内機の合計と室外機の冷房能力がほぼ一致する組み合わせで行われる。室内機の合計能力が室外機の能力よりも相対的に小さくなると冷房能力・暖房能力ともに低下する。
⑥冷媒配管の断熱	有	有	暖房運転時のガス配管は120℃に達することもあり、断熱による熱損失低減が必要。
⑦室内機の風量変化	有	有	室内機の風量が、システムのエネルギー効率試験の実施時よりも小さくなると能力は低下する。

(カ) VRFシステムのエネルギー効率の評価（実働性能評価を目的とした建築物省エネルギー法における評価の現状）

国土交通省の建築基準整備促進事業による業務用建築物の建築設備の実働性能に関する調査の一環として、VRFシステムに関する実測調査が実施されている（文献3）及び4）。

調査を通じて、実際の建物で使用されている VRF システムの時々刻々の能力の計測方法として、コンプレッサーカーブ法（以下、CC法という。）と空気エンタルピー法（以下、AE法という。）が有望であるとされた（表3-4）。両者による計測値はぴったりと一致するわけではないが、近い値を示したと報告されている。

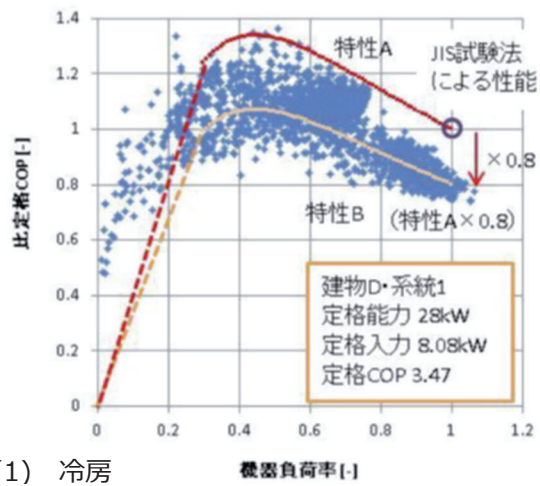
表 3-4 VRF システムの実働条件下の能力を推定する主な方法

能力推定方法	概要
コンプレッサーカーブ法 (CC法)	圧縮機の状態測定値（回転数、吐出圧、吸入圧、冷媒エンタルピー等）と予め製造者が把握した圧縮機の特性情報に基づいて室外機の能力を推定する方法。製造者の協力が得られれば利用可能な方法。
空気エンタルピー法 (AE法)	すべての室内機の風量と出入り口空気のエンタルピー差を計測し、それらの積で各室内機の処理熱量を推定、それらを合計して当該VRFシステム全体の能力を推定する方法。風量の計測は予め風量設定段階毎（又は送風機の回転数）に風量を実測しておき、その関係を用いて時々刻々の風量設定段階値から求める。

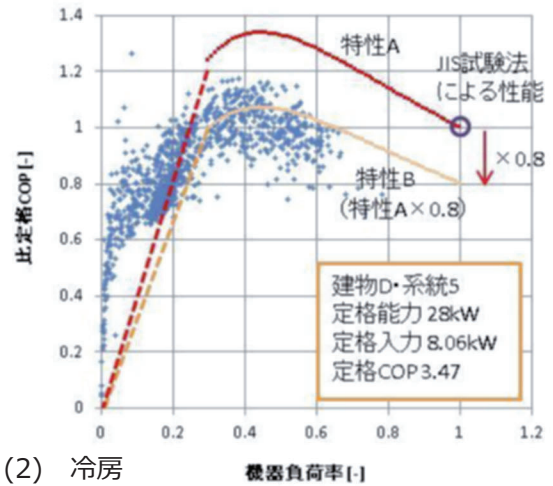
図 3-14 は CC 法を用いて求めた能力及び室外機の電力消費量から求めた 15 分平均のエネルギー効率（定格 COP で基準化して表示）と機器負荷率（各時間帯の能力の定格能力に対する比）の関係に関する結果である。なお、効率には外気温の影響があるため、補正を施して冷房に関しては外気温 35℃条件で、暖房に関しては外気温 7℃条件に換算表示してある。また、図中の「特性 A」は、JIS B 8616:2015が規定する定格冷房標準能力及び同消費電力が与える点を起点として描かれたウェブプログラムが採用している VEF システムの入出力特性であり、「特性 B」はその起点におけるエネルギー効率を 0.8 倍した点を起点として描かれた特性である。

冷房の結果（図 3-14(1)~(4)）によると、特性 A を用いるとエネルギー効率を過大評価することになり、特性 B などの効率を減じた特性を用いるべきものと判断される。その差の原因としては表 3-3 中の設計施工要因のうちの①②⑤⑥⑦が考えられる。

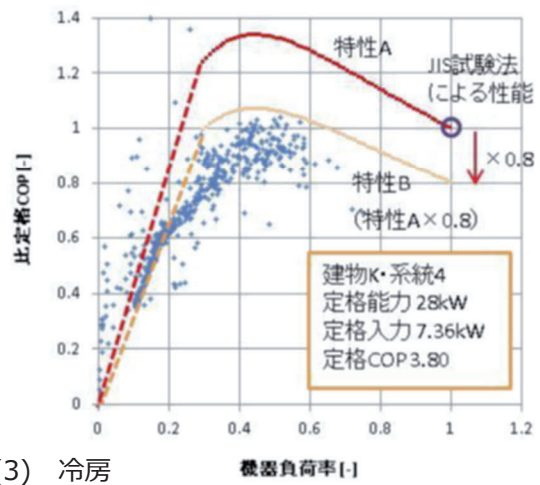
暖房の結果（図 3-14(5)）も同様に特性 A では効率の過大評価になることを裏付けている。



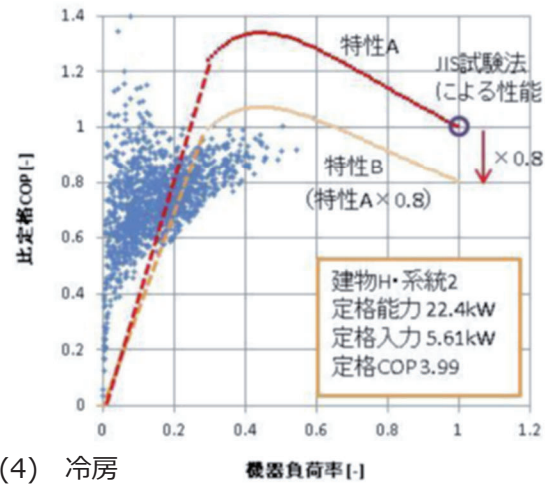
(1) 冷房



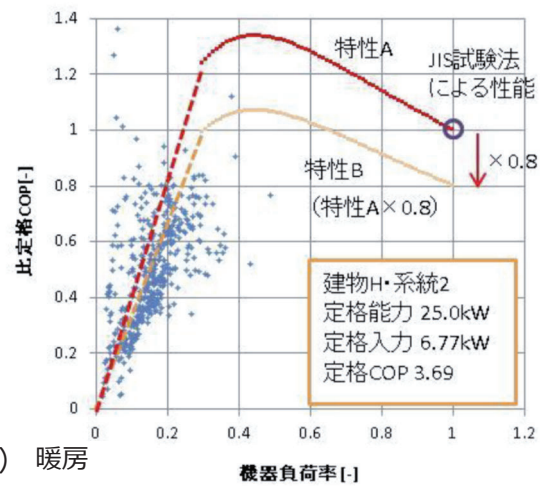
(2) 冷房



(3) 冷房



(4) 冷房



(5) 暖房

図 3-14 VRF システムのエネルギー効率実測値と JIS に基づく試験値及び特性曲線との比較

一方、図 3-15 のような人工気候室を用いた VRF システムの実験的研究も進められている。このような実験施設では、室外機が置かれた外気条件を模擬する外気室（Outdoor Chamber）と空調負荷を模擬できる室内室（Indoor Chamber、この実験施設の場合は 3 室）が備えられ、圧縮機の回転数、バルブの開度、冷媒流量・圧力などについて、実際の建物における測定よりも詳細で正確な計測が可能となっている。

