

5章 建築物の一次エネルギー消費量計算法（ウェブプログラム）と設計への応用

5.1 はじめに

本ガイドラインは、事務所、ホテル、病院といった住宅以外の用途に供される建築物をより省エネルギー的に設計・建設するためのノウハウをとりまとめることを主旨としている。ここでの設計行為の最大の目的は、使用開始後における実際のエネルギー消費量（電力については発電所や送電に伴うエネルギー損失を考慮した「一次エネルギー消費量」を尺度とする）の削減にあり、必然的に設計内容によるエネルギー消費量の増減予測をできるだけ正確に行うことが重要となっている。

この章では、建築物省エネルギー法のために整備されている一次エネルギー計算プログラム（以下「ウェブプログラム」）について、その性質を明らかにするとともに、計算によって設計内容がどのように評価されるのかについて具体例を用いて解説する。

ただし、ウェブプログラムは、建築物省エネ法のための適合性判定（省エネルギー基準への適合が義務化されているカテゴリーの建築物が対象）や届け出のために開発されたものであり、その開発途上においては実測や実験による裏付けを以て精度向上が図られているものの、無誤謬であるとは決して言えず、またどちらかと言えば安全側、即ち省エネルギー効果を控えめに評価するように配慮されていることに留意が必要である。また、省エネルギー効果は、建物の使われ方（内部発熱や外気導入量等の室使用条件、在室時間など）に左右されるものであり、ウェブプログラムの算定結果はあくまでも標準室使用条件におけるものであることにも留意が必要である。

5.2 ウェブプログラムの特徴

国土交通省国土技術政策総合研究所及び国立研究開発法人建築研究所は、国土交通省住宅局、一般社団法人日本サステナブル建築協会、その他の研究機関や大学と共同して、一次エネルギー消費量計算のためのいわゆるウェブプログラムを整備してきた。このプログラムの特徴は概ね次のようなものである（以下に表示する URL は 2020 年 12 月時点で確認したものである）。

特徴 1 透明性の確保のため、計算ロジックは詳細に公表されている。

ウェブプログラム全般：<http://www.kenken.go.jp/becc/index.html>

非住宅建築に係わる計算ロジック等：<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html> の「2.1 算定方法」

特徴 2 省エネルギー技術の効果の評価については、実測データなどに基づいて行っており、効果の

裏付けのある技術のみを取り扱うようにしている。

特徴3 名前の通り、ネット接続してウェブサイト上で計算が可能であり、無料である。マニュアルもウェブサイトを通じて入手できる。

<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html#1-2>

特徴4 一次エネルギー消費量の多寡には、気象条件に加えて建物の使用条件が大きく影響するが、建物用途及び室用途毎に使用条件が明確に規定されている。また、その書式が国際規格化され、使用条件としての数値が例として収められている。

標準室使用条件：<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html> の「2.1 算定方法、その他、標準室使用条件、標準室使用条件詳細」

関連 ISO の概要：<https://www.iso.org/standard/62765.html>, ISO 18523-1:2016 Energy Performance of Buildings, Schedule and condition of building, zone and space usage for energy calculation – Part 1: Non-residential buildings

特徴5 一次エネルギー消費量の多寡には、設備機器の性能値及び実使用条件下の特性が大きく影響するが、計算対象となる設備機器の性能値を規定する規格が明確に指定されていて、使用している特性情報については計算ロジックの中で公表している。

熱源機器特性係数：<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html> の「2.1 算定方法、その他、熱源機器特性係数」

特徴6 質問の受付窓口が設けられている（一般財団法人建築環境・省エネルギー機構「省エネサポートセンター」）。

http://www.ibec.or.jp/ee_standard/support_center.html

5.3 ウェブプログラムの使用方法

この章では、「標準入力法」を用いた一次エネルギー計算を行った結果について解説する。読み進む上で読者は自身で計算を行う必要はないが、ウェブプログラムの使用方法については下記のマニュアル類を参照されたい。なお、今回使用した「標準入力法」とは別に入力データの作成がより簡便な「モデル建物法」が存在するが、計算精度の点では前者のほうが優れている。

- ・エネルギー消費性能計算プログラム（非住宅版）解説、国土交通省国土技術政策総合研究所、国立研究開発法人建築研究所（URLの確認は2020年12月時点）、

https://www.kenken.go.jp/becc/documents/building/Manual/webprov2_manual_20181001.pdf

5.4 計算条件

空調設備の設計は熱負荷を計算することからスタートする。建築用途や規模、利用状況から空調方式として何がよいかを検討し、採用するシステムに用いる機器や配管の仕様を熱負荷計算によって決定する。また、時には負荷計算結果を参考に、断熱の強化や開口部性能を向上させるなどの建築外皮仕様の変更提案も必要となる。熱負荷計算手法は定常熱負荷計算と非定常熱負荷計算の手法があり、前者は設計用室内温湿度、設計用屋外温湿度条件を一定として計算し、最大熱負荷を簡便に算出して機器容量を求めることに使用されている。後者は時々刻々と変動する屋外温湿度条件を入力して熱負荷を一定時間ごとに算出する。この値の最大値から機器容量を決定し、年間熱負荷集計からランニングコストを算出するのに用いることも可能である。今回は熱負荷計算の手法としても最も定着している定常熱負荷計算手法により機器容量を決定する。

今回の計算対象は東京（省エネルギー基準における6地域）に立地する延床面積約1万㎡の事務所ビルを対象とし、建物の諸元を表5-1に、建築図を図5-1-1から図5-1-8に示す。一次エネルギー消費量の計算は、基準仕様（即ち、基準値水準の設計一次エネルギー消費量となる仕様）であるケース1と、省エネルギー性能を向上させたケース2～5について行い、設計仕様によって省エネルギー性能が変化する様子を検討した。計算条件として外皮仕様を表5-2に、開口部仕様を表5-3に示すが、表中の()書きの数値は、省エネルギー基準の基準値にほぼ等しい性能を持つ建物の仕様（基準仕様）に相当する数値である。例えば、外壁の熱貫流率は基準仕様の場合は $0.93\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ （断熱厚さは25mm）であるのに対して、 $0.59\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ （断熱厚さは50mm）として断熱性能を向上させた設計条件について主に計算を行った。

外皮の断熱仕様により、空調設備の熱源や空調機の容量が変わってくる。容量計算は、実務でよく使用されている国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修による「建築設備設計基準平成30年度版」（出版元：一般社団法人公共建築協会）によった。表5-4に容量設計に使用した外気及び室内条件、及び内部発熱条件を示す。この条件は、容量設計を目的としたものであり、建物使用時のエネルギー消費量を推定する目的を持ったウェブプログラムの標準室使用条件とは異なるものである。

表 5-1 建物の緒元

建設地：東京（6地域）	構造：S+RC造
建物階数：地上7階	延べ床面積：10,358.3㎡
建物用途：事務所	プランの特徴：各階2区画の事務室スペース

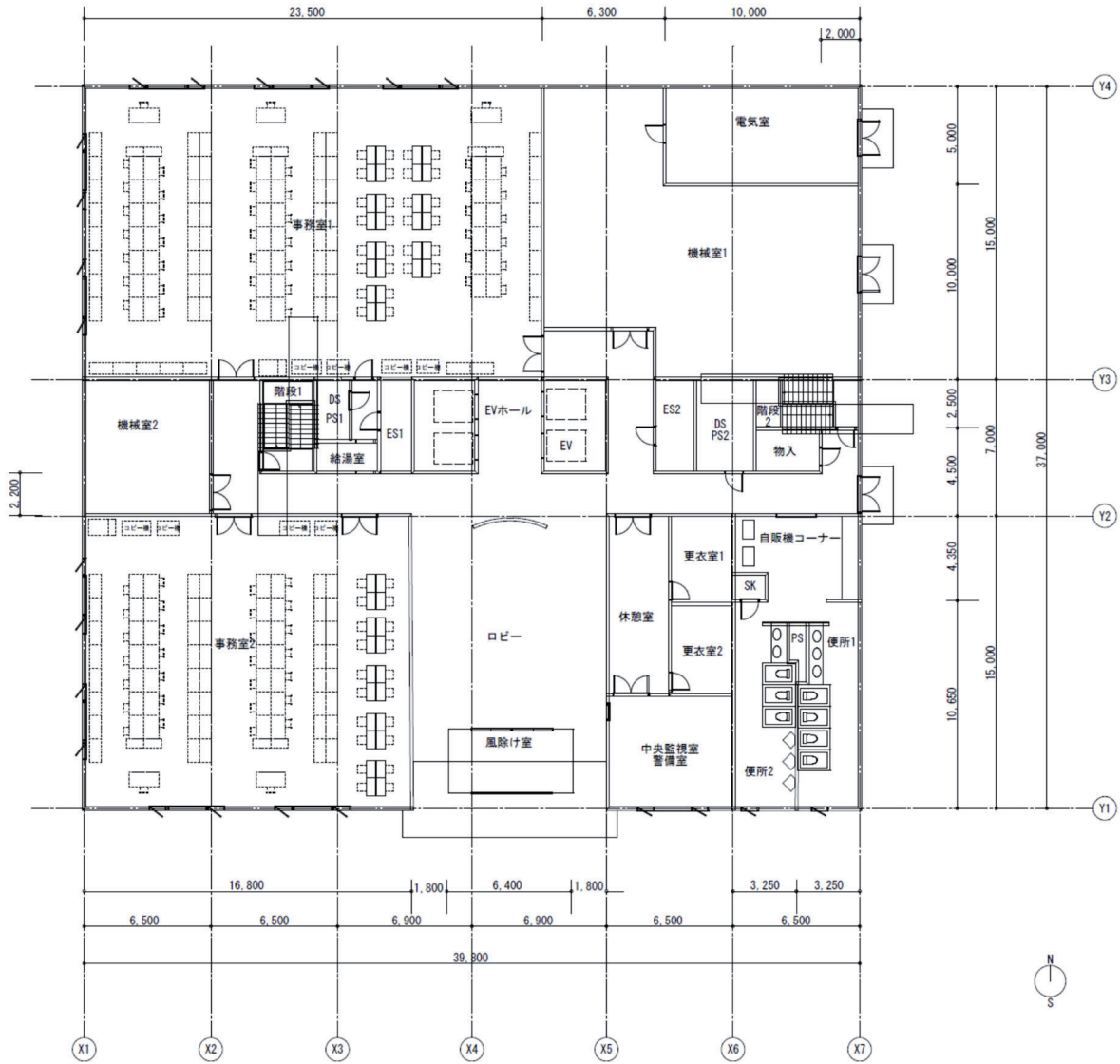


図 5-1-1 1階平面図

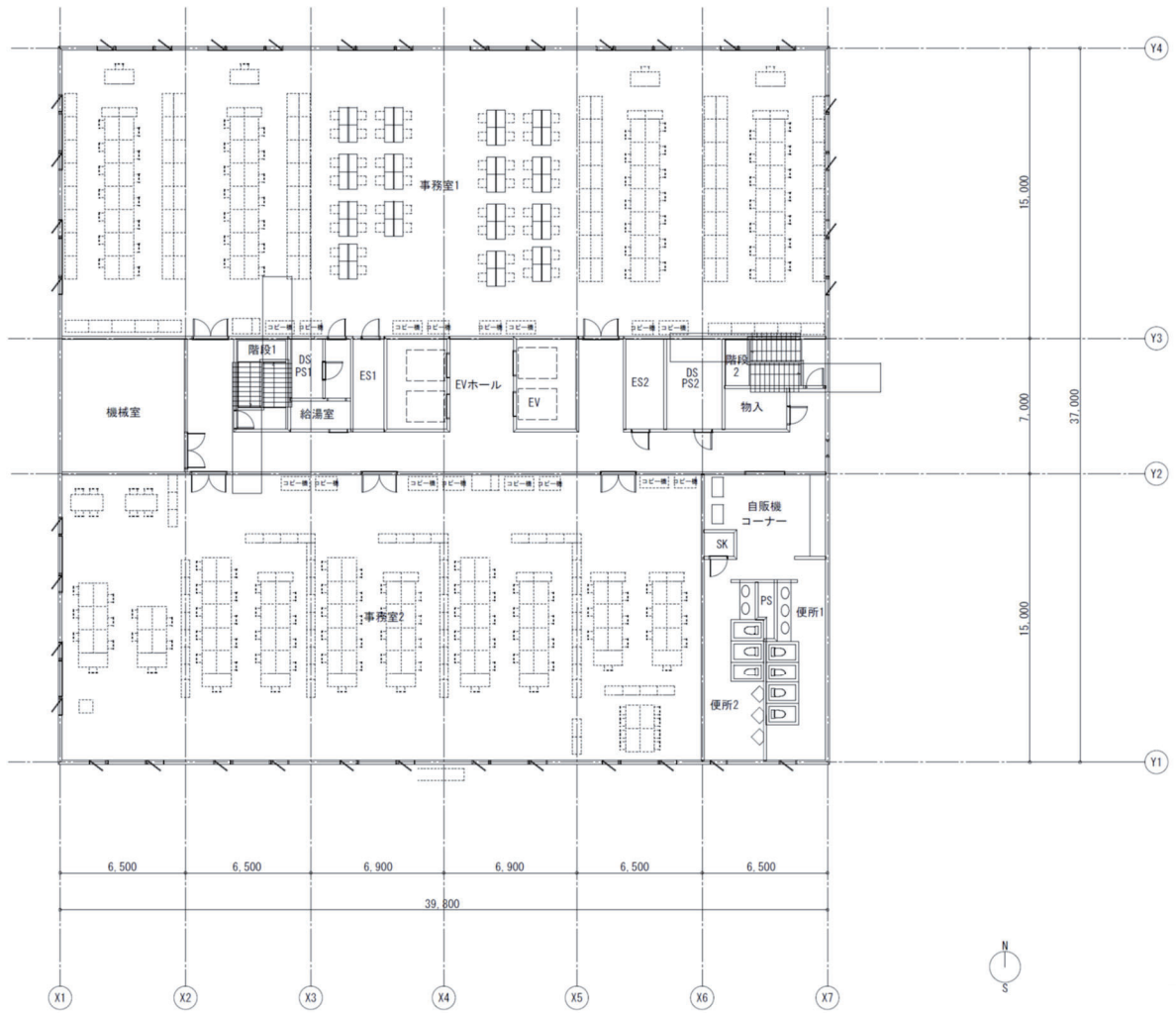


図 5-1-2 2~7階平面図

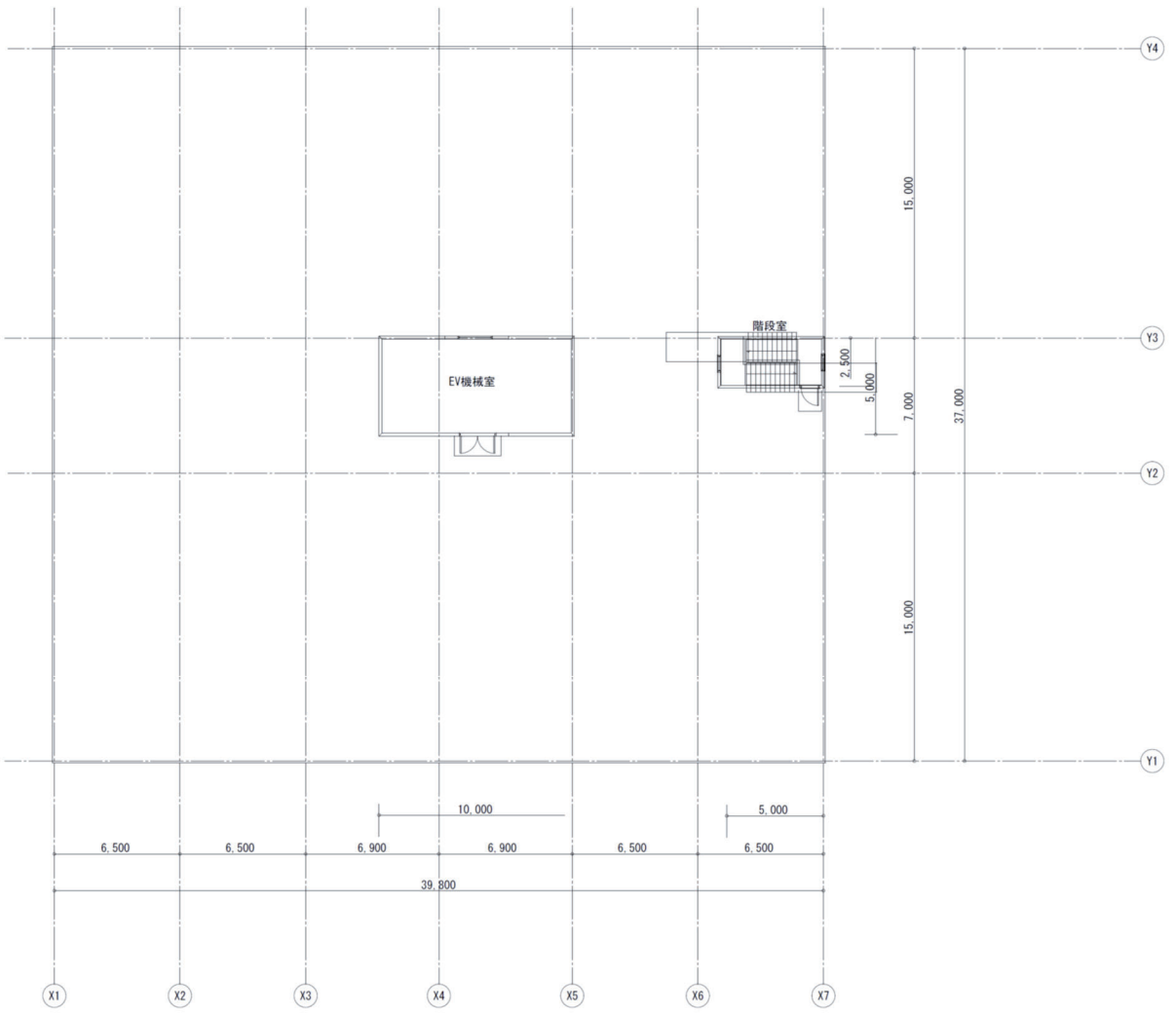


图 5-1-3 屋上平面图

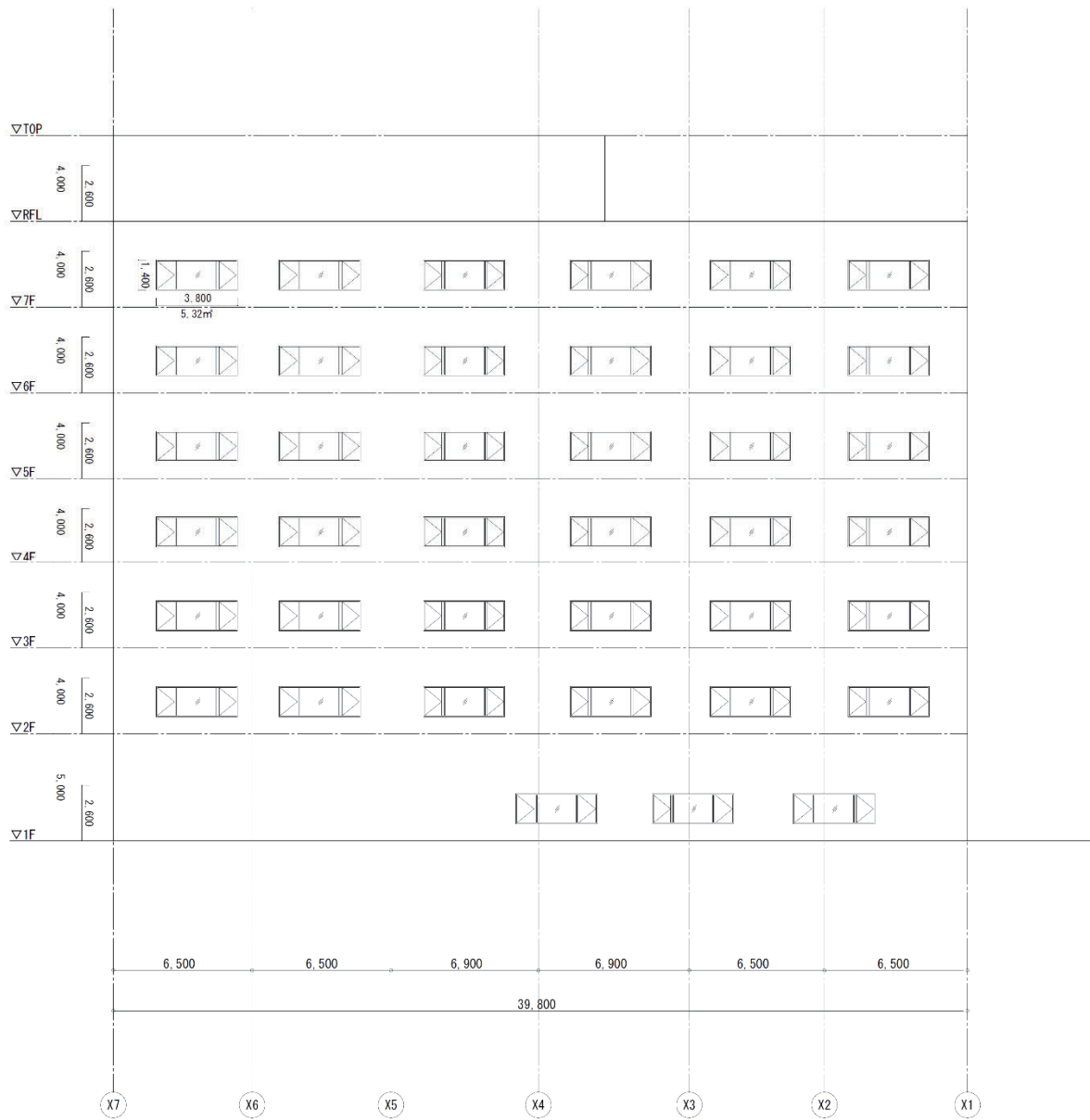


图 5-1-4 北側立面图

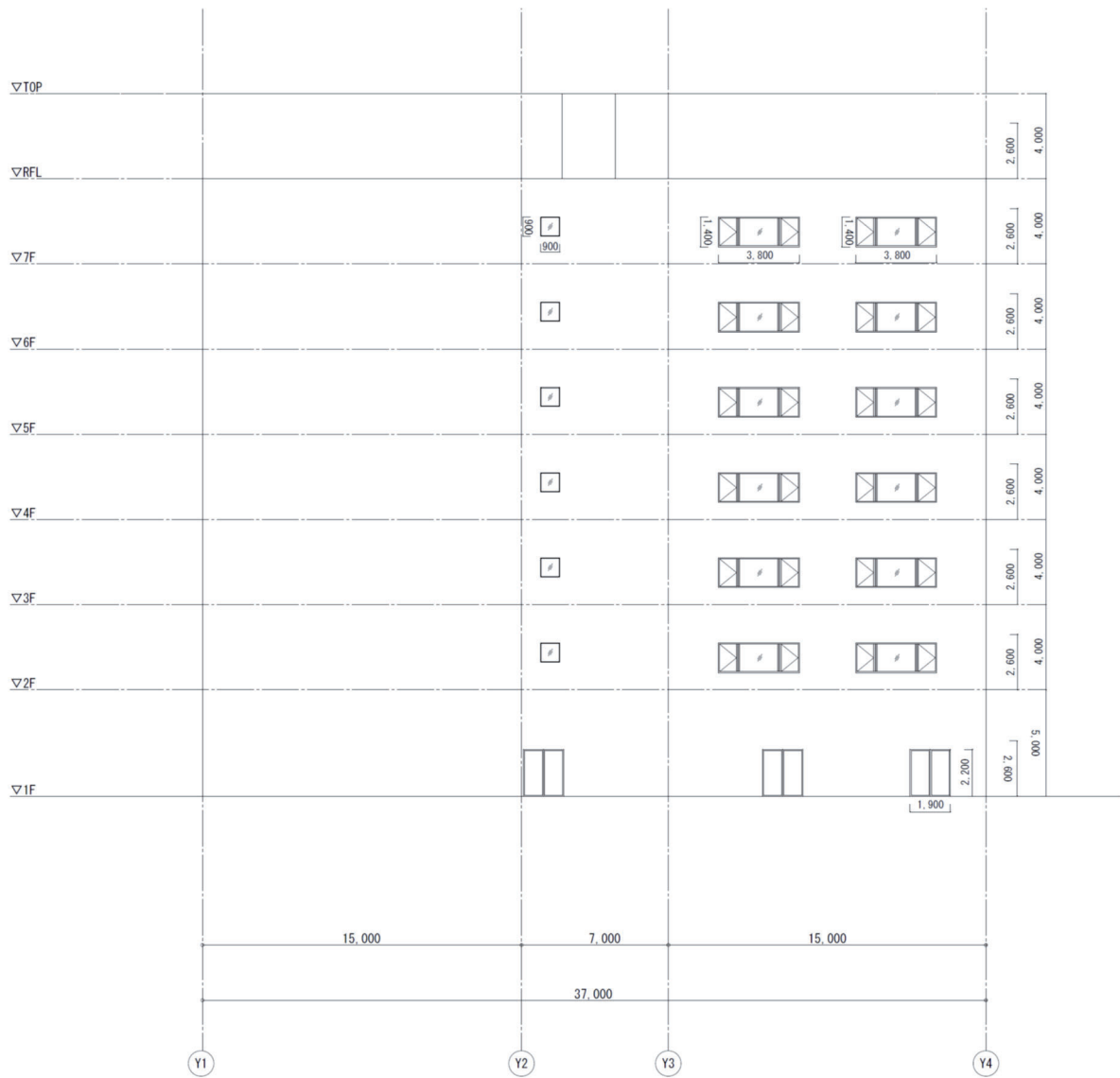


图 5-1-5 東側立面图

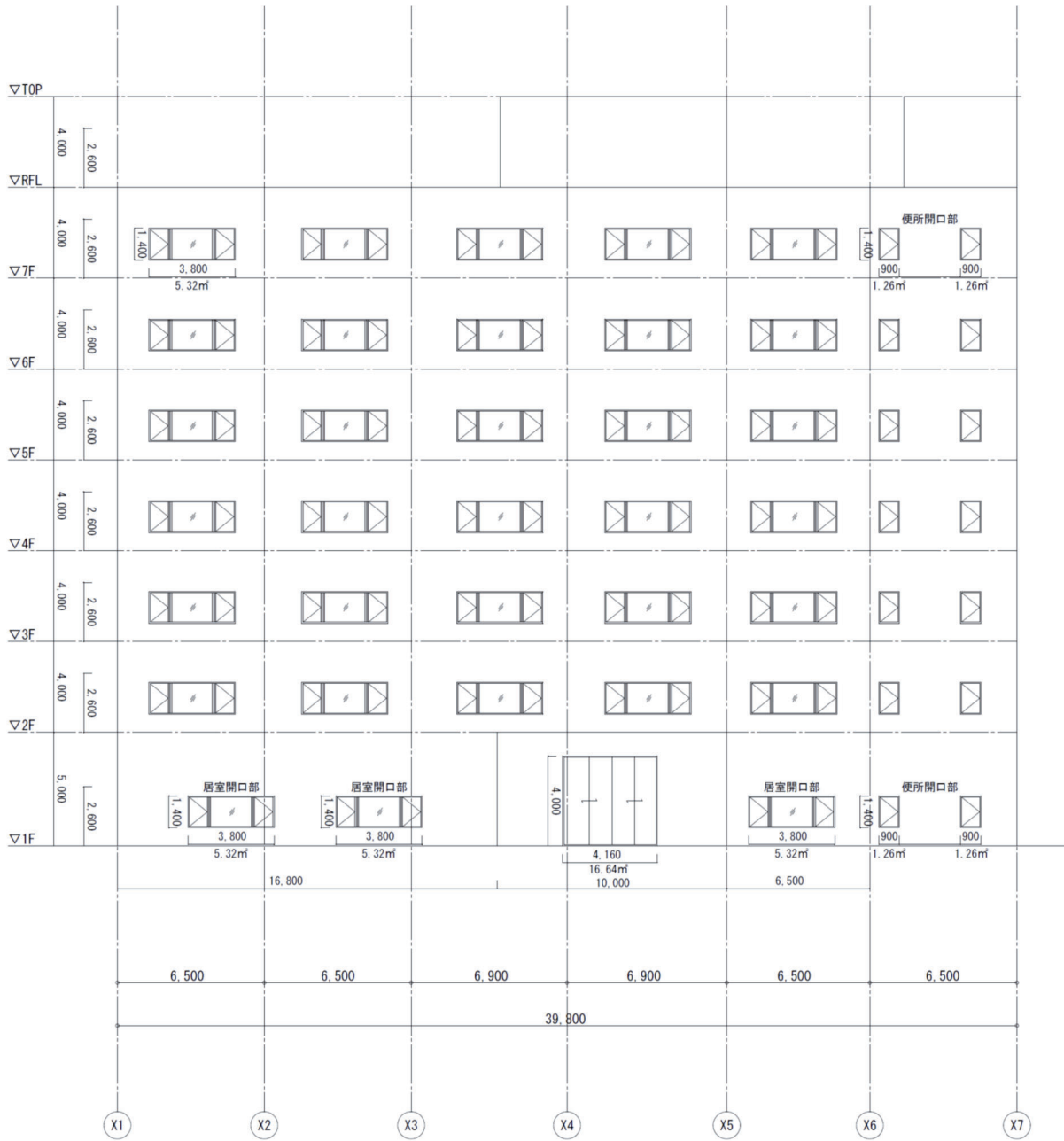


图 5-1-6 南侧立面图

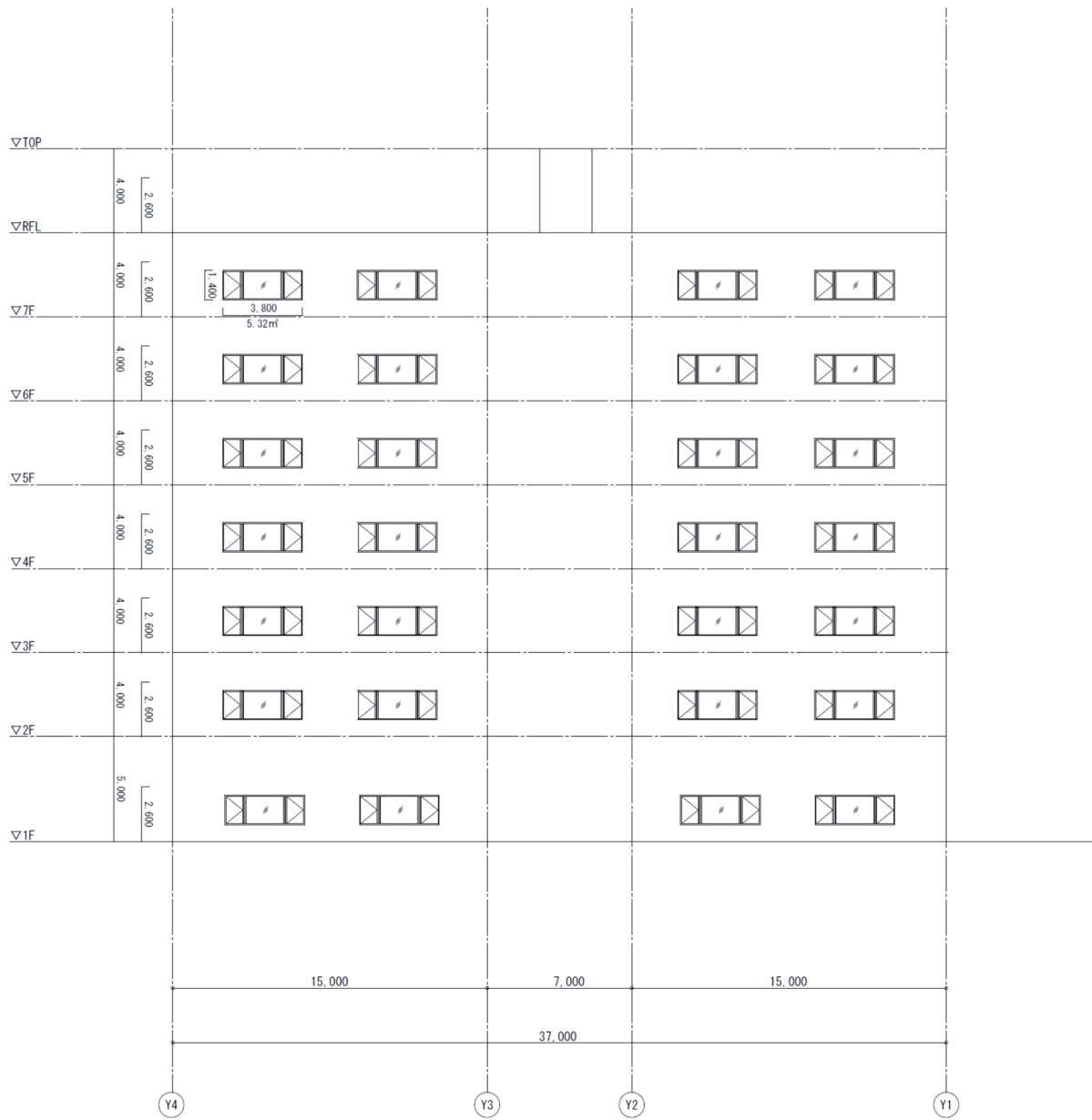
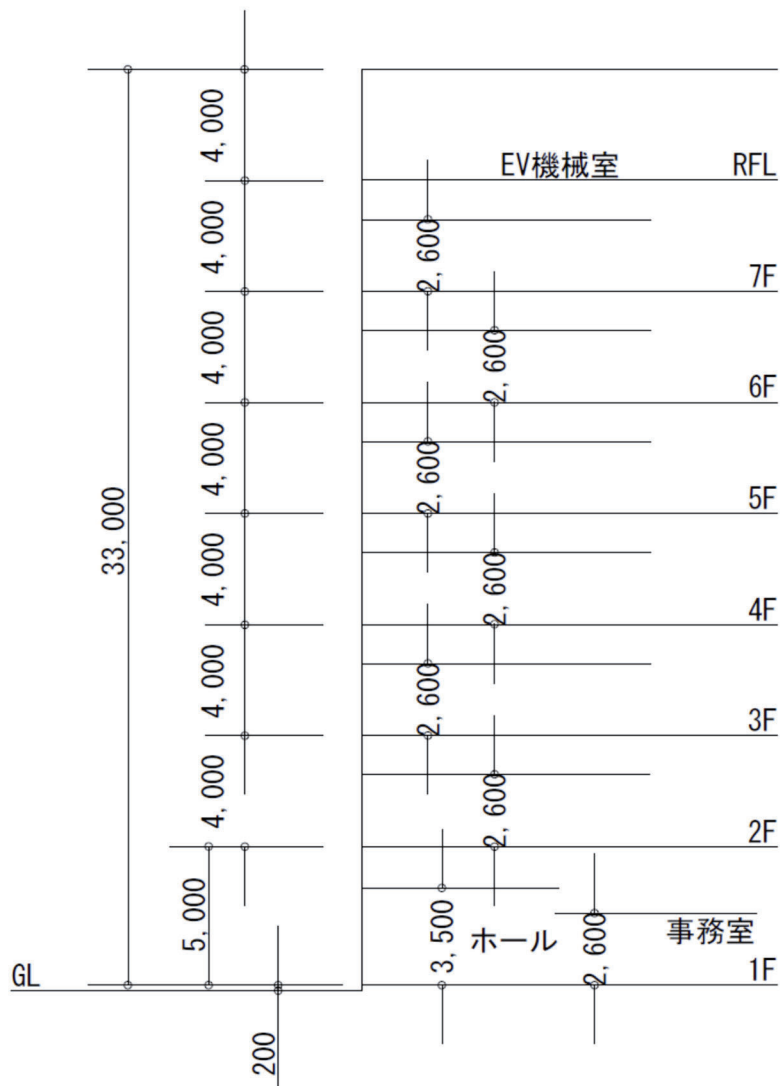


图 5-1-7 西側立面图



RF	63.5m ²
7F	1,472.60m ²
6F	1,472.60m ²
5F	1,472.60m ²
4F	1,472.60m ²
3F	1,472.60m ²
2F	1,472.60m ²
1F	1,459.16m ²
延べ床面積	10,358.26m ²

図 5-1-8 断面図および各階延べ床面積

表 5-2 外皮仕様

地域	6 地域		
外壁名称 熱貫流率 [W/m ² K]	建材番号	建材名称	厚さ [mm]
内壁 天井面 1.53	-	室内側	-
	70	ロックウール化粧吸音板	12
	62	せっこうボード	9
	302	非密閉中空層	0.07
	41	コンクリート	150
	101	ビニル系床材	3
	-	室外側	-
内壁 床面 1.53	-	室内側	-
	101	ビニル系床材	3
	41	コンクリート	150
	302	非密閉中空層	0.07
	62	せっこうボード	9
	70	ロックウール化粧吸音板	12
	-	室外側	-
接地床 0.8	-	室内側	-
	101	ビニル系床材	3
	47	セメント・モルタル	27
	41	コンクリート	150
	22	土壌	-
	-	室外側	-
屋上 0.32 (0.53)	-	室内側	-
	70	ロックウール化粧吸音板	12
	62	せっこうボード	10
	302	非密閉中空層	0.07
	41	コンクリート	150
	47	セメント・モルタル	15
	103	アスファルト類	5
	47	セメント・モルタル	15
	181	押出法ポリスチレンフォーム 保温板 1種	100 (50)
	41	コンクリート	60
-	室外側	-	
外壁 0.59 (0.93)	-	室内側	-
	62	せっこうボード	8
	302	非密閉中空層	0.07
	181	押出法ポリスチレンフォーム 保温板 1種	50 (25)
	41	コンクリート	150
	47	セメント・モルタル	25
	67	タイル	10
	-	室外側	-

表 5-3 窓仕様

	仕様	熱貫流率[W/m ² K]	日射熱取得率
基準仕様	T 単板ガラス 窓面積率（対壁全体）30%	6.0	0.88
省エネ性を向上させた計算仕様	2LsG12二層複層ガラス（Low-E1枚、断熱ガラス、日射遮蔽型、中空層幅12mm）、金属樹脂複合製、窓面積率（対壁全体）30%	1.6	0.40

表 5-4 空調設備の容量決定のための外気・室内条件及び内部発熱条件

	夏期				冬期			
	乾球温度 [°C]	絶対湿度 [g/kg]	相対湿度 [%]	比エンタルピー[kJ/kg]	乾球温度 [°C]	絶対湿度 [g/kg]	相対湿度 [%]	比エンタルピー[kJ/kg]
外気条件	34.7	18.8	53.5	83.1	1.8	1.7	40.1	6.1
一般室	26.0	10.5	50.0	52.9	22.0	6.6	40.0	38.9

主用途	用途別負荷条件					
	照明負荷 [W/m ²]	事務機器 [W/m ²]	大型事務機器 [W]	人員 [人]	単位人体発熱	
					顕熱 [W/人]	潜熱 [W/人]
事務室1	10	15	4000	120	69	53
事務室2	10	15	4000	100	69	53

ウェブプログラムによる設計一次エネルギー消費量の計算における、便所や機械室などの非空調室の換気設備の換気回数は表 5-5 のように想定した。

また、照明設備の設計照度（ケース 2～5）は、表 5-6 に示すように、事務室についてはタスク・アンビエント照明を想定し、タスク照明による作業面照度は 750lx とし、アンビエント照明による周辺机上照度はその 1/2 程度の 400lx とした。ただし、タスク照明用の器具については、コンセント接続の器具を後で設置することを想定しており、3.3（5）に示したように省エネ基準では評価対象外であることから、ウェブプログラムには入力していない。基準仕様（ケース 1）については表 5-9 に記す。

表 5-5 非空調室の換気設備の換気量等想定

室名	換気回数	換気種別
便所	8	第三種
物入	3	第三種
給湯室	20	第三種
機械室	5	第一種
電気室	10	第一種
休憩室	5	第三種

表 5-6 ケース2～5における照明設備の設定照度

室名	設計照度	仕様
事務室	タスク：750 lx アンビエント：400 lx	タスク：LEDスタンドライト アンビエント：LED直管
便所	100 lx	LEDダウンライト