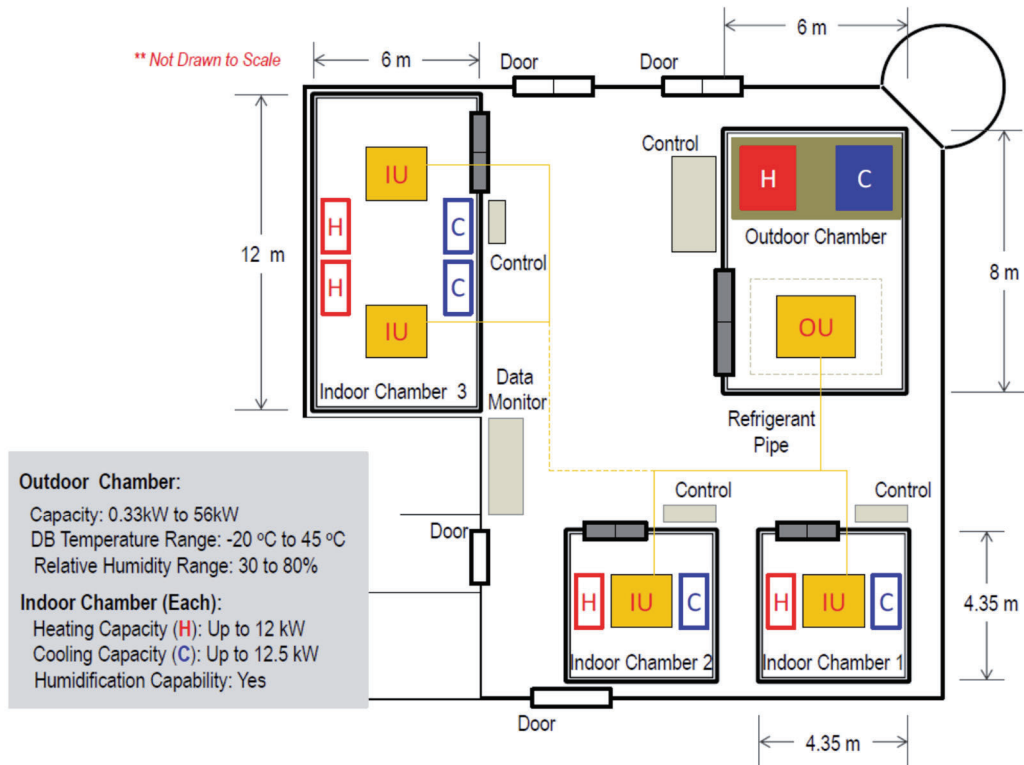


図 3-15 室外機と最大 4 台の室内機で構成される VRF システムを対象として性能検証実験が行われている施設（文献 5）6）7）、国立研究開発法人建築研究所）

図 3-16 はある機種（定格冷房標準能力 22.4kW、同消費電力 6.61kW、定格暖房標準能力 25kW、同消費電力 6.43kW、室内機 2 台）の負荷率と外気温度が室外機のエネルギー効率に及ぼす影響を見た結果で、この機種の場合は、負荷率が 0.1 付近又はそれ以下であっても比較的の高いエネルギー効率を維持していることがわかる。

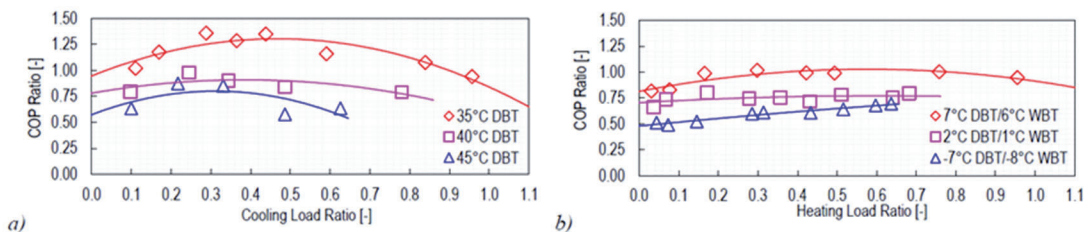


図 3-16 様々な部分負荷条件（負荷率：横軸）と外気条件におけるエネルギー効率（左図：冷房、右図：暖房）



図 3-17 は同機種について連続運転と断続運転の様子を見たもので、負荷率 20%条件では圧縮機の動作と停止が周期的に行われ、動作時の前半から後半にかけて、消費電力の増加に比して暖房能力の増加が大きく、エネルギー効率が上昇する傾向のあることが見て取れる。

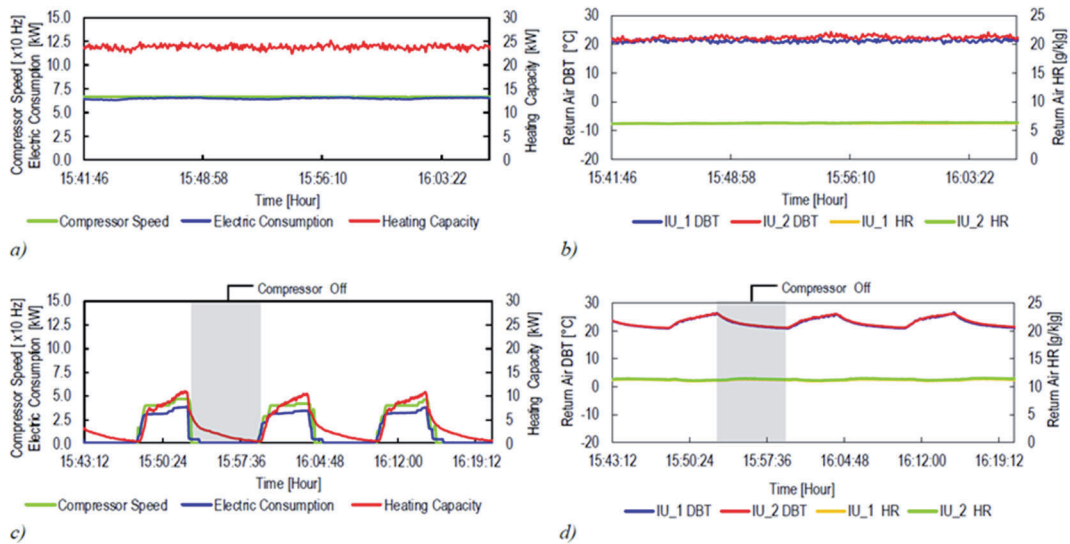


図 3-17 暖房運転における連続運転（上段：負荷率 100%）と断続運転（下段：負荷率 20%）の例  
左図には各々の条件における圧縮機回転数、消費電力、能力が、右図には各々の条件における室内機の還気の温湿度が示されている。