給湯室	200 lx	LED直管
通路	100 lx	LEDダウンライト
機械室	200 lx	LED直管
更衣室	200 lx	LED直管
中央監視室	200 lx	LED直管

表 5-7 一次エネルギー消費量計算の計算条件概要（対象：事務所ビル）

ケース 番号	外皮条件				設備条件			備考
	躯体断熱		開口部		空調及び非空調室の機械換気設備	照明	給湯	
	基準 仕様	向上 仕様	基準 仕様	向上 仕様				
1	○		○		基準設定仕様に準じ、中央式主体とし、ウォーターチリングユニット(空冷式)2台、空調機、全熱交換器を仕様を決定。非空調室機械換気設備の省エネ措置は無しとした。	設計照度は750 lx、蛍光ランプ高周波点灯専用形、省エネ制御の適用は無しとした。	便所に自動給湯栓を適用し、熱源は電気瞬間湯沸器を設置。	
2		○		○	パッケージエアコン(以下「EHP」、「VRF(E)」とも表記する)、全熱交換ユニット、非空調室の機械換気設備効率を向上。非空調室機械換気設備にはインバータが設置され、機械室及び電気室の機械換気設備は温度制御が適用されているとした。	タスク・アンビエント照明を想定し、設計照度400lx、LED、自動制御ブラインドを用いた明るさ検知制御(「調光方式BL」)を適用。	同上	
3		○		○	ガスヒートポンプ冷暖房機(以下、「GHP」、「VRF(G)」とも表記する)、全熱交換ユニット、非空調室の機械換気設備効率を向上。	同上	同上	
4		○		○	中央式主体とし、ウォーターチリングユニット(空冷式モジュール形)7台、二次冷温水ポンプ3台、空調機及び全熱交換器の仕様を向上。	同上	同上	
5		○		○	中央式主体とし、吸収式冷凍機(一重二重併用形、都市ガス)2台、二次冷温水ポンプ3台、空調機及び全熱交換器の仕様を向上。	同上	同上	

なお、給湯設備については事務室に付随した給湯室用のため、貯湯式電気給湯機(12L)を想定した。

計算を行う各ケースにおける外皮及び設備仕様の概要を表 5-7 に示す。計算はすべての仕様を基準設定仕様とほぼ同レベルとしたケース 1 を含めて 5 ケースについて実施した。各ケースの外皮仕様及び設備仕様の詳細を表 5-8 と表 5-9 に示す。なお、空調設備機器類の能力・容量に係わる設計過程については「5. 5 空調設備の容量設定」において根拠を解説する。

表 5-8 各計算ケースにおける外皮仕様の詳細

	開口部	壁面	屋根	土間
ケース1	単板ガラス、 金属サッシ	押出発泡ポリスチレン 保温板1種25mm厚	押出発泡ポリスチレン 保温板1種50mm厚	無断熱
ケース2 ～ケース5	複層Low-E、 金属樹脂複合サッシ	同 50mm厚	同 100mm厚	無断熱

表 5-9 各計算ケースにおける設備仕様の詳細

設備	特徴	備考
空調	<p>(1)空調方式は以下とし、冷暖切替式として冷暖同時対応はできない方式とする。 ケース1、ケース4及び5 主として中央式空調設備とし、1階の中央監視室、更衣室及び休憩室のため個別分散型空調設備を一部使用。 ケース2及び3 すべての事務室を含めて個別分散型空調設備とする。</p> <p>(2)各ケースにおける熱源、二次ポンプ、空調機等の諸元を以下に記す。</p> <p>ケース1. 基準レベル</p> <ul style="list-style-type: none"> ・主たる熱源はウォーターチリングユニット(空冷式、冷却加熱能力はいずれも615kW/台、主機定格エネルギー消費量は冷却時190kW/台、加熱時180kW/台、一次ポンプの定格消費電力14.0kW/台)を2台。 ・二次ポンプは定格流量56.7m³/h、定格消費電力15.0kWを2台構成とし、台数制御及び変流量制御(最小流量比60%)を行う。WTF(二次ポンプの定格熱処理量を同ポンプの消費電力で除した値。以下同じ。)=30.7。 ・空調機等(ロビー及び廊下はファンコイルユニット)の冷却能力及び消費電力は各々0.12kW/m²、18.3W/m²であり、ATF(空調機の定格能力を送風機の定格消費電力で除した値。以下同じ。)=6.5。定風量制御とする。 ・主な(2階～7階用)2機種 of 全熱交換器(回転形)の全熱交換効率(暖冷房時平均)=67%及び64%、面風速は2.1m/s及び2.6m/s、風量比(給気/排気)はいずれも1.4。 ・中央監視室、更衣室、休憩室のみはパッケージエアコン(EHP) <p>ケース2</p> <ul style="list-style-type: none"> ・空調用熱源はすべてパッケージエアコン(EHP) ・EHPの室内機は冷房能力及び暖房能力は単位空調面積※当たり、0.118kW/m²及び0.133kW/m²。ATF(ここでは、冷房能力を室内機の消費電力で除した値とする)=105。定風量制御とした。 ・主な(2階～7階用)機種 of 全熱交換器(静止形)の全熱交換効率(暖冷房時平均)=70%、有効換気量率92%、風量比(給気/排気)=1.25。また、主な全熱交換器の比消費電力(SFP)=0.51。 <p>※単位空調面積当たりの能力の算出においては、中央監視室、更衣室1及び2、休憩室を除くその他の空調空間を対象とし、それらの床面積は7411.9m²であった。</p>	<p>冷却時COP=3.24、加熱時COP=3.42(一次ポンプを除く)。 単位空調面積当たりの熱源容量=0.166kW/m²。</p> <p>EHP熱源の冷房時COP=3.39、暖房時COP=2.96(一次エネルギー換算COPは各々1.25及び1.09)。単位空調面積当たりの冷房能力及び暖房能力は各々0.122kW/m²及び0.141kW/m²。</p>

	<p>ケース3</p> <ul style="list-style-type: none"> ・空調用熱源は主にガスヒートポンプ冷暖房機(GHP)とし、各階のエレベーターホール、1階のロビー、中央監視室、更衣室、休憩室はEHPとした。 ・GHPの室内機(1階～7階の事務室設置)は冷房能力及び暖房能力が0.118kW/m²及び0.133kW/m²。ATF=110(ここでは、冷房能力を室内機の消費電力で除した値とする)。定風量制御とした。 ・主な(2階～7階用)機種種の全熱交換器(静止形)の仕様及び特性値はケース2と同じとした。 	<p>GHP熱源の冷房時COP=1.09、暖房時COP=1.26(いずれも一次エネルギー換算COP)。単位空調面積当たりの冷房能力及び暖房能力は各々0.131kW/m²及び0.147kW/m²。</p>
空調 (続き)	<p>ケース4</p> <ul style="list-style-type: none"> ・主たる熱源はウォーターチリングユニット(空冷式)とし、冷却加熱能力は同一で180kW/台のものを4台、150kWのものを1台、計5台とする。主機定格エネルギー消費量は、前者は冷却時55.9kW/台、加熱時53.26kW/台、後者は冷却時42.85kW/台、加熱時42.33kW/台。一次ポンプの電動機出力は、前者が2.2kW/台、後者が1.5kW/台。 ・二次ポンプは定格流量50.4m³/h/台、電動機出力3.7kW/台を3台構成とし、台数制御及び変流量制御(最小流量比30%)を行う。WTF(二次ポンプの定格熱処理量を同ポンプの電動機出力で除した値。以下同じ。)=111*。 ※二次配管系の往還温度差を7度、流速の目安を1m/sとしたため、搬送効率が高くなっている。 ・空調機等(パライメータ、ロビー及び廊下はファンコイルユニット)の冷却能力及び消費電力は各々0.111kW/m²、5.7W/m²であり、空調機及びファンコイルユニットのATF(定格冷房能力を送風機の定格消費電力で除した値。以下同じ。)は各々11.4と40.3。空調機のみ変風量制御とし、最小風量比は30%とする。 ・主な(2階～7階用)2機種種の全熱交換器(回転形)についてはケース1と同条件、すなわち全熱交換効率(暖冷房時平均)=67%及び64%、面風速は2.1m/s及び2.6m/s、風量比(給気/排気)はいずれも1.4とする。 <p>ケース5</p> <ul style="list-style-type: none"> ・主たる熱源は直焚吸収冷温水器(水冷式)とし、冷却能力527kW/台、加熱能力398kW/台のものを2台とする。冷却時の主機定格エネルギー消費量は、408.9kW/台、補機定格消費電力は4.6kW、加熱時は各々457.5kW/台及び4.3kW/台。一次ポンプの電動機出力は3.7kW/台(冷却時、加熱時とも)。 ・冷却塔は冷却能力516kW/台のものを2台とし、冷却塔のファン電動機出力及び冷却水ポンプ電動機出力は各々2.2kW/台×2、7.5kW/台×2とする。 ・二次ポンプ及び空調機等はケース4と同じ。 ・全熱交換器についてもケース4と同じ。 	<p>能力180kWの機種は、冷却時COP=3.22、加熱時COP=3.38(一次ポンプを除く)、能力150kWの機種は、冷却時COP=3.50、加熱時COP=3.54。単位空調面積当たりの熱源容量=0.117kW/m²。</p> <p>冷却時COP=1.25、加熱時COP=0.85(いずれも一次エネルギー換算COP、一次ポンプを除く)。単位空調面積当たりの熱源容量は、冷却0.142kW/m²、加熱0.107kW/m²。</p>
非空調 室の換 気設備	<p>(1)対象となる非空調室は、表 5-5に掲げる便所や機械室など7種類の室である。なお、休憩室は空調室であるがその一部にあるシャワー室の換気を想定している。また、エレベーター機械室の排熱等のためには換気設備を代替するパッケージエアコンの設置を想定している。</p> <p>(2)各ケースにおける換気設備の諸元を以下に記す。なお、エレベーター機械室の換気代替空調設備は、熱源の冷却能力及び一次エネルギー効率4.5kW及び1.25、室内機の風量及び電動機定格出力は1000m³/h、50Wとする。</p>	
非空調 室の換 気設備 (続き)	<p>ケース1. 基準レベル</p> <p>対象室の設計換気回数は省エネルギー基準の基準設定仕様とし、表5-5とは異なる下記の値とした。</p>	

室名	換気回数	換気種別	電動機出力
便所	15(40.5m ³ /h・m ²)	第三種	0.34kW
物入(倉庫)	5(13.5m ³ /h・m ²)	同上	0.03kW
給湯室	同上	同上	0.02kW
機械室	同上	第一種	1.1又は0.3kW
電気室	10(27m ³ /h・m ²)	同上	0.68kW
休憩室(更衣室)	5(13.5m ³ /h・m ²)	第三種	0.10kW

また、電動機出力の算出においては、換気設備の機外静圧(ダクト系の圧力損失)を300Pa、換気量の設計余裕率(機器選定時の余裕)を1.2、送風機効率と伝達装置効率の積を0.4と仮定した。なお、ウェブプログラム内部では機械換気設備の場合、電動機効率を0.75としてエネルギー消費量の計算が行われている。インバータの設置は無し、温度制御等による制御も無しとする。運転時間は標準室使用条件に準じる。

ケース2～ケース5
対象室の設計換気量及び電動機出力を下表の値と定した。

室名	換気回数	換気種別	電動機出力
便所	8(21.6m ³ /h・m ²)	第三種	0.154kW
物入(倉庫)	3(8.1m ³ /h・m ²)	同上	0.022kW
給湯室	20(54m ³ /h・m ²)	同上	0.066kW
機械室	5(13.5m ³ /h・m ²)	第一種	0.902又は0.242kW
電気室	10(27m ³ /h・m ²)	同上	0.55kW
休憩室(更衣室)	5(13.5m ³ /h・m ²)	第三種	0.088kW

インバータの設置は有、温度制御等による制御も有とする。運転時間は標準室使用条件に準じる。

照明 (1)ケース1. 基準レベルの照明設備は、基準設定仕様に準じたものとし、すべて蛍光灯とした。室用途別の想定は下表の通りである。

室用途	光源	保守率	設定照度lx	消費電力W/m ²
事務室	FHF32	0.69	750	16.3
中央監視室	同上	0.69	500	13.7
更衣室・倉庫	同上	0.69	300	6.6
廊下	FHT32	0.7	200	8
ロビー	MT70	0.69	500	17.9
便所	FHT32	0.7	300	12
機械室・電気室	FHF32	0.69	200	4.9
湯沸室	同上	0.69	300	6.6

(2)ケース2～ケース5の照明設備の諸元(共通)は以下の通りである。
すべてLED型器具とし、事務室はタスク・アンビエント照明とシタスク照明の設定照度を750ルクス(評価対象外)、アンビエント照明の設定照度を400ルクスとし、明るさ検知制御(自動制御ブラインド併用、「調光方式BL」)を想定した。便所には在室検知制御(「点滅方式」)を想定した。すべての照明器具の保守率はケース1と同値とした。

給湯 ・この事務所建物の場合、給湯用途は便所が主であることから、現実的な仕様を考慮し、すべてのケースについて、便所の洗面器用途に貯湯式電気給湯機と自動給湯栓を想定した。休憩室のシャワー用には潜熱回収型ガス給湯機及び節湯B1を想定した。

昇降機 ・すべてのケースについて、昇降機は2台設置とし速度制御方式をVVVF(電力回生あり、ギアレス)とした。

5.5 空調設備の容量設定

本節では、前節の表 5-9 に示したケース 2～5 のための空調設備の容量を決定するために行った検討の内容を解説する。なお、ケース 1 は建築物省エネルギー法における基準値の導出条件である設備容量（単位空調面積当たりで定められている）に準じた設計内容であるため、容量設定検討の対象とはしていない。

ここでの容量設定は、国土交通省大臣官房官庁営繕部設備・環境課監修による「建築設備設計基準平成 30 年版」（出版元：一社）公共建築協会）に定められた方法（以下「建築設備設計基準」）に準じることとした。検討対象の事務所建物を対象に熱負荷計算を行うとともに空調システムの構成機器の能力選定を行った結果について、省エネルギーのための手法の検討を含め説明する。「建築設備設計基準」は、官庁建物のみでなく、民間建物の設計においても広く参考とされているものと言えるが、必ずしもこれに準拠していない設計も少なからず行われていると考えられる。なお、本節の検討内容の詳細については参考文献 1 に収められている。本項では熱負荷計算の結果を用い、計画建物における空調機器の能力選定手順を説明する。なお、各空調方式でのシステム等の選定方法は 3 章を参照されたい。

図 5-2 に空調設備の容量設計の流れを示す。

また、表 5-10 は中央式空調設備とする場合（ケース 4 及びケース 5）のための空調機に係る熱負荷計算の集計の一部抜粋である。左半分が冷房負荷、右半分が暖房負荷に関する部分であり、各々が室内負荷（本ケースの空調機の場合はインテリア部分の内部発熱等）と外気負荷に関する部分から構成される。熱源選定においては、空調機分に加えてファンコイルユニット分の熱負荷も加算した上で、中央式熱源が分担する建物全体の時刻別負荷の最大値（本建物の場合は冷房負荷 q_m ）を基に選定を行う。

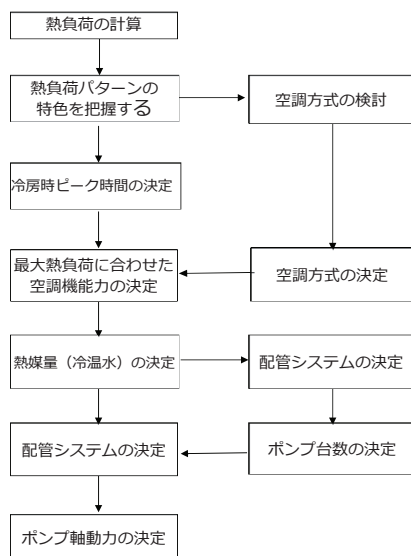


図 5-2 空調設備の容量設定のフロー図

表 5-10 建物時刻別負荷と外気負荷の集計の一部抜粋

階	系統	冷房負荷											暖房負荷				備考					
		時刻		外気負荷				時刻別負 [W] (室内負荷+外気負荷)					外気負荷		負荷合計							
		時刻	室内負荷 [W]	外気量 Qo [m³/h]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	外気量 室内 [kJ/kg(DA)]	外気量 室外 [kJ/kg(DA)]	外気量 Δh [kJ/kg(DA)]	外気量 Δh (=Qo・Δh/3)	9時	12時	14時	16時	室内負荷 [W]	外気量 Qo [m³/h]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]		外気量 Δh (=Qo・Δh/3) [W]	室内負荷+外気負荷 [W]			
1	AHU-1	9	11,356						21,009					6,610	2,130	38.9	6.1	14.4	10,247	16,857	熱交換効率 0.56	
		12	11,826	2,130	83.8	52.9	13.6	9,653	21,479				21,577	6,610	2,130	38.9	6.1	14.4	10,247	16,857	熱交換効率 0.56	
		14	11,924																			
		16	11,689																			
	AHU-2	9	8,426					16,621						4,400	1,530	38.9	6.1	17.1	8,699	13,098	熱交換効率 0.48	
		12	7,846	1,530	83.8	52.9	16.1	8,195	16,041				16,108	4,400	1,530	38.9	6.1	17.1	8,699	13,098	熱交換効率 0.48	
		14	7,913																			
		16	7,753																			
2	AHU-3-1	9	18,372					30,237						10,048	3,600	38.9	6.1	10.5	12,595	22,643	熱交換効率 0.68	
		12	20,889	3,600	83.8	52.9	9.9	11,866	32,755				32,992	10,048	3,600	38.9	6.1	10.5	12,595	22,643	熱交換効率 0.68	
		14	21,127																			
		16	20,557																			
	AHU-3-2	9	17,393					27,899						10,211	3,000	38.9	6.1	11.2	11,152	21,363	熱交換効率 0.66	
		12	19,399	3,000	83.8	52.9	10.5	10,506	29,905				30,146	10,211	3,000	38.9	6.1	11.2	11,152	21,363	熱交換効率 0.66	
		14	19,640																			
		16	19,061																			
3	AHU-3-3	9	18,372					30,237						10,048	3,600	38.9	6.1	10.5	12,595	22,643	熱交換効率 0.68	
		12	20,889	3,600	83.8	52.9	9.9	11,866	32,755				32,992	10,048	3,600	38.9	6.1	10.5	12,595	22,643	熱交換効率 0.68	
		14	21,127																			
		16	20,557																			
	AHU-3-4	9	17,393					27,899						10,211	3,000	38.9	6.1	11.2	11,152	21,363	熱交換効率 0.66	
		12	19,399	3,000	83.8	52.9	10.5	10,506	29,905				30,146	10,211	3,000	38.9	6.1	11.2	11,152	21,363	熱交換効率 0.66	
		14	19,640																			
		16	19,061																			
4	AHU-3-5	9	18,372					30,237						10,048	3,600	38.9	6.1	10.5	12,595	22,643	熱交換効率 0.68	
		12	20,889	3,600	83.8	52.9	9.9	11,866	32,755				32,992	10,048	3,600	38.9	6.1	10.5	12,595	22,643	熱交換効率 0.68	
		14	21,127																			
		16	20,557																			
合計				20,460			74,458	184,139	195,595	196,953	193,689	61,576	20,460	79,035	140,610							

※上表は「建築設備設計計算書作成の手引き」（一社公共建築協会、平成30年11月）を参考に作成したもので、計算対象建物の1階～3階の事務室と4階の事務室1の空調機負荷算定書となっている。

(1) 中央式

ア 熱源

a 吸収式冷凍機（ケース 4）

冷熱源機器冷凍能力 H_{RC} は建物時刻別冷房負荷集計の最大値 q_m により決定する(但し、冷房負荷 \geq 暖房負荷の場合)。

冷熱源機器容量は、必要容量を満足するための機器 1 台で建物全体をカバーすることは小～中規模では多い。中～大規模ではこれを 2 台や 3 台などに分割して、省エネルギー性を高めるとともに故障時のリスク削減を計ることもある。

本ケースにおいても省エネルギー性能を考慮し、冷熱源機器容量を 2 台に分割する。

本ケースの建物時刻別冷房負荷集計の最大値は冷房負荷で 698kW(14時)、暖房負荷で 461.25kW となる。式 5-1 を用いて熱源を 2 台に分割すると 1 台当たりの冷凍能力は 404kW 以上となり、直近となる機器をメーカーカタログから選定することになる。(表 5-12)。

$$\text{冷熱源機器容量 } (H_{RC}) = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \times q_m / 1000 \quad \text{式 5-1}$$

H_{RC} :冷熱源機器冷凍能力[kW]

q_m :建物時刻別冷房負荷集計の最大値[W]

$K_1 \times K_2 \times K_3$:ポンプ、配管損失、装置負荷係数 (=1.00~1.05)

K_4 :経年係数 (=1.05)

K_5 :能力補償係数 (=1.05)

冷水出入口温度を大温度差とすることで冷温水量を減らし、ポンプの軸動力を減らすことにより冷温水配管の搬送にかかるエネルギーについて省エネを図ることができるため、冷温水出入口温度差を 5 度と 7 度の 2 パターンの条件で計算を行った。冷温水量の変化を表 5-11 に表す。

冷温水量 (L_C および L_H) の計算式:

$$L_C = \frac{14.3 \times H_{RC}}{t_{WC1} - t_{WC2}}, \quad L_H = \frac{14.3 \times H_{RH}}{t_{WH2} - t_{WH1}} \quad \text{式 5-2}$$

14.3:水量計算時の係数(3600÷60÷4.18 の値)