図 3-18 は暖房において着霜時に生じるデフロスト運転の様子を示すものであり、デフロスト運転中の消費電力及び室内機側が冷却されている様子が表れている。

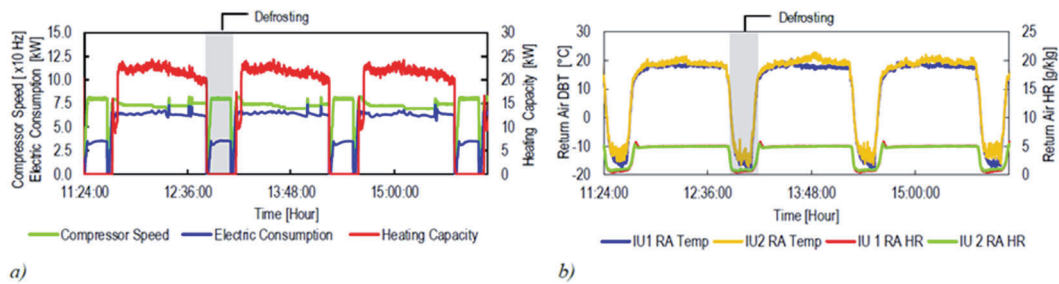


図 3-18 暖房低温条件（乾球温度 2℃、湿球温度 1℃）において出現するデフロスト運転時の圧縮機回転数、消費電力、暖房能力、室内機還気温度及び混合比

また、図 3-19 は室外機が処理する負荷が同等であっても、2 台の室内機が処理する負荷が不均等であることが、室外機のエネルギー効率にどのような影響を及ぼすかを見た実験の結果であり、2 台の間の負荷の偏りが大きくなるにつれて、同じ合計処理熱量であってもエネルギー効率が低下することを示している。特に冷房の場合にその傾向が顕著である。

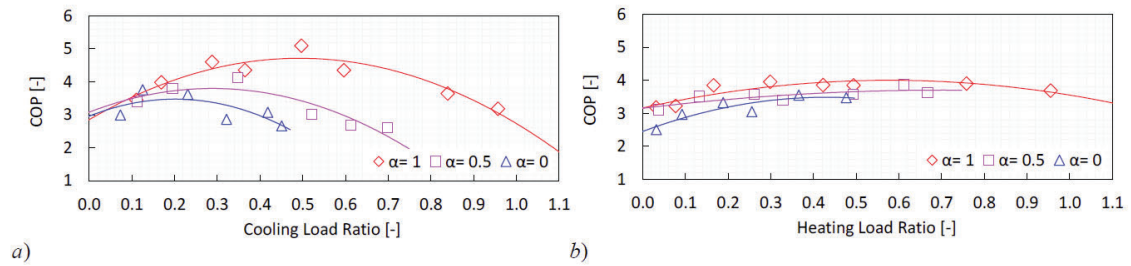


図 3-19 2 台の室内機にかかる負荷が異なる場合におけるエネルギー効率の変化（図中の $\alpha$ の数値は室内機にかかる小さい方の負荷の大きい方の負荷に対する比、左：冷房、右：暖房）

(キ) 建築物省エネルギー法のためのウェブプログラムにおけるVRFシステムのエネルギー消費量算定方法

室外機と室内機のエネルギー消費量は別々に計算する。室内機については、送風機等の消費電力を空調時間にわたり計上し、自動手動を問わず送風量の変化については考慮せず一定値として計算される。

室外機については、冷房時は外気乾球温度により最大能力比及び最大入力比が決まる関数で与えた上で（図 3-20 と図 3-21）、時々刻々の冷房負荷の最大能力に対する比（部分負荷率）により入力比が決まる関数（図 3-22）を与え、それら関数を用いて入力、即ち消費電力又は燃料消費量を計算する。ガスエンジンヒートポンプの場合には、補機電力を入力させて、時々刻々の部分負荷率に比例して補機消費電力を低減させることにより補機の消費電力を別途計算する（ただし、部分負荷率 0.3 以下における補機消費電力は一定としている）。