H_{RC} 、 H_{RH} :前者は冷凍能力、後者は過熱能力 [kW]

t_{WC1} :12℃、14℃ t_{WC2} :7℃

t_{WH1} :55℃、53℃ t_{WH2} :60℃

表 5-11 冷熱源機器 2 パターンの計算書

冷水出入口温度差5deg		冷水出入口温度差7deg	
$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	1.05	$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	1.05
$K_4 =$	1.05	$K_4 =$	1.05
$K_5 =$	1.05	$K_5 =$	1.05
$q_m =$	349,240	$q_m =$	349,240
$H_{RC} \div$	404	$H_{RC} \div$	404
$K_2 =$	1.05	$K_2 =$	1.05
$K_3 =$	1.05	$K_3 =$	1.05
$K_4 =$	1.05	$K_4 =$	1.05
$K_5 =$	1.05	$K_5 =$	1.05
$q_h =$	230,623	$q_h =$	230,623
$H_{Rh} \div$	280	$H_{Rh} \div$	280
$t_{wc1} =$	12	$t_{wc1} =$	14
$t_{wc2} =$	7	$t_{wc2} =$	7
$L_{c\div}$	1,156	$L_{c\div}$	826

表 5-11 で求めた、冷温水量と冷凍能力を満たす機器の仕様を表 5-12 に示す。

表 5-12 冷熱源機器 2 パターンの仕様

		冷水出入口温度差 5℃	冷水出入口温度差 7℃
製 造 者 名		E 社	E 社
記 号 ・ 形 番		RHDGH015E	RHDGH015TE
冷 凍 能 力 [kW]		527.0	572.0
加 熱 能 力 [kW]		398.0	398.0
冷 媒		水	水
冷 却 水 出 口 温 度 [℃]		32.0	32.0
冷 却 水 入 口 温 度 [℃]		37.0	39.2
冷 却 水 量 [L/min]		2500.0	1750.0
損失水頭	冷 水 [kPa]	76.0	79.0
	温 水 [kPa]	61.0	68.0
	冷 却 水 [kPa]	76.0	79.0
圧縮機 バーナー	定 格 出 力 [kW]	4.6	

b 冷却塔の設計 (ケース 4)

冷熱源機器には冷却塔が必要となる。冷却塔には開放型と密閉型が存在し、一般には熱交換効率が良く設置スペースが小さくできる開放型を採用することが多い。本ケースでは冷熱源機器を 2 台設置する計画としているため、同様に 2 台を設置する。

冷却塔の冷却能力は、冷熱源機器の冷凍能力を基準に決定する。

冷却能力 (H_{ct}) :

$$H_{ct} = K_7 \cdot H_{RC} \quad \text{式 5-3}$$

H_{ct} :冷却能力[kW]

H_{RC} :冷凍能力 [kW] (建物時刻別負荷の最大値で求めた値)

K_7 :冷却係数 [1.86]

(二重吸収式冷凍機、吸収式冷温水機、吸収式冷温水機ユニットの場合の定数)

冷却水量の計算は冷却水出口温度差を(5.5, 8度) 条件で計算を行った。これは前述の熱源を選定する際に冷水出入口温度差(5, 7度) の条件の2パターン行っているためである。式 5-4 に冷却水量の計算式、各パターンの冷却水量、表 5-14 に冷却塔の選定を示す。

冷却水量 (L_{ct}) :

$$L_{ct} = \frac{14.3 \times H_{ct}}{\Delta t} \quad \text{式 5-4}$$

L_{ct} :冷却水量[L/min]

H_{CT} :冷凍能力 [kW] (建物時刻別負荷の最大値で求めた値)

Δt :冷却水温度差 [°C]

(今回のケースでは出口温度 32°C、入口温度が 37.5°Cと 40°C)

表 5-13 冷却水量2パターンの計算書

冷却水出口温度差5.5deg	冷却水出口温度差8deg
$L_{ct} = \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{\Delta t}$ $= \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{(37.5 - 32 = 5.5)}$	$L_{ct} = \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{\Delta t}$ $= \frac{14.3 \cdot H_{ct}}{(40 - 32 = 8)}$

表 5-14 冷却塔2パターンの仕様

	冷却水出口温度差5.5deg	冷却水出口温度差8deg
記 号 ・ 形 番	SDW-U型115ASSD	SDW-U型100ASSD
冷 凍 能 力 [kW]	752	752
冷 却 水 量 [L/min]	1,955	1,344
電 動 機	定格出力 [kW]	5.5
	台 数	2
塔 内 圧 力 損 失 [m]	4.0	4.0
騒 音 値 [dB(A)]	66.0	65.0
運 転 質 量 [kg]	2500.0	2290.0
寸 法 [m]	3270L×1950W×2770H	2990L×1850W×2140H

c 空冷ヒートポンプチラー（ケース 5）

空冷ヒートポンプチラーは、冷房運転時は凝縮した高温の冷媒を外気によって冷却することで放熱を行い、暖房運転時は気化した冷媒を外気によって加温することで採熱を行う。

圧縮機の圧縮方式では、往復式が小型では多く用いられるが、その他にスクリュウタイプ、スクロールタイプ、ロータリー式などがある。凝縮器を空冷として一体化したものをヒートポンプチラーユニットと呼んでいる。

空調用で用いるヒートポンプチラーユニットは建物時刻別負荷の最大値で選定するため、ピーク負荷以外は余剰が発生し部分負荷運転となり効率が低下することがあり得る。そこで熱源機群を複数台で構成し、負荷に応じて運転台数を制御して運転中の熱源の部分負荷率を高く維持することにより省エネルギー効果を得ることが可能となる。そのため、近年はヒートポンプチラーユニットを複数台組み合わせることで運転ができるモジュールタイプの空冷ヒートポンプチラーユニットが用いられるようになってきた。

空冷ヒートポンプチラーの場合も熱源容量は「a 吸収式冷凍機」の場合と同様に建物時刻別冷房負荷集計の最大値を満たす能力で選定する。本ケースの時刻別負荷の最大値は 698kW であるから、式 5-1、式 5-2 より、空冷ヒートポンプチラーの必要能力、冷温水量は以下の表 5-15 のようになる。

表 5-15 空冷ヒートポンプチラーの必要能力及び冷温水量

冷凍能力 H_{RC} [kW]	$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 =$	1.05
	$K_4 =$	1.05
	$K_5 =$	1.05
	$q_m =$	698,480
	$H_{RC} \dot{=}$	809
加熱能力 H_{RH} [kW]	$K_2 =$	1.05
	$K_3 =$	1.10
	$K_4 =$	1.05
	$K_5 =$	1.05
	$q_h =$	461,246
冷水量 L_C [L/mim]	$t_{wc1} =$	14
	$t_{wc2} =$	7
	$L_o \dot{=}$	1,652
温水量 L_W [L/mim]	$t_{wh1} =$	38
	$t_{wh2} =$	45
	$L_w =$	1,200

表 5-16 1モジュール当たりの機器能力 (M社資料より)

■空冷式ヒートポンプ (散水無し)

馬力			30HP	40HP	50HP	60HP	
形名			CAHV-P850A2	CAHV-P1180A2	CAHV-P1500A2	CAHV-P1800A2	
冷却能力	5℃差/7℃差 (注1)	能力	kW	85	118	150	180
		消費電力	kW	21.57/21.14	31.29/30.56	43.79/42.85	57.29/55.90
		CO		3.94/4.02	3.77/3.86	3.42/3.50	3.14/3.22
ヒートポンプ 加熱能力	5℃差/7℃差 (注1)	能力	kW	85	118	150	180
		消費電力	kW	22.43/21.73	32.63/31.63	43.29/42.33	54.06/53.26
		CO		3.78/3.91	3.61/3.73	3.46/3.54	3.32/3.37
IPLV(注2)				5.4	5.6	5.4	5.2

上記表 5-16 及び式 5-5 により、機器の台数は冷却能力 180kW の機器が 4 台、150kW の機器が 1 台の、計 5 台で選定される。表 5-17 に選定した機器の仕様を記す。

$$\text{必要台数} \geq H_{RC} \div (\text{1モジュール当たりの機器能力}) \quad \text{式 5-5}$$

表 5-17 選定したモジュールチャラーの仕様

製 造 者 名		M 社	M 社
記 号 ・ 形 番		CAHV-P1800A2(4 台)	CAHV-P1500A2(1 台)
冷 凍 能 力 [kW]		180.0	150.0
加 熱 能 力 [kW]		180.0	150.0
冷 媒		R410A	R410A
損失水頭	冷 水 [kPa]	85.0	60.0
	温 水 [kPa]	85.0	60.0
圧縮機	電 動 機 出 力 [kW]	11.7kW×4	8.9kW×4
送風機	電 動 機 出 力 [kW]	0.92kW×4	0.92kW×5
ポンプ	電 動 機 出 力 [kW]	2.2	1.5
法 定 冷 凍 能 力 [RT]		※以降カタログ値を参照	
必 要 保 有 水 量 [L]			
運 転 質 量 [kg]			
寸 法 [m]			

イ 搬送 (ケース 4 とケース 5 に共通)

熱源搬送用ポンプは、冷温水 1 次側循環ポンプ、2 次側循環ポンプの 2 種が必要となる。(図 5-3 を参照)

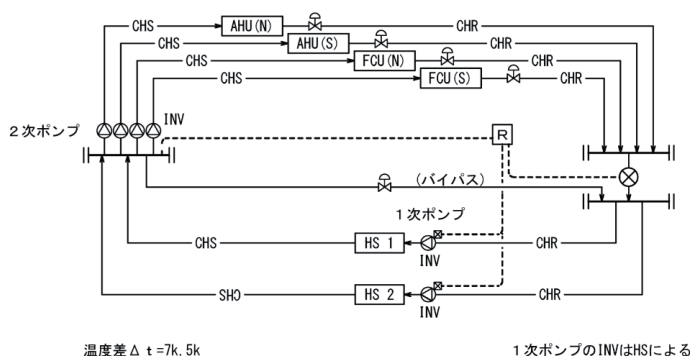


図 5-3 1 次ポンプと 2 次ポンプ

空調での水熱媒循環は閉回路とする場合が多い。閉回路とは主に循環用に用いられる配管系で大気に開放されない配管を示す。

ここに用いるポンプは開回路のポンプとは異なり吸込、押上の実揚程がない。配管内を循環させる水量と配管での摩擦損失 P 分をポンプ揚程とすることができる。そのためにポンプ揚程 H は式 5-6、軸動力は式 5-7 で示される。

$$H = K \times P \div 9.81 \quad \text{式 5-6}$$

H : 全揚程[m]

P : 配管抵抗[kPa]+機器内圧力損失[kPa]

K : 余裕係数 (=1.1~1.2)

9.81 : 重力加速度 [m/s²]

ポンプ軸動力

式 5-7

$$P_s \text{ [kW]} = \frac{Q \times H}{6120 \times \eta_p}$$

P_s : ポンプ軸動力

Q : 水量[L/min]

H : 揚程[m]

η_p : ポンプ効率(図 5-4 の B 効率)

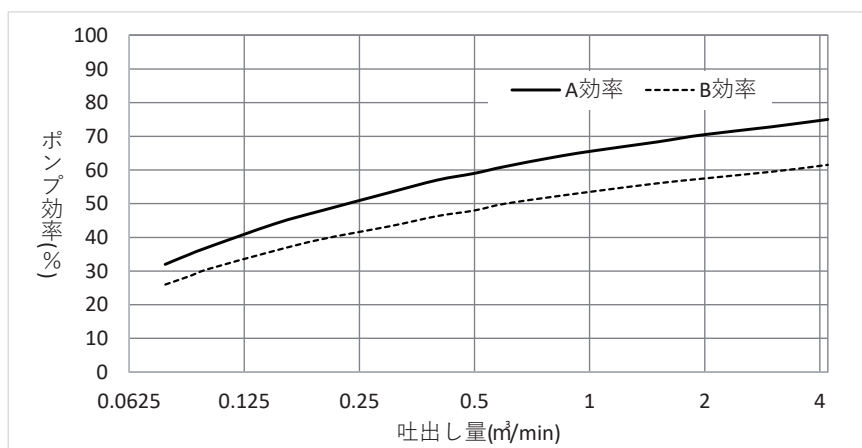


図 5-4 渦巻ポンプの効率※

※図5-4中のA、B曲線の値はそれぞれA効率、B効率と呼ばれいづれもポンプ関係のJIS（日本工業規格）から抜粋したものを示す。JISには、ポンプ特性曲線の最高ポンプ効率がA効率以上であること、規定吐出し量におけるポンプ効率がB効率以上であることが記されている。仕様を決定する際は、B効率の値で行った方が良いとされる。

(a) 一次側循環ポンプの選定

空調計画における循環ポンプの省エネルギーに配慮した計画は、水量の削減・配管抵抗の削減を主眼として行うべきである。水量においては前述の通り、冷熱源機器での温度差を確保することで削減を行うことが可能となる。配管抵抗においては流速を抑えることで抵抗を小さくすることが可能となる。今回のケースにおいてはすべての配管において流速を 1.0m/s 以下になるように配慮し、ポンプ軸動力を下げた。冷水循環量 L_c は建物全体時刻別冷房負荷の最大値 q_m から求めると過大とならずに良い。

本ケースでは吸収式冷凍機を 2 台に分割しているため、1 次側ポンプも 2 台にて計画する。

ポンプを 2 台使用しているため、1 台あたりのポンプの循環水量は上記で算出された水量を台数、2 で除した水量となる。熱源機の温度差 $\Delta t = 5, 7$ 度に合わせた一次側循環ポンプの選定計算書が表 5-18 となる。温度差の確保により必要循環水量が大きく変化するため、ポンプ軸動力も熱源機の温度差を変えるだけで大きく変わることが分かる。

$$\text{冷水量 } L_c = \frac{14.3 \times H_{RC}}{t_{WC1} - t_{WC2}}$$

式 5-8

L_c : 冷水量[L/min]

H_{RC} : 冷凍能力[kW](建物時刻別冷房負荷の最大値から求めた値)

t_{WC1} : 冷水入口温度 (=12,14℃)

t_{WC2} : 冷水出口温度 (=7℃)

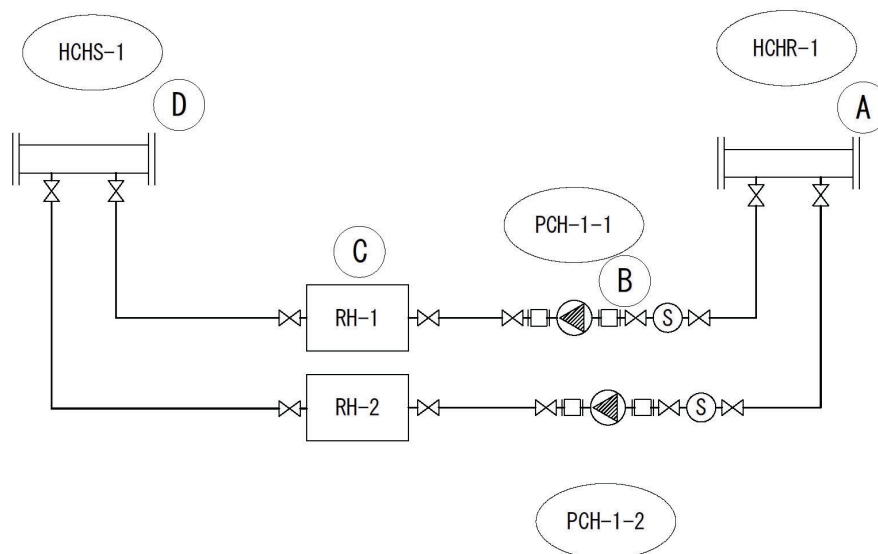


図 5-5 一次側ポンプの揚程算出用略図

表 5-18 一次側ポンプ2パターンの計算書

区分	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK			計又はK [m]	実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]			
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量								
冷水 出入口 温度差	1,156	1.0	150					10.7		0.12	9.68			
				GV	1.2	2	2.4							
				Y形ストレーナー	41.17	1	41.2							
				防振継手	1.2	2	2.4							
				90°エルボ	6.0	4	24.0							
										計	70.0	80.7		
				B~C	1,156	1.0	150				8.9		0.12	2.94
								GV	1.2	2	2.4			
				防振継手	1.2	1	1.2							
				90°エルボ	6.0	2	12.0							
							計	15.6	24.5					
C~D	1,156	1.0	150						0.12					
				GV	1.2	2	2.4	15.9						
				90°エルボ	6.0	4	24.0							
							計	26.4	42.3	5.076				
5deg														
				配管抵抗 (小計)	P_1				kPa		17.70			
機器 内圧力 損失				吸収冷水機	P_2				kPa		79			
				ヘッダー(往・還)	P_3				kPa		10			
					P_4				kPa					
					P_5				kPa					
					P_6				kPa					
					計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$				kPa		106.70		
				余裕係数	$K (=1.1 \sim 1.2)$						1.1			
				全揚程	$H = K \cdot P' / 9.81$				m		12.0			

区分	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK			計又はK [m]	実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]			
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量							
冷水 出入口 温度差	826	0.8	150					10.7		0.07			
				GV	1.2	2	2.4						
				Y形ストレーナー	41.17	1	41.2						
				防振継手	1.2	2	2.4						
				90°エルボ	6.0	4	24.0						
										計	70.0	80.67	
				B~C	826	0.8	150				8.9		0.07
								GV	1.2	2	2.4		
				防振継手	1.2	1	1.2						
				90°エルボ	6.0	2	12.0						
7deg													
				配管抵抗 (小計)	P_1				kPa		10.32		
機器 内圧力 損失				吸収冷水機	P_2				kPa		79		
				ヘッダー(往・還)	P_3				kPa		10		
					P_4				kPa				
					P_5				kPa				
					P_6				kPa				
					計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$				kPa		99.32	
				余裕係数	$K (=1.1 \sim 1.2)$						1.1		
				全揚程	$H = K \cdot P' / 9.81$				m		11.1		

表 5-18 より、流量が 826L/min と揚程 11m(本ケースでは 7deg を採用)の点を、下記の図 5-6、表 5-19 より選定すると①の点となり、出力が 3.7kW の SJ80×65L53.7-e となる。

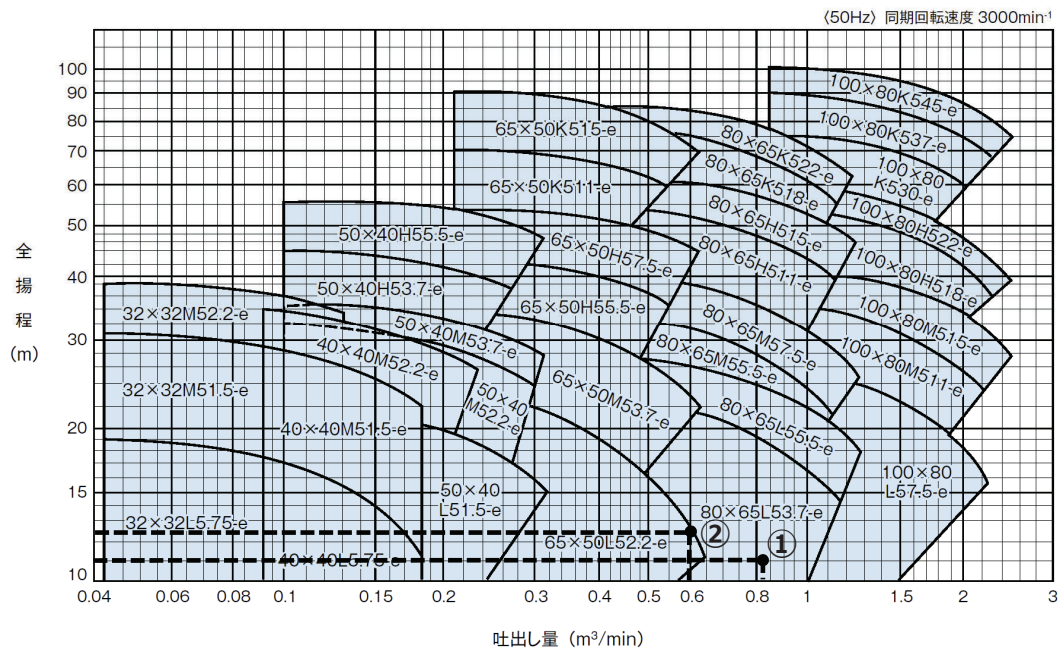


図 5-6 ポンプ選定図 (T社資料より)

表 5-19 ポンプ仕様表(T社資料より)

呼称径 mm		型 式	出力 kW	仕 様						許容押込 圧 力 MPa
吸込	吐出			吐出量 m ³ /min	全揚程 m	吐出量 m ³ /min	全揚程 m	吐出量 m ³ /min	全揚程 m	
32	32	SJ32×32L5.75-e	0.75	0.04	18.8	0.06	18.5	0.09	17.5	0.81
		SJ32×32M51.5-e	1.5	0.04	30.5	0.06	30	0.09	29	0.69
		SJ32×32M52.2-e	2.2	0.04	38	0.09	36	0.13	33	0.62
40	40	SJ40×40L5.75-e	0.75	0.09	17.5	0.14	14	0.18	11	0.80
		SJ40×40M51.5-e	1.5	0.09	29	0.14	25.5	0.18	21.5	0.69
		SJ40×40M52.2-e	2.2	0.09	34	0.15	31	0.23	26	0.65
50	40	SJ50×40L51.5-e	1.5	0.14	21.2	0.21	19.3	0.31	15	0.77
		SJ50×40M52.2-e	2.2	0.10	31.7	0.21	28.5	0.30	24	0.68
		SJ50×40M53.7-e	3.7	0.10	34.8	0.21	32.5	0.31	27.5	0.65
		SJ50×40H53.7-e	3.7	0.10	43.5	0.21	40.5	0.27	37	0.56
		SJ50×40H55.5-e	5.5	0.10	56	0.21	53	0.31	47	0.44
65	50	SJ65×50L52.2-e	2.2	0.21	22	0.42	18	0.63	11	0.77
		SJ65×50M53.7-e	3.7	0.21	33	0.42	28.5	0.63	21.5	0.66
		SJ65×50H55.5-e	5.5	0.21	42.5	0.42	38.5	0.55	34	0.58
		SJ65×50H57.5-e	7.5	0.21	53.5	0.42	50.5	0.63	43	0.47
		SJ65×50K511-e	11	0.21	70	0.42	64.5	0.55	58.5	0.28
80	65	SJ65×50K515-e	15	0.21	90	0.42	82.5	0.63	67.5	0.08
		SJ80×65L53.7-e	3.7	0.42	22.2	0.84	18.3	1.15	14	0.76
		SJ80×65L55.5-e	5.5	0.42	27.5	0.84	23.8	1.25	17.8	0.71
		SJ80×65M55.5-e	5.5	0.42	31.5	0.84	26.5	1.11	20.6	0.66
		SJ80×65M57.5-e	7.5	0.42	39	0.84	33.5	1.25	24.5	0.60
		SJ80×65H511-e	11	0.42	52.5	0.84	46	1.14	38.5	0.46
		SJ80×65H515-e	15	0.42	61	0.84	55	1.25	44.7	0.38
		SJ80×65K518-e	18.5	0.42	76.5	0.84	66.5	1.17	54	0.22
		SJ80×65K522-e	22	0.42	84	0.84	76	1.25	61	0.15
		SJ100×80L57.5-e	7.5	0.84	24.8	1.67	20.8	2.2	15.5	0.74
100	80	SJ100×80M511-e	11	0.84	34	1.67	28.5	2.2	23	0.64
		SJ100×80M515-e	15	0.84	40	1.67	35.5	2.5	26.5	0.59
		SJ100×80H518-e	18.5	0.84	53	1.67	44.5	2.28	34.5	0.43
		SJ100×80H522-e	22	0.84	57.5	1.67	51.5	2.5	37.5	0.41
		SJ100×80K530-e	30	0.84	75	1.67	65.5	2.0	58.5	0.23
		SJ100×80K537-e	37	0.84	88	1.67	80	2.3	67	0.09
		SJ100×80K545-e	45	0.84	99	1.67	92	2.5	73	0.01

(b) 二次側循環ポンプの選定

2次側循環ポンプについては熱負荷変動に合わせ、台数制御を行うことで省エネルギーに考慮した設計を行う。今回のケースでは3台設置として計画している。2次側循環ポンプは2次側全体に必要な冷水量を3で除した値がポンプの水量となる。2次側全体に必要な水量は、機器の定格水量を全機器台数分で合計した水量とするのが一般的である。

配管の抵抗については、本ケースではヘッダー方式を採用しているため、以下の4つの系統で算出を行う。今回は北側FCU系統、北側AHU系統、南側FCU系統、南側AHU系統の4系統となる。AHUについては表5-24のような能力算定書を作成し各AHUの冷温水量 L_{cw} を求め、FCUについては表5-26のような機種選定を行って通水量を決定する。その結果、各系統の冷温水量は、北側FCU系統(494L/min)、北側AHU系統(474L/min)、南側FCU系統(426L/min)、南側AHU系統(433L/min)となった。表5-20は最遠となるFCU系統にて配管抵抗を算出したものである。2次側配管は配管長が長くなるため配管の単位抵抗が全体の配管抵抗に大きく影響を及ぼすことになる。また配管設計では管内流速で管内圧力損失が異なるため、流速1.5m/sと1.0m/sの2パターンで計算を行い、配管抵抗の比較を行った。

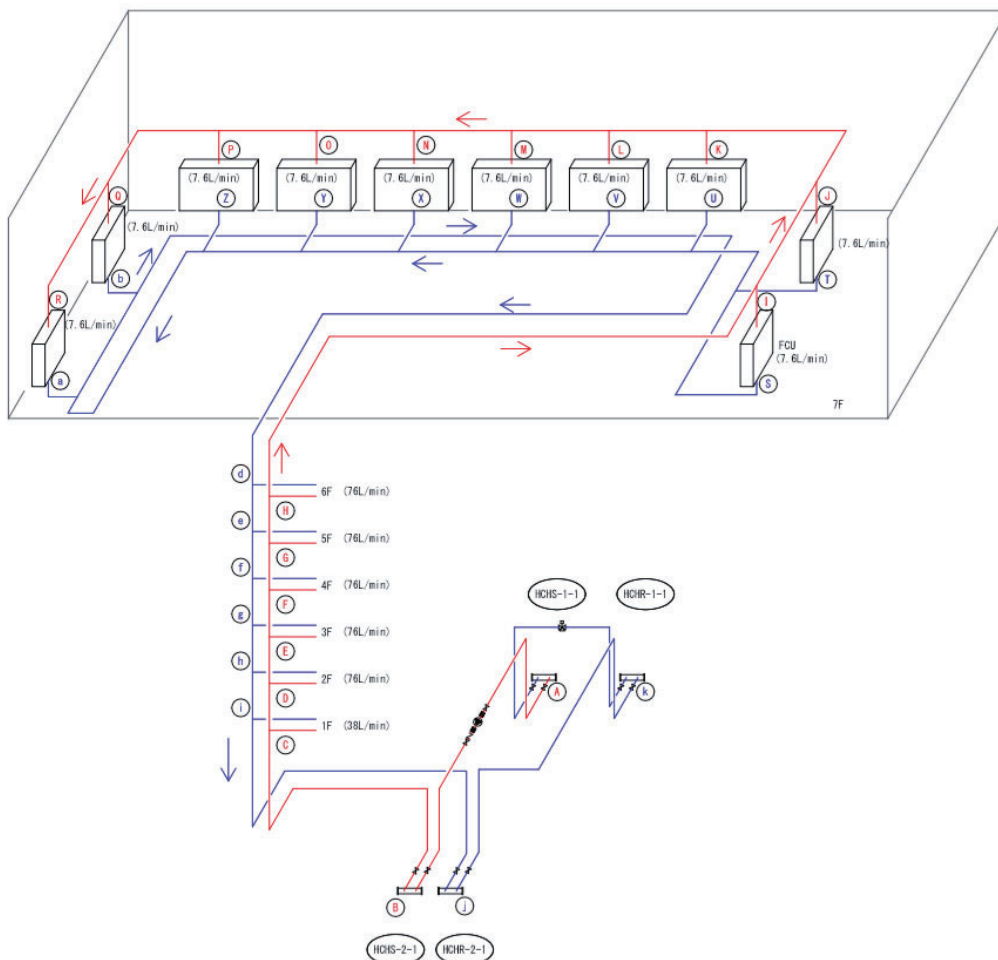


図 5-7 二次側ポンプの揚程算出用の略図

表 5-20 2次側ポンプの流速2パターンの計算書

冷温水2次配管の算定書 PCH-2(流速1.5m/s)北側 FCU										管種	ステン
区間	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK				実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量	計又はK [m]				
A~B	609	1.1	100					16.7		0.10	
				GV	0.99	4	3.96				
				90°エルボ	5.10	7	35.70				
				防振継手	1.20	2	2.40				
				逆止弁スイング型	10.00	1	10.00				
						計	52.1		68.76		6.88
B~C	494	1.4	80					14.1		0.25	
流速 1.5m/s	配管抵抗 (小計)			P ₁					kPa		161.38
	FCU			P ₂					kPa		21.9
	ヘッダー(1次・2次、往・			P ₃					kPa		20
				P ₄					kPa		
				P ₅					kPa		
				P ₆					kPa		
	計			P' =	P ₁ +P ₂ +P ₃ +P ₄ +P ₅ +P ₆				kPa		203.3
余裕係数				K (=1.1~1.2)							1.1
全揚程			H =	K · P'/9.81				m			22.8
冷温水2次配管の算定書 PCH-2 (流速1.0m/s)北側 FCU										管種	ステン
区間	流量 [L/min]	流速 [m/s]	管径	局部抵抗の相当量L'[m]又はK				実長 L [m]	換算長 L+L'+1'又は L(1+K)+1' [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 R(L+L')又は 機器等の抵抗 [kPa]
				局部抵抗 の種類	1個当たり の相当長	数量	計又はK [m]				
A~B	609	0.7	125					16.7		0.04	
				GV	0.99	4	3.96				
				90°エルボ	5.10	7	35.70				
				防振継手	1.20	2	2.40				
				逆止弁スイング型	10.00	1	10.00				
						計	52.1		68.76		2.68
B~C	494	0.9	100					14.1		0.07	
流速 1.0m/s	配管抵抗 (小計)			P ₁					kPa		69.07
	FCU			P ₂					kPa		21.9
	ヘッダー(1次・2次、往・還			P ₃					kPa		20
				P ₄					kPa		
				P ₅					kPa		
				P ₆					kPa		
	計			P' =	P ₁ +P ₂ +P ₃ +P ₄ +P ₅ +P ₆				kPa		111.0
余裕係数				K (=1.1~1.2)							1.1
全揚程			H =	K · P'/9.81				m			12.4

表 5-20 に示すように、流速 1.0m/s と 1.5m/s では配管抵抗値が約 2 倍程度の違いとなる。この流速 1.0m/s の最大抵抗値と前述で計算した冷水量より 2 次側のポンプを選定するとポンプ軸動

力もかなり小さくすることが可能となる。流速を抑えることにより配管サイズが大きくなる傾向があるため配管スペースの確認も必要となるが、今回のケースにおいては流速 1.0m/s も 1.5m/s も配管サイズは同等となった。

本ケースでは機器の温度差が 7deg、流速 1.0m/s のケースを採用しており、表 5-19、表 5-20、図 5-6 から 2 次ポンプを選定すると②の点となり、出力が 3.7kW の SJ65×50L52.2-e の機器が選定される。