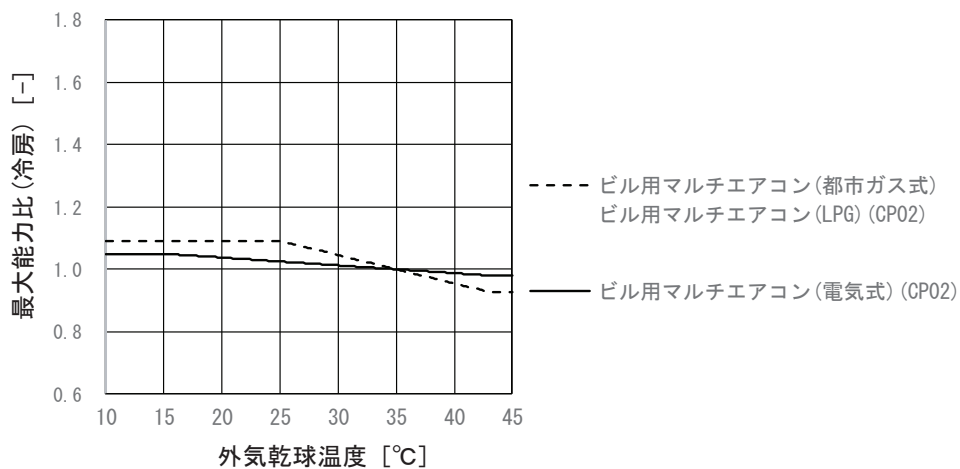


図 3-20 VRF システムの最大冷房能力の外気乾球温度依存に関する特性曲線

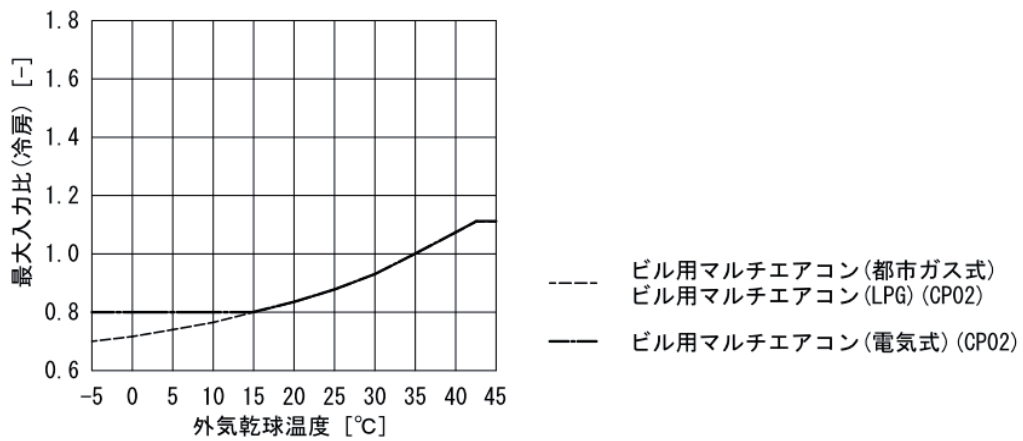


図 3-21 VRF システムの冷房時最大入力の外気乾球温度依存に関する特性曲線

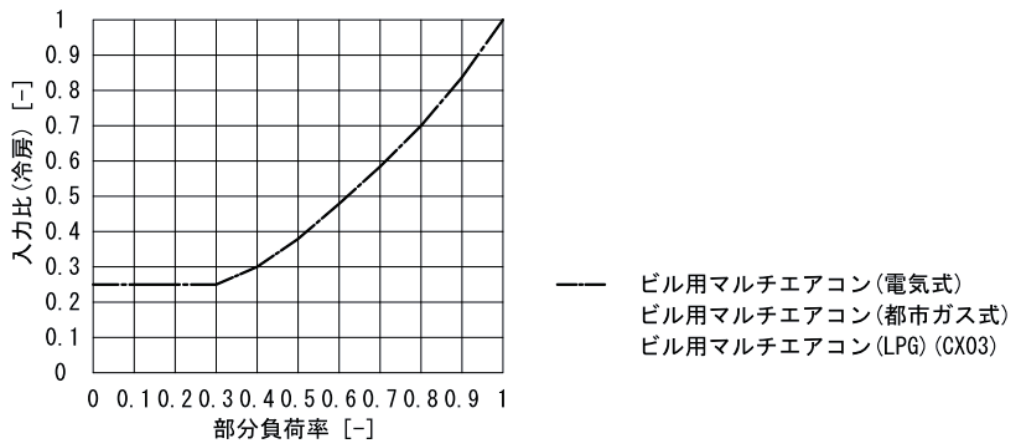


図 3-22 VRF システムの冷房時入力の部分負荷率依存に関する特性曲線

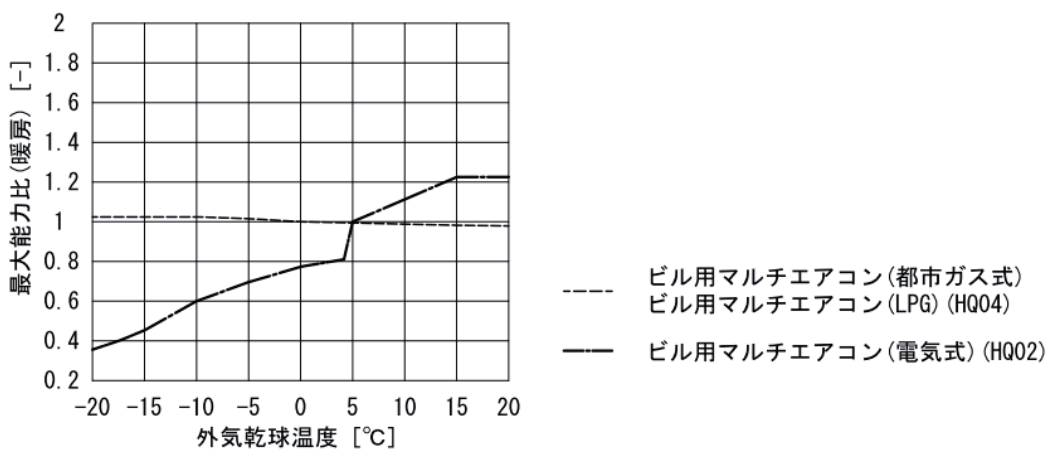


図 3-23 VRF システムの暖房時最大能力の外気湿球温度依存に関する特性曲線

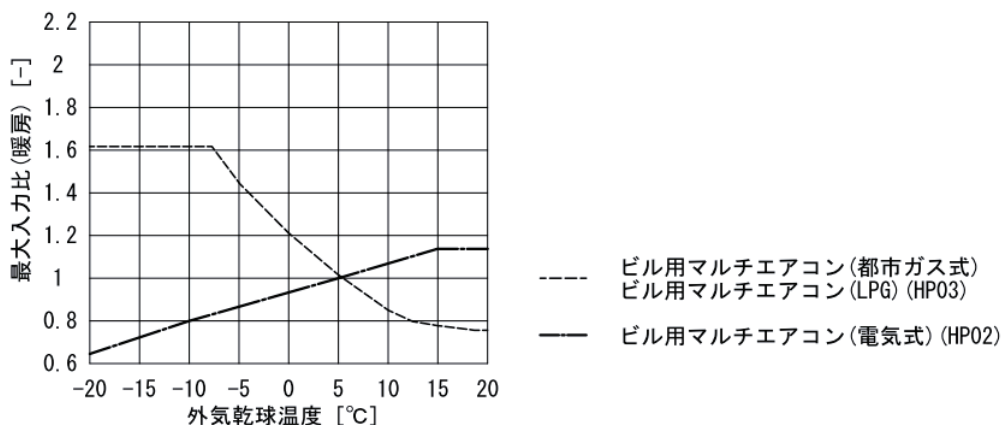


図 3-24 VRF システムの暖房時最大入力の外気湿球温度依存に関する特性曲線

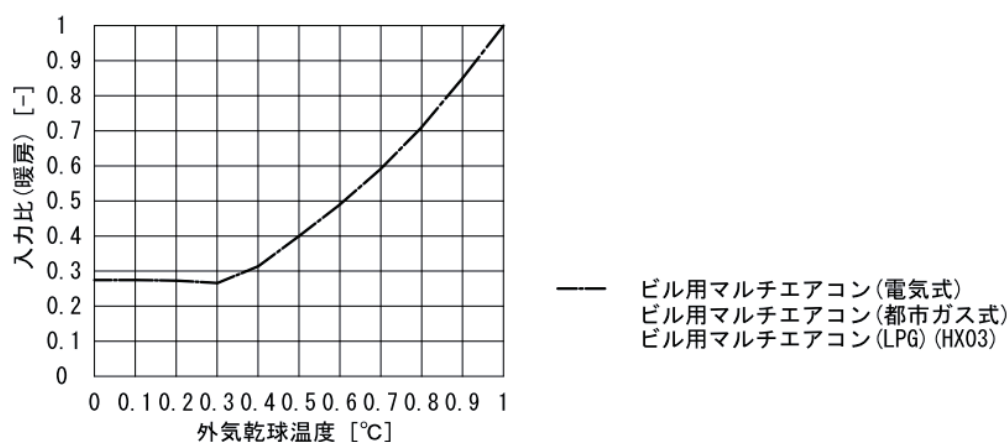


図 3-25 VRF システムの暖房時入力の部負荷率依存に関する特性曲線

室外機の暖房時は、外気湿球温度により最大能力比及び最大入力比が決まる関数で与えた上で（図 3-23 と図 3-24）、時々刻々の暖房負荷の最大能力に対する比（部分負荷率）により入力比が決まる関数（図 3-25）を与え、それら関数を用いて入力、即ち消費電力又は燃料消費量を計算する。ガスエンジンヒートポンプの補機電力については冷房時と同様に計算して加算する。

#### 参考文献

- 1.メーカーカタログ（D社、H社、M社、P社、T社）
- 2.ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment, 2012, Chapter 18. Variable Refrigerant Flow, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- 3.業務用建築物のエネルギー消費量評価手法に関する基礎的調査、建築研究資料 No.176、国立研究開発法人建築研究所、2016年11月  
<https://www.kenken.go.jp/japanese/contents/publications/data/176/index.html>
- 4.吉田治典、宮田征門、澤地孝男、桑沢保夫：個別分散型空調システムの入出力特性に関する実態調査、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2011年9月、名古屋、pp.2409-2412

- 5.N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi and Y. Kuwasawa: Performance evaluation of the VRF air-conditioning system subject to partial and unbalanced thermal loadings, Vol. 11, No.1, 2016, Journal of Thermal Science and Technology, Japan Society of Mechanical Engineers, <https://doi.org/10.1299/jtst.2016jtst0013>
- 6.N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi and Y. Kuwasawa: Performance evaluation of the VRF air-conditioning system subjected to partial loadings at different outdoor air temperatures, Vol. 11, No.2, 2016, Journal of Thermal Science and Technology, Japan Society of Mechanical Engineers, <https://doi.org/10.1299/jtst.2016jtst0029>
- 7.N. Enteria, H. Yamaguchi, M. Miyata, T. Sawachi and Y. Kuwasawa: Performance evaluation of the VRF air-conditioning system during the heating-defrosting cycle operation, Vol. 12, No.2, 2017, Journal of Thermal Science and Technology, Japan Society of Mechanical Engineers, <https://doi.org/10.1299/jtst.2017jtst0035>