これらのことから、空調負荷変動に合わせて 2 次側水量を可変水量(VWV)方式とすることで、2 次ポンプをインバータ制御することが省エネルギー上必要となる。

前述 c.の空冷ヒートポンプチラーでは小能力機種の商品揃えがあり、連結による台数制御を簡便に行える為、ピーク時以外の運転効率を考慮し熱源機を分割して計画することが可能である。本件では熱源機を 5 台分割しているためポンプ水量も上記同様に分割台数で除した数値にて計画する。

ウ 空調機器能力の決定（ケース 4 とケース 5 に共通）

中央式空調設備（ケース 4 及びケース 5）の場合は、インテリアの室内負荷及びインテリアとペリメータを合わせた外気負荷を空調機（AHU）、ペリメータの室内負荷をファンコイルユニット(FCU)により処理することとした。

a 空調機（AHU）

以下では、基準階の事務室 1 のための空調機を例として解説する。同様の検討を他の空調機についても行う必要がある。

(i) 基準階事務室 1 の熱負荷計算結果と設計条件

事務室 1 の熱負荷計算を行った結果、時刻別冷暖房負荷の最大値は表 5-21 のようになっている。

表 5-21 時刻別冷暖房負荷の最大値

空調ゾーン	夏期		冬期	
	顕熱負荷 q_{SC} W	潜熱負荷 q_{LC} W	顕熱負荷 q_{SH} W	潜熱負荷 W
事務室1				
インテリア	17,523	3,604	10,048	-
ペリメータ	18,951	2,756	14,714	-

また、負荷計算において仮定されている設計外気温湿度と設計室内温湿度を表 5-22 に示す。

表 5-22 設計用外気温湿度と屋内温湿度

	温度[℃]		湿度[%]		絶対湿度 [kg/kg(DA)]		比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	
	夏期	冬期	夏期	冬期	夏期	冬期	夏期	冬期
屋内	26.00	22.00	50.00	40.00	0.0105	0.0066	52.90	38.90
屋外	34.70	1.80	56.30	40.10	0.0193	0.0017	83.80	6.10

(ii) 外気導入量の算定

事務室 1 の空調機が導入すべき外気量は、建築設備設計基準に従って事務室の想定在室者 1 人当たり $30\text{m}^3/\text{h}$ とする。また、人員密度は $0.1\sim 0.2$ 人/ m^2 であるが、ここでは大きめの想定として、 0.2 人/ m^2 とする。

$$\text{必要換気量} = 30 \cdot n \text{ [m}^3/\text{h} \cdot \text{人]} \quad \text{式 5-10}$$

n : 在室人員 [人]

基準階事務室 1 の人員は 120 人を想定する (人員密度 0.2 人/ $\text{m}^2 \times 597 \text{ m}^2 \approx 120$ 人)。

上記により、 $30 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{人} \times 120 \text{ 人} = 3600 \text{ m}^3/\text{h}$ となり、これをこの空調機の外気導入量とする。

(iii) 給気量の算定

次に、基準階事務室 1 を空調するに必要な送風量 Q_s [m^3/h] を決める。一般に温暖地の事務所に関しては、冷房負荷の処理に要する給気量のほうが暖房負荷のそれに比して大きいため、冷房負荷処理のための送風量を算出する。一般的な方法に則り、送風量算出では冷房負荷のうち顕熱負荷のみを用いる (顕熱負荷を処理するときに同時に潜熱負荷が処理できるように吹出空気の色度を調整する考え方による)。ダクト系からの熱損失は無視して、空調機出口温度と室への吹出温度は同一とし、室内空気と吹出空気の温度差から送風量を求めるための式を式 5-11 に示す。また基準階事務室 1 の空気線図を図 5-8 に示す。

$$\text{空調機に求められる送風能力 } Q_s = \sum Q_r = \sum \frac{3.6 \times q_{SC}}{c_p \times \rho \times \Delta t_c} \approx \frac{3 \times q_{SC}}{t_{1c} - t_{4c}} \quad \text{式 5-11}$$

q_{SC} : 冷房顕熱負荷の最大値

Δt_c : 吹出温度差 ($= t_{1c} - t_{4c}$ 、 t_{1c} : 室内空気温度、 t_{4c} : コイル出口温度)

c_p : 空気の定圧比熱 [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$] (≈ 1.0) ρ : 空気の密度 [kg/m^3] (≈ 1.2)

吹出温度差 (Δt_c) は一般に $9\sim 13^\circ\text{C}$ が用いられるが、送風量を抑えて搬送動力の低減による省エネルギーを図る場合には、吹出温度差を大きいほうが望ましい。一方で、吹出気流が室内に十分に拡散して、室内温度分布の均一性を確保するためには吹出温度差を小さく、給気量 (送風量) を大きくする必要があり。したがって、許容される給気量の下限に注意しながら、吹出温度差をなるべく大きく設計して送風量を抑えつつ、吹出口の位置や形状の選定を行う必要がある。

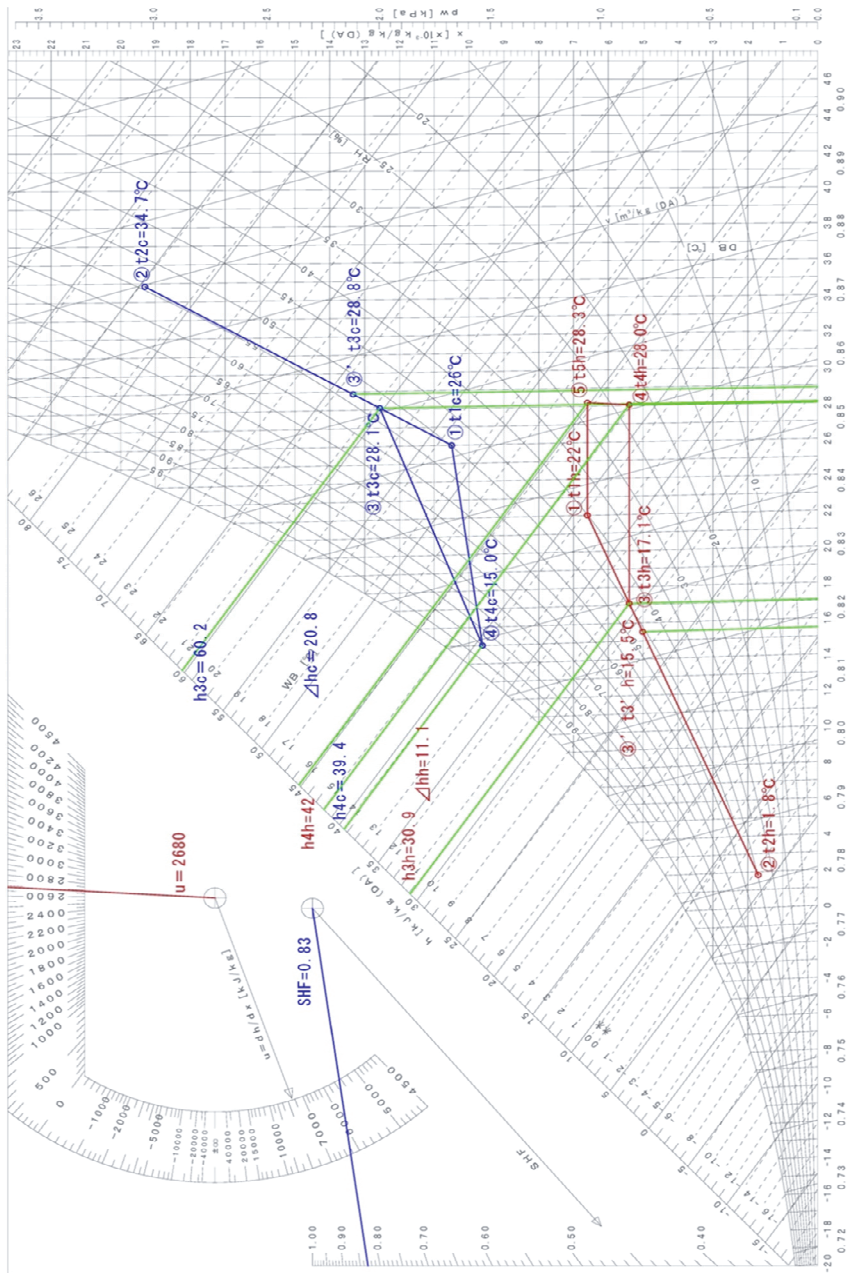


図 5-8 基準階事務室 1 の空気線図※

※空気線図中の記号：

t_{1c}, t_{1h} :室内空気温度、 t_{2c}, t_{2h} :設計用外気温度、 t'_{3c}, t'_{3h} :全熱交換器通過後の空気温度、 t_{3c}, t_{3h} :全熱交換器通過空気と還気との混合空気の温度、 t_{4c}, t_{4h} :冷暖房に必要とされるコイル出口温度、 t_5 :暖房吹出空気状態点(加温後)。①及び②は、設計条件における室内空気と外気の状態、③'及び③は、設計条件における全熱交換器通過後の空気及びその空気と還気との混合空気の状態、④は設計条件における空調機のコイル通過後の空気の状態、⑤は暖房時加温後の空気の状態、である。

冷房吹出温度差を 11℃とすることとして、基準階事務室 1 の給気量 Q_S は下記となる。

$$Q_S = \frac{3 \times 17,523}{(26-15)} = 4779 \approx 4800 \text{ m}^3/\text{h}$$

式 5-12

SHF	① 室内空気		② 設計用外気		風量 [m ³ /h]	
	温度 t_1 [°C]	湿度 x_1 [kg/kg DA]	温度 t_2 [°C]	湿度 x_2 [kg/kg DA]	送風量 Q_s	外気量 Q_e
0.83	26.00	0.0105	34.7	0.0193	4,779	3,600
-	22.00	0.0066	1.8	0.0017		
④ コイル出口温 t_4 [°C]	吹出温度差 $\Delta t_{sc} = (t_{1c} - t_{4c})$ [°C]		$\Delta h_c = (h_{2c} - h_{4c})$ [kJ/kg (DA)]	冷却量 $(= Q_s \cdot \Delta h_c / 3)$ [W]	③ コイル入口 DB	④ コイル出口 WB
1.5	11.0		20.8	33,134	28.1	15.0
吹出温度差 $\Delta t_{sh} = (t_{5h} - t_{1h})$ [°C]	吹出空気温度 $t_{5h} = (\Delta t_{sh} + t_1)$ [°C]	熱水分比 u [kJ/kg]	$\Delta h_h = (h_{2h} - h_{5h})$ [kJ/kg (DA)]	加熱量 $(= Q_s \cdot \Delta h_h / 3)$ [W]	⑤ コイル入口 DB	④ コイル出口 WB
6.3	28.3	2680	11.1	17,682	20.3	15.0
					28.3	15.2
						21.2

この値は、インテリア部分（床面積 298m²、気積 894m³）の約 5.3 回/h の換気回数に当たる。

外気導入量は、外気取入ダクト及び外気取入用送風機によって、空調機（AHU）に供給しつつ、事務室 1 からの還気（RA）のうちの一部を排気（EA）することによって確保する（図 5-9 参照）。排気される空気の熱を屋外に捨てないようにするため取入外気と全熱交換を行うことで、換気空調負荷の削減及び省エネルギーを図る。

例として、基準階事務室 1 には熱交換効率 68%（給気量の排気量に対する比率を考慮済み）の全熱交換器が設置されており、取入外気的全熱交換器通過後の状態③'は、28.8℃、比エンタルピは約 63kJ/kg(DA)となり、その外気(3600m³/h)と還気の一部(1200m³/h)が混合し、空調機に入る空気の状態③は図 5-8 より 28.1℃、比エンタルピは 60.2kJ/kg(DA)となる。室内設定温湿度及び冷房負荷の顕熱比（0.83）から、空調機の吹出空気の状態④は 15℃、比エンタルピ 39.4kJ/kg(DA)とする必要がある。したがって、③と④の空気のエンタルピの差は 20.8kJ/kg(DA)であり、この値が後述のコイルの冷却能力の算出に用いられる。参考までに、全熱交換器を設置しなかった場合、③'は②の状態と同一となり、③の空気の状態 t_{3c} は 32.5℃、比エンタルピは 76.96kJ/kg(DA)となるため、吹出空気の状態との差は 37.56kJ/kg(DA)となり、全熱交換器を使用した場合に比して 1.8 倍程度の比エンタルピ差を空調機が処理しなければならないこととなる。

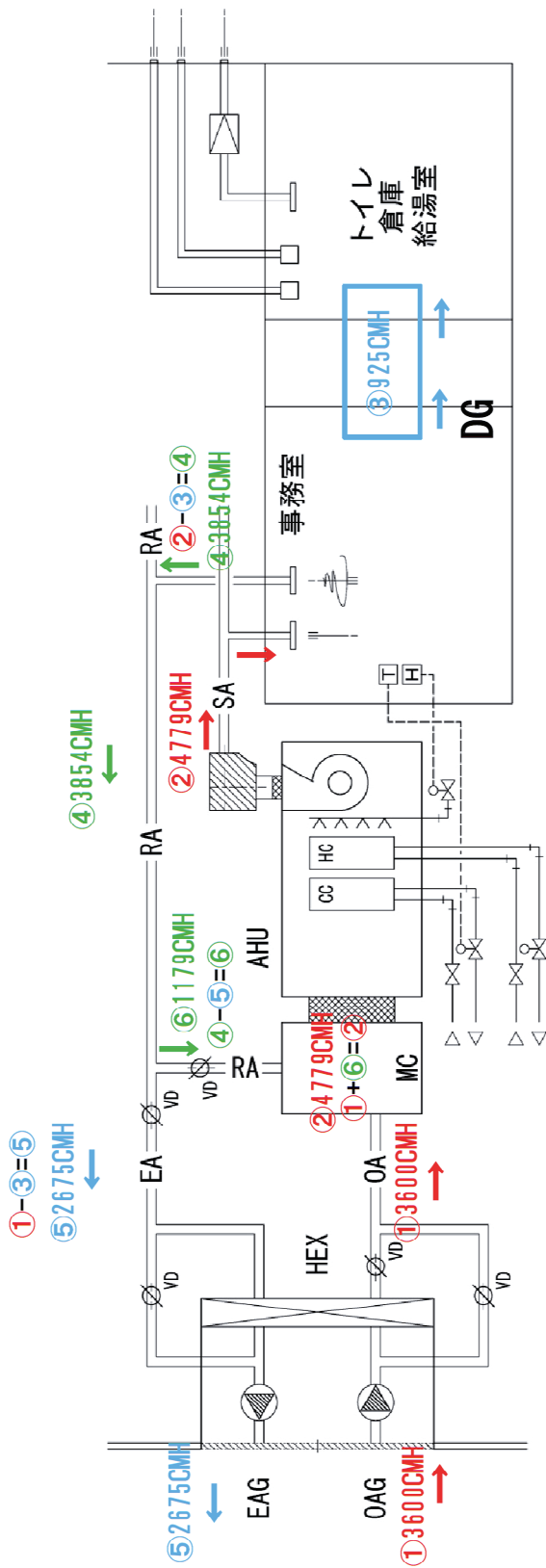
(iv) 還気量及び排気量の算定

図 5-9 に基準階事務室 1 のための空調機周辺の風量バランスを示す。基準階では、空調室以外に 2 力所の便所、給湯室、物入に、各々 1500m³/h、250m³/h、100m³/h、合計 1850m³/h の第三種換気設備が設置されており、その半分（925m³/h）が事務室 1 から流出することになる。このため、事務室 1 からの還気量は、その分を差し引いた 3855m³/h とし、屋外に排出する排気量は 2675m³/h とする必要がある。各階の機械室は第一種換気としたため、こうした空調機周辺の風量バランスには影響しないものと考えられるが、機械室についても第三種換気とした場合には、外気取入量と排気量の不均衡はさらに拡大することとなる。