### 3.2 給湯設備

給湯設備の省エネルギーを考える上でも、負荷の概念（この場合は、給湯負荷）は重要である。給湯負荷とは、在館者による湯使用のニーズを充足するために水の加温に必要な熱量のことである。給湯負荷の多寡は、湯使用の目的と時間及び頻度、使用される湯の温度、水道水の温度、配管や貯湯槽や浴槽などからの熱損失量によって影響を受ける。また、太陽熱利用により湯の加温を行う場合には、太陽熱により加温された分だけ給湯負荷が削減される。給湯負荷を処理するためには、熱源が必要となるが、熱源のエネルギー効率が高いだけ少ない給湯エネルギー消費量で済むことになる。

給湯負荷を左右する湯使用の量は、湯の出口である水栓の仕様によっても増減する。節湯（せつゆ）器具に該当するバルブ（例えば、サーモスタット式シングルレバー湯水混合栓、手元止水スイッチ付シャワーノズルなど）は、経済性効率の上でも優れた給湯負荷の削減手法のひとつであると考えられている（図 3-26）。

	節湯 A1 (手元止水)	節湯 B1 (小流量吐水)	節湯 C1 (水優先吐水)
台所			
シャワー			
洗面			

図 3-26 節湯器具の例

#### (1) 給湯方式

給湯の方式には、給湯箇所毎に熱源を設ける局所給湯方式と、中央に設置された熱源により多数の給湯箇所の給湯負荷に対処する中央式給湯方式がある。前者は、給湯機から湯使用場所のバルブまでの給湯管のみが設けられ返湯管は無く（一管式）、事務所などの少量の湯が分散した複数箇所で使用される場合や、レストランの調理室など多量の湯が使用されるものの場所が限られる場合に用いられる。これに対し後者は、主としてホテルの客室棟や病院病棟などの多数箇所で比較的多量の湯使用の発生する建物に用いられ（図 3-27）、建物が使用される時間内には給湯管及び返湯管からなる管路を絶えず湯が循環しているため、省エネルギーのためには、配管や貯湯槽からの熱損失を断熱によって低減することや、循環流量の計算及びポンプ選定を適切に行うことが重要となる。

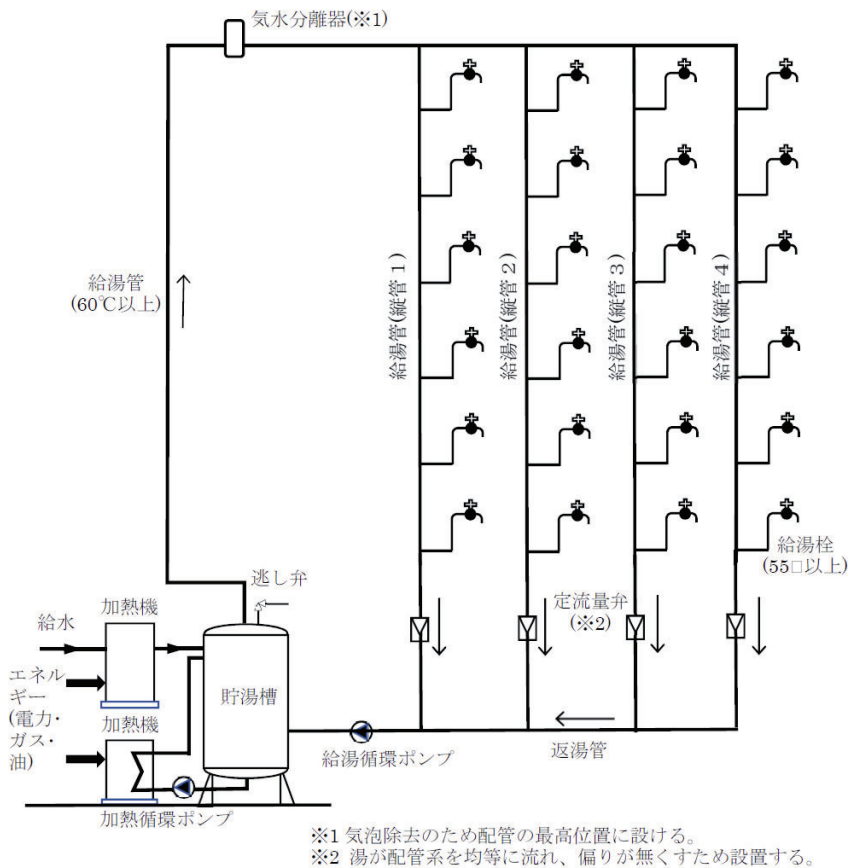


図 3-27 典型的な中央式給湯設備の機器及び配管配置

## (2) 熱源機の選定

給湯熱源には、ガスや灯油を用いる燃焼式ボイラー、電気駆動ヒートポンプ、電気ヒーターなどがあり、熱源の選定の際には各々のエネルギー効率を確認する必要がある。燃焼式ボイラーには、熱効率の高い潜熱回収型のものが推奨される。電気を用いる場合には、ヒートポンプが推奨される。湯使用の量が少ない箇所（トイレの手洗いなど）が分散して存在し、燃焼式ボイラーを使用しにくい状況においては、電気ヒーターを使用することも考えてよい。

### 3.3 照明設備

照明設備に関する省エネルギーを考える際にも、空調設備や給湯設備であれば各々空調負荷や給湯負荷に相当するもの、即ち照明器具を用いて室内に供給する必要のある光の量（正確には「光束」、単位はルーメン）を意識する必要がある。昼光が利用できる部屋では、昼間に昼光で足りない分を照明設備で補うことになる。その上で、必要な光束をエネルギー効率の高いランプと照明器具によって供給することが照明設備の省エネルギーを考える基本となる。

必要となる光束 [ルーメン lm] ÷ ランプと照明器具のエネルギー効率 [lm/W] = 消費電力 [W]

$$\left( \begin{array}{l} \text{空調設備及び給湯設備の場合：} \\ \text{空調負荷 [J]} \div \text{空調システムのエネルギー効率 [J/J]} = \text{エネルギー消費 [J]} \\ \text{給湯負荷 [J]} \div \text{給湯システムのエネルギー効率 [J/J]} = \text{エネルギー消費 [J]} \end{array} \right)$$

近年、LED の普及と、東日本大震災を契機とした節電意識の高まりによって照明に係る節電が進みつつあると言える。さらに、照明による内部発熱の減少は、OA 機器類の省電力化と相まって、冷房負荷を低減させる傾向にあることは、空調設備の設計においても考慮する必要がある。

#### (1) 設定照度

照明設備の機能は部屋内部を明るくすることにあるが、具体的には主として、①水平面（視作業を行う部屋では机上面、作業用途ではない部屋では床面など）の照度の確保と、②在室者が水平方向を見たときの部屋全体の明るさの確保、が重要であると言われている。①に関しては、照度基準が目安として作られているが、近年は基準値が低下する傾向が見られる（照度基準の例を表 3-5 に示す）。

照明エネルギー消費の削減に大きな効果を発揮する「タスク・アンビエント照明」と称される、作業用の手元用照明（タスク照明）と雰囲気を作るための照明（アンビエント照明）を併用する照明方式が着目されている。執務者の机毎に配置されたタスク照明により作業面の照度（例えば 750 ルクス）を確保して、周辺机上面のアンビエント照度を 300 ルクス程度に抑えることで、視作業に必要な明るさと省エネ性を両立させようとするものである。

タスク・アンビエント照明（※第 4 章で詳述する）の場合には、②の部屋全体の明るさ感、即ち在室者が水平方向を眺めた場合に、部屋全体が暗く感じられないこと、を維持するための照明器具の配置上工夫が必要であるとされている（参考文献 1）。



表 3-5 照度基準（作業面の推奨照度）の例

単位：ルクス

領域、作業又は活動の種類		JIS Z9110:2010 照明基準総則	JIS Z9110:2011 (東日本大震災後の追補) ※範囲が追加された	国際規格 ISO 8995:2002 屋内作業空間の照明	日本建築学会 環境基準 AIJES-L0002-2016
執務空間	事務室	750	750 (500-1000)	500	500
	設計室 製図室	750	750 (500-1000)	750	750
	診察室	500	500 (300-750)	500	500
共用空間	会議室 集会室	500	500 (300-750)	500	300
	食堂	300	300 (200-500)	200	300

## (2) 昼光利用

採光による室内の明るさの指標として、「昼光率」という概念が用いられてきた。その昼光率の定義が、室内の或る位置の面の照度の、全天空照度（直達光を除いた空からの光〔天空光〕による地上の水平面照度）に対する比率であることに表れているように、昼光利用は主として天空光の利用が中心であると言える。しかし実際には、直達光がブラインドを透過して室内に拡散する、ブラインドやライトシェルフに反射して天井面に当たり拡散するなどして、室内の照度確保に貢献することも生じ得る。

## (3) 照明器具に関わるエネルギー効率

照明器具に関わるエネルギー効率としては、①LED 一体型照明器具に関する効率（照明器具からすべての方向に放出される光の量〔器具光束〕の、点灯回路の損失を含む消費電力に対する比率）又はランプに関する効率（光源であるランプからすべての方向に放出される光の量の、点灯回路の損失を含む消費電力に対する比率で、単位はルーメン/ワット。「総合効率」と称される。）と、②固有照明率（照明器具から放出される光束のうち最終的に作業面に入射する光束の比率）又は照明率（ランプから放出される光束のうち最終的に作業面に入射する光束の比率）が特に重要となる。②には照明器具から光の放出される向き、部屋の形状、照明器具の高さ、内装反射率といった要因が含まれている他に、照明率の場合は器具効率（照明器具から全ての方向に放出される光の量の、ランプからすべての方向に放出される光の量に対する比率）の良し悪しが含まれている（固有照明率の例を表 3-6 に示す）。※設計方法は第 4 章で詳述する。

表 3-6 固有照明率又は照明率と内装反射率及び室指数の関係表（或る照明器具の例）

反射率	天井	80%				70%				50%				30%			
	壁	70	50	30	10	70	50	30	10	70	50	30	10	70	50	30	10
	床	10%				10%				10%				10%			
室指数	固有照明率（LED一体型照明器具の場合）又は照明率（%）																
0.60		51	42	36	32	50	42	36	32	48	41	36	32	47	40	35	32
0.80		61	53	47	43	59	52	47	43	58	51	47	43	56	59	46	43
1.00		66	60	55	51	65	59	54	51	63	58	54	51	62	57	53	50
1.25		71	65	61	57	70	65	60	57	68	63	60	57	66	62	59	56
1.50		74	69	65	61	73	68	64	61	71	67	63	61	69	66	63	60
2.00		78	74	70	67	77	73	70	67	75	71	69	66	73	70	68	65
2.50		80	77	74	71	79	76	73	71	77	74	72	70	75	73	71	69
3.00		81	78	76	74	80	78	75	73	78	76	74	72	77	75	73	71
4.00		83	81	79	77	82	80	78	76	80	78	77	75	78	77	76	74
5.00		84	82	81	79	83	82	80	79	81	80	79	77	80	78	77	76

なお、表 3-6 中の「室指数」は、室の形状から次式で定義されるものであり、一般に天井が低い場合又は間口、奥行きが大きい場合は室指数が大きく、天井が高い場合又は間口、奥行きが小さい場合は室指数が小さくなる。

$$\text{室指数} = \frac{X \times Y}{H \times (X + Y)}$$

X：室の間口(m)、Y：室の奥行き(m)、H：光源と作業面の高低差(m)

#### (4) 人工照明の制御

照明エネルギーの多寡に影響を持つ要因として、人工照明の制御の有無や方法を挙げることができる。①昼光利用の結果として机上面の照度が必要以上となった場合における人工照明の減光や消灯、②利用者の退室などによって照度の確保自体が不必要となった場合における人工照明の消灯、③器具やランプ交換後の過剰照度抑制（初期照度補正）、等のための人工照明の制御がそれである。

#### (5) 明視照明以外の照明器具

建築物の省エネルギー基準では、明視性確保のための照明設備や設計図書に記載されたタスク照明は評価対象となっているものの、演出性確保のためのカラー照明や設計図書に記載されていないコンセント接続される照明器具は対象外となっている。しかし、店舗や飲食店などの商業施設や宿泊施設（ホテルの宴会場を含む）では、明視性確保のための照明器具以外の装飾照明の類が非常に多く用いられてい

るものと推測され、そうした照明器具の使用方法やエネルギー効率の確保も、照明設備のエネルギー消費量に大きな影響を持っていると言える（参考文献2）。

#### 参考文献

- 1.三木保弘、山口秀樹他：事務所ビルの省エネルギーと光環境向上のための昼光利用・照明設計ガイド、一般財団法人建築環境・省エネルギー機構、2018年8月
- 2.東京電機大学、東京理科大学：E6『非住宅建築物のための高度な省エネルギー技術の評価方法構築に関する検討』調査報告書、第IV編照明制御システムに関する実証データの取得及び評価方法の構築、平成29年度国土交通省基準整備促進事業報告書

### 3.4 その他の設備

空調設備と給湯設備、照明設備以外で非住宅建築物の省エネルギー上で考慮が必要な設備としては、機械室や電気室などの排熱用の機械換気設備、エレベーターなどの昇降機設備、太陽光発電設備、コージェネレーション設備などを挙げることができる。

#### (1) 非空調室の機械換気設備

機械室などのための機械換気設備は外気の導入によって室温の上昇を抑えることが目的であり、必要換気量を求める際の、機械室などにおける内部発熱の見積もりを適確に行うことが重要である。室内温度をサーモスタットで感知して、換気扇と連動させることも良い。外気導入に替えて空調機を設置する場合もあるが、その場合にも冷房負荷を適確に見積もることが重要である。

#### (2) 昇降機設備

エレベーターについては電力消費の絶対量は他の設備と比べてさほど大きくはないが、制御方式の選択に関する留意が必要である（表 3-7）。エスカレーターは、さらに電力消費の絶対量が小さいと言われている。

表 3-7 昇降機の制御方式毎の係数(年間消費電力はこの係数に比例する)

制御方式	係数の値
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生ありかつギアレス巻上機）	1/50
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生あり）	1/45
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生なしかつギアレス巻上機）	1/45
可変電圧可変周波数制御方式（電力回生なし）	1/40
交流帰還制御方式	1/20

#### (3) 太陽光発電設備及びコージェネレーション設備

非住宅建築物の場合、床面積に対する屋根面積の割合が小さい場合が多く（従って十分な容量の太陽電池の設置が困難）、電力消費量が多いため、太陽光発電設備による発電量はほとんど全てが建物内部で消費され、その分のエネルギー消費が差し引かれる。太陽電池パネルは、その設置方位及び傾斜角度によって発電効率が異なるため、極力南面して設置し、傾斜角度は20～30度とすることが勧められる。