今回の設計では、空調機系統に可変風量制御を想定したため、事務室の空調負荷とともに給気送風機の風量が増減するため、外気導入量（3600m³/h）と排気量（2675m³/h）を安定して維持するためには、図に記した全熱交換器よりも外部側に置かれた外気取入れ送風機及び排気送風機の使用は必須に近いと言える。加えて、外気取入れ及び排気経路に定風量ダンパの採用を検討すべきである。さもなければ、外気導入量が増減するリスクは高まり、室内空気質の観点からも、外気負荷低減の省エネルギーの観点からも問題の発生が危惧されることとなる。

また、全熱交換器の熱交換効率は排気量に対する外気量の比に依存しており、設計時の熱交換効率を実現維持するためにも、排気量及び外気量制御の確度を上げねばならない。

なお、外気取入れ送風機及び排気送風機の電動機は 0.75kW のものが選定された。



冷房 $t_{SA}=34.7-0.68 \times (34.7-26)$
 $=28.8$
 暖房 $t_{SA}=1.8-0.68 \times (1.8-22)$
 $=15.5$

风量比 (給気÷排気)
 $3600 \div 2675=1.3$
 ≈ 1.3
 熱交換効率 68% HEX PAC-1100T

図 5-9 基準階事務室1の空調機周辺の風量のバランス

(v) 空調機 (AHU) のダクト計画

空調機の選定時に送風機の軸動力を小さくすることが省エネルギーに配慮した設計において重要なポイントとなる。そのためダクト計画では、下記の2点が省エネルギーを心掛けた設計のポイントとなる。

② 吹出、吸込口位置の工夫による室内温度分布を均一化、

②ダクト断面の選定のための目安として一般に圧力損失 1Pa/m が用いられているが、この値を 0.7Pa/m 以下として、その実現のためにダクト寸法を拡大して圧力損失を低減する。

吹出、吸込口の位置を適正に計画することで、事務室1に対する温度分布ムラをなくし、かつ換気回数(循環回数)を抑えることができる。吹出口はデスクの配列を考慮し、グリッド決めを行い、なるべく均等に配置計画を行う。吸込口は吹出口ほど均等に配置する必要はないが、吹出口と同様に均等な割り付けをすると良い。

ダクト計画においては摩擦損失を下げればファンの軸動力が小さくなる。一方でダクトサイズは大きくなり、オフィスビルの計画においてはダクトスペースの確保も設計上のポイントとなる。梁下にダクトスペースをどのくらい確保できるのか、空調機械室の大きさを確保できるのかなど、省エネルギーを目指すと同時にダクトや設備の納まりも考慮しつつ種々の決定することが必要である。

今回の設計では、一般的と言えるダクトの摩擦損失を 1Pa/m で設計する場合に加えて、省エネルギーに配慮して圧力損失を 0.7Pa/m として計画を行った。表 5-23 にそれぞれの計算結果を示す。0.7Pa/m の摩擦損失にてダクトサイズを選定する際には、機械室近辺の利用可能スペースを考慮し 1Pa/m の場合と同等のダクト幅を維持し、高さで調整することとした。一方、事務室においては梁下等の納まりを考慮し、1.0Pa/m と同等のダクトの高さ寸法を維持し、幅を調整して寸法決めを行っている。末端の場合、1Pa/m と 0.7Pa/m の場合でダクトサイズが同一となった部分もあるが、摩擦損失 0.7Pa/m での選定は概ね 50mm のサイズアップとなっている。この程度のサイズアップであれば空間制約による問題も対応不能ではないと考えられる。この摩擦損失の軽減によりファンの軸動力を 1 ランク下げることが可能となった。

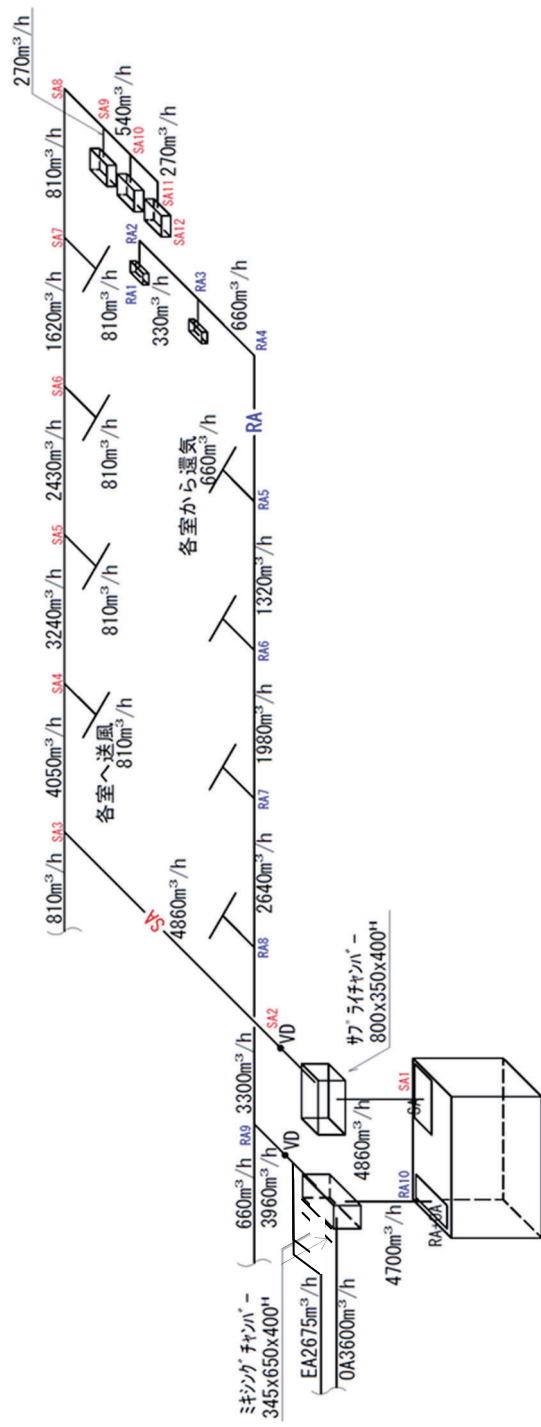


図 5-10 空調機周辺のダクト概略及び給気ダクト最遠部までの経路

表 5-23 ダクトによる圧力損失の計算 (基準階事務室1用の空調機)

ダクト抵抗計算書						計算方法	系統	AHU-			
区間	種類	風量 [m ³ /h]	風速 [m/s]	ダクト寸法		動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]
				円形φ	矩形W×H						
RA1~3	吸込口	330	3.10		250×150	5.77	2.25			13.0	
	ダクト	330	2.44		250×150	3.57		0.55	4.8	2.6	
	バンド	330	2.44		250×150	3.57	1.38			4.9	
	漸拡大	330	1.53		300×200	1.40	0.14			0.2	
	漸拡大	2,640	4.07		450×400	9.94	0			0	
	分岐(直)	3,300	5.09			15.54	0.27			4.2	
摩擦損失 1Pa/m	ダクト	3,300	5.09		450×400	15.54		0.77	4.7	3.6	
	分岐(分)	3,960	6.11		450×400	22.40	0.54			12.1	
	ダクト	3,960	6.11		450×400	22.40		1.08	3.1	3.3	
	VD	3,960	6.11		450×400	22.40	0.52			11.6	
	漸拡大	3,960	5.00		550×400	15.00	0			0	61.5
VD~10	ダクト	4,700	5.93		550×400	21.10		0.91	1.7	1.6	1.6
	漸縮小	270	4.24	150		10.79	0.30				3.2
	吹出口	270	4.50								29.0 39.7
	機外静圧合計	$\Sigma\Delta P_t$ [Pa]								232	
	機器類圧力損失	ΣP_l [Pa]								389.6	
	送風機全圧	$P_t = \Sigma\Delta P_t + \Sigma P_l$ [Pa]								622	

ダクト抵抗計算書						計算方法	系統	AHU-			
区間	種類	風量 [m ³ /h]	風速 [m/s]	ダクト寸法		動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]
				円形φ	矩形W×H						
RA1~3	吸込口	330	3.10		250×150	5.77	2.25		4.8	13.0	
	ダクト	330	2.44		250×150	3.57		0.55		2.6	
	バンド	330	2.44		250×150	3.57	1.38			4.9	
	漸拡大	330	1.53		300×200	1.40	0.14			0.2	
	分岐(直)	3,300	4.58			12.5	0.27			3.4	
摩擦損失 0.7Pa/m	ダクト	3,300	4.58		500×400	12.5		0.60	4.7	2.8	
	漸拡大	3,300	4.17		550×400	10.4	0			0	
	分岐(分)	3,960	5.00			15.0	0.54			8.1	
	ダクト	3,960	5.00		550×400	15.0		0.66	3.1	2.1	
	VD	3,960	5.00		550×400	15.0	0.52			7.8	
	漸拡大	3,960	4.44		550×450	11.8	0			0	42.7
VD~10	ダクト	4,700	5.27		550×400	16.6		0.68	1.7	1.2	1.2
	漸縮小	270	4.24	150		10.79	0.30				3.2
	吹出口	270	4.50								29.0 39.7
	機外静圧合計	$\Sigma\Delta P_t$ [Pa]								183	
	機器類圧力損失	ΣP_l [Pa]								389.6	
	送風機全圧	$P_t = \Sigma\Delta P_t + \Sigma P_l$ [Pa]								573	

(vi) 空調機の機内圧力損失に係わる構成部材の選定

空調機の機内圧力損失の要因としては、①コイル、②フィルタ、③加湿器、④空調機の構造上の空気抵抗、があげられる。製造業者の技術資料を参照しつつ直接データ提供を依頼することとなる。本設計では、いわゆるコンパクト形空気調和機を選択している。機械室面積の節約を狙った選択肢ではあるが、機内圧力損失を低減して送風動力を削減する上では、より風路の大きな標準形の空調機の採用が望ましいと言える。

製造業者提供のデータによると、コイルに起因する機内静圧損失は、コイル面での平均風速(3m/s)、コイルの列数(後述の選定理由により7列とした)などの要因が関係し、風量条件(4800m³/h)において91.1Paであった。また、フィルタであるが、プレフィルタについては42.4Pa、中性能フィルタについては57.5Pa、空調機の構造上の静圧損失については197.8Paであった。すべてを合計し、機内静圧損失は389.6Paとなった(表5-23の「機器類圧力損失」の欄)。

ダクトの一般部位や曲がり、分岐、拡大による圧力損失は表5-23の「機外静圧合計」にあるように183Paであるから、機内静圧はその2倍強に当たる。ダクトサイズの拡大により平均風速を低減し、圧力損失を低減したように、空調機に起因する機内静圧の低減のためには、空調機のサイズを可能な限り上げ、コイルやフィルタにおける面風速を低減することが有効である。

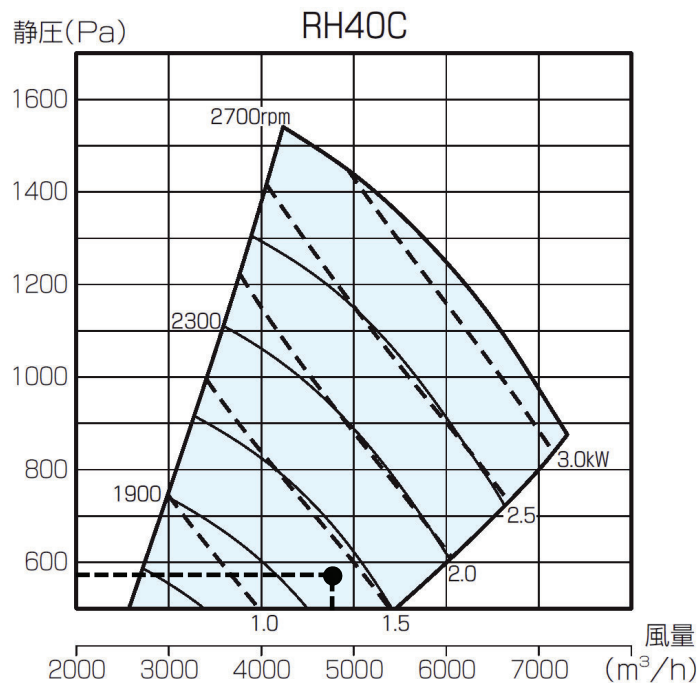


図 5-11 空調機の給気送風機の電動機出力選定のための資料例

(参照: K社冷温水コンパクト形エアハンCAV-PAZ型)

表5-23より、送風機の風量は4,780 m³/h、機外静圧と機内静圧の合計は573Paであるため、図5-11にプロットした点が送風機の動作点となる。図より読み取った設計回転数及び設計軸動力に、インバータ基底周波数時(50Hz)の回転数を考慮して電動機出力が求められ、その値は2.2kWとなった。ウェブプログラムでは、空調機の送風機に係る電力消費量の計算には、この電動機出力の値が

用いられるため、この値を直接入力シートに記入することになる。本来であれば、電動機のための消費電力を直接入力可能なことが望ましいが、現状の空調設計において電動機の消費電力に関する情報を得ることは容易ではない。さらに、変風量化のため必要なインバータによるエネルギー損失に関する情報も入手困難な状況にあることを付言し、今後の状況改善を待ちたい。

(vii) 空調機の coils 仕様の決定と冷却加熱能力の同定

① coils の冷却能力

「iii) 給気量の算定」において論じたように、冷房時の coils 前後の空気の比エンタルピ差の最大値は 20.8kJ/kg(DA)となる。これと coils 通過風量の設計値である 4800m³/h(正確には 4779m³/h、図 5-8 の Q_s参照) から coils に必要とされる冷却能力は下式で求められる。

$$\text{coils に必要とされる冷却能力 [W]} = \frac{Q_s \times \Delta h_c}{3} \quad \text{式 5-13}$$

Q_s:送風量[m³/h]

Δh_c: coils 入口空気と出口空気の比エンタルピの差 (=h_{3c} - h_{4c})

h_{3c}: coils 入口空気比エンタルピ、h_{4c}: coils 出口空気比エンタルピ

$\frac{1}{3}$: $\frac{\rho \times C_p}{3.6}$ (ρ:1.2[kg/m³]、C_p:1.0[kJ/(kg·K)]、3.6[s/h·kW/W])

式 5-13 より、coils に必要とされる冷却能力 = $\frac{4800 \times 20.8}{3} \approx 33,134 \text{ W}$

coils の冷却能力に経年係数 K₄ をかけたものが空調機に求められる冷却能力となる。

$$\text{空調機の冷却能力 } H_c = (K_4 \times \text{coils の冷却熱量}) \div 1000 \approx 34.8 \text{ kW} \quad \text{式 5-14}$$

H_c: AHU の冷却能力[kW]

K₄: 経年係数(1.05)

② coils の加熱能力

同一 coils を暖房にも使用する想定で、同様に暖房時における coils の加熱能力を求める。

暖房時の送風量は冷房時の送風量 Q_s と同一とする。導入外気量 Q_o、排気風量も同一とする。冷房時と同様に湿り空気線図(図 5-8)に、冬期取入外気状態②及び温度 t_{2h} と室内空気状態①と温度 t_{1h} を空気線図上に記す。全熱交換器効率は、冷房時と同様の機器が設置されているため 68%である。つまり、取入外気温度は図 5-8 上の③'の状態では 15.5℃、45.2%となる。還気量と外気取入量の比を考慮して空調機入口の空気の温度 t_{3h} は 17.1℃となる。

暖房吹出温度差 Δt_h は以下の式によって求められる。

$$\Delta t_h = \frac{3 \times q_{rh}}{Q_s} \quad \text{式 5-15}$$

Δt_h :暖房吹出温度差[°C]

q_{rh} :暖房負荷

Q_S :送風量

$$3: \frac{3.6}{\rho \times c_p} \quad (\rho