コージェネレーション設備は、ガス又は灯油を燃料として発電を行い、発電時に発生する熱を有効に利用して、総合効率を上げて省エネルギーを図る設備である。近年では燃料電池の普及が住宅分野を中心に進み、発電効率に優れた燃料電池コージェネレーション設備（エネファーム）も現れてきた。非住宅建築物の分野では、発電容量のより大きなガスエンジンコージェネレーション設備が普及している。採用する場合には、排熱を有効に利用できる条件（十分な温水熱需要の存在）が整っているか、発電効

率の高い出力帯で運転できる時間が長く確保できるか、が鍵となる。コージェネレーション設備の総合効率は下式によって評価される。

コージェネレーション設備の総合効率（一次エネルギー効率）

$$= \left( \text{発電量} \times \frac{9760}{3600} + \text{排熱利用により削減された熱源の一次エネルギー消費量} \right) / \left( \text{コージェネレーション設備の燃料消費量} + \text{補機の電力消費量} \times \frac{9760}{3600} \right)$$

### 3.5 地域冷暖房

地域冷暖房は、都市部を中心として一定地域内の建物群に、熱供給プラントから冷水、温水、蒸気などの熱媒を導管（配管）を通して供給し、冷房、暖房、給湯などを行う方式であり、非住宅建築物における冷温熱製造供給量全体に占める比率は限られるものの、その中には建物単体に付属する熱源システムに比べて、エネルギー効率向上に寄与する技術情報が含まれている。適合義務となった省エネルギー基準の運用制度改善の取組の中で、建物群に供給される熱の一次エネルギーの原単位の導出方法や冷温熱別の原単位の導出方法が定められ、他の建築設備と同様に透明性の高い情報が整備されてきている。

ここでは、地域冷暖房の仕組み、一次エネルギー原単位の現状、地域冷暖房施設の省エネルギーへの取り組み事例、冷熱温熱別の一次エネルギー原単位の導出方法の解説を行う。

#### (1) 地域冷暖房の仕組み

地域冷暖房とは、一カ所または数カ所の熱供給プラントでつくった冷水・温水・蒸気を、配管を通じて空調・給湯用として複数のビルに供給するシステム(図 3-28)で、特定地域内の不特定多数の熱需要家に熱媒を供給し、加熱能力が 21 G J/h 以上の施設による地域冷暖房は公益事業として「熱供給事業法」の適用を受けている。

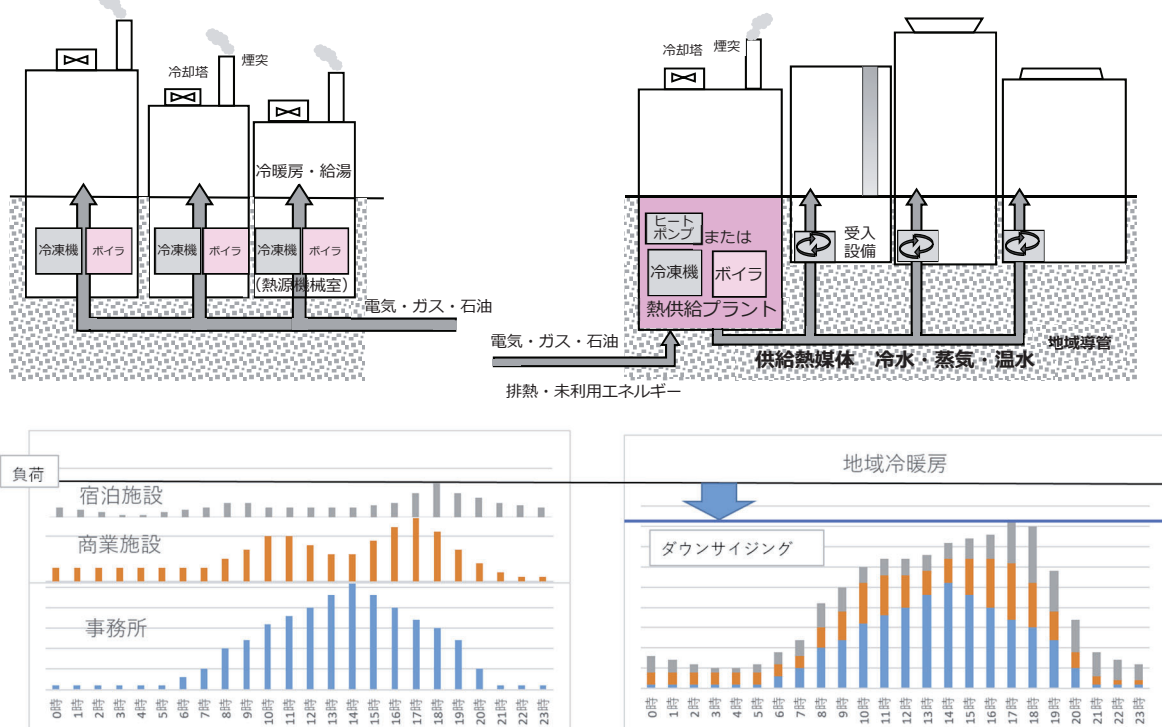


図 3-28 地域冷暖房システム概要

欧米諸国では地域冷暖房の歴史が 100 年以上に及んでおり、パリやハンブルク等では都市基盤として広大なネットワークが構築されている。一方わが国では、昭和 45 年に千里ニュータウンに導入され

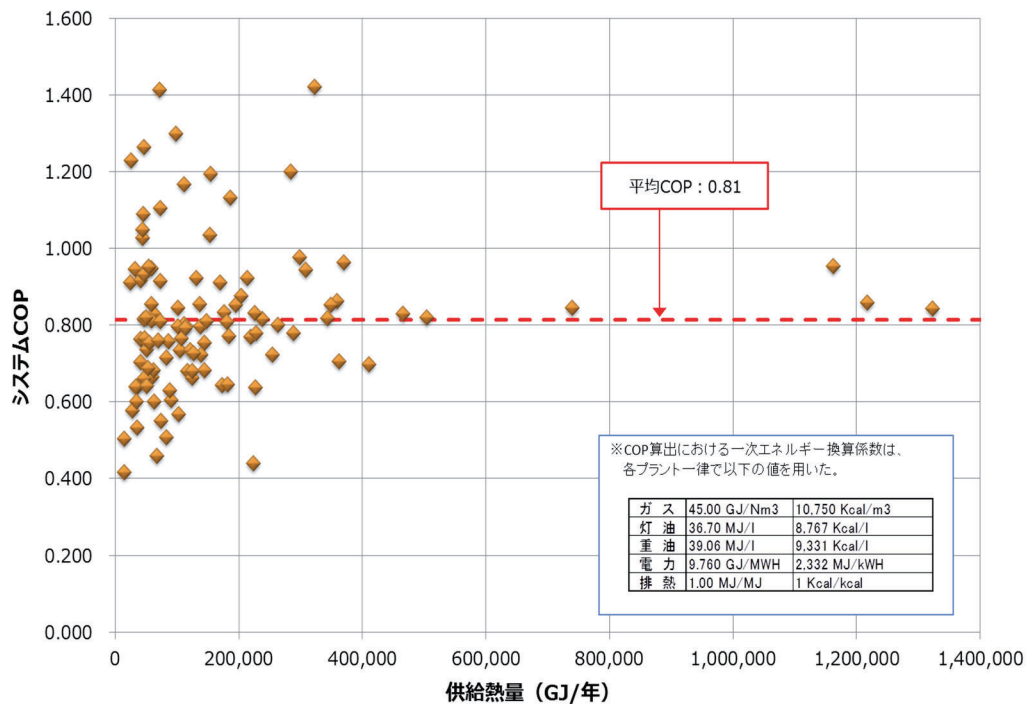
たのが最初で、令和2年2月現在、19都道府県において、134地域で地域冷暖房が実施されている。  
 地域冷暖房施設によるメリットは、複数用途の建物を群として捉えることにより、

- ・建物単体で熱源システムを構築するよりもトータル熱源容量が抑えられる。
  - ・負荷の平準化が図れるため効率的な運転が可能になる。
  - ・プラントの運用は専門的な技術員により行われ信頼性が増す。
  - ・スケールメリットを活かし、ゴミ焼却場排熱や下水道排熱などの都市排熱を利用できる。
- などが挙げられる。

## (2) 地域冷暖房施設の一次エネルギー原単位の現状

地域冷暖房施設から熱の供給を受ける建物における省エネルギー計算は、従来は冷温熱源一体のシステム効率を用いられ、供給する施設によらず一律の数値1.36(kJ/kJ)が用いられてきた。熱供給施設の運転効率は(一社)日本熱供給事業協会にて毎年公表されており、平成27年度においては図3-29の通りとなっていて平均値としては1.23(kJ/kJ)である。

また、冷熱と温熱では一般的に冷熱の方が効率が高く、冷熱供給比率の高いプラントや最新の省エネ技術を盛り込んだプラント（新築事例や改修事例もある）は高効率にて運転できている。



『熱供給事業便覧平成27年版』（一社）日本熱供給事業協会のデータを元に作成

図3-29 既存熱供給施設の一次エネルギー原単位の現状

### (3) 冷熱・温熱別換算係数算出に係るガイドラインについて

地域冷暖房方式における効率は(2)で述べた通り、従来、冷熱・温熱合算の効率で表されてきた。一方、建物単体ごとに利用される冷熱・温熱の比率は供給地域全体のそれとは異なることとなる。既に「建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律」(以下、「建築物省エネ法」)が施行され、平成 29 年 4 月より建築物の確認申請の際に延べ面積 2000 m<sup>2</sup>以上では省エネ適合判定が必要となっている。各建物が CO<sub>2</sub> 削減に向けた取り組みを進める中で、より個々の建物の特性に合わせた評価が可能なデータの提供が熱供給施設に求められており、熱供給施設より供給される熱の製造に係る効率をより正確かつ適切に評価するための冷熱・温熱別々の効率導出方法について、(一社)日本熱供給事業協会がガイドラインを定め公開している。

冷水、温水及び蒸気の流れと各機器における電力消費量の概要を図 3-30 に、各機器におけるガス消費量の概要を図 3-31 示す。

なお、蒸気は蒸気吸収式冷凍機により冷水にも使用され、蒸気-水熱交換器により温水としても使用される。また、冷温水発生器は冷水と温水を製造し、ダブルバンドル型冷凍機など冷温水を同時に製造する機器もある。

地域冷暖房施設から供給を受ける非住宅建築物の省エネ計算において、冷温熱別の効率を用いて算出するといった運用が始まり、熱供給施設の JIS Q17050-1 に基づく自己適合宣言も一部の施設から既に出されている。各熱供給施設は一層の効率向上を目指し改修計画を立て今後実施されることが期待されるとともに、新設プラントにおける効率をどう算出するかなどの課題があり、現在検討されている。



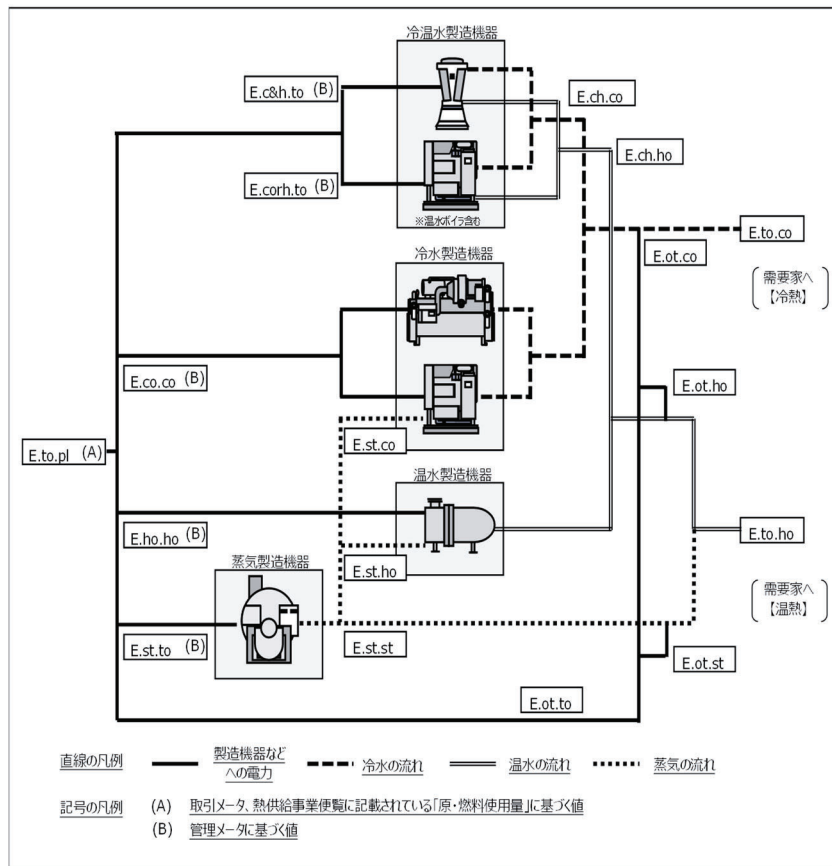


図 3-30 地域冷暖房システム全体における冷水・温水・蒸気の流れと各機器における消費電力量の概要

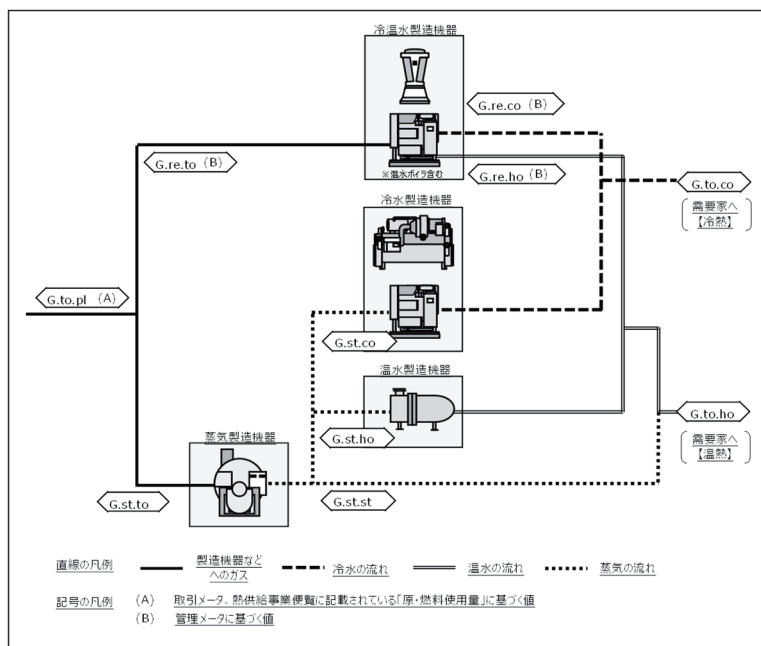


図 3-31 想定するシステム全体における冷水・温水・蒸気の流れと各機器におけるガス使用量の概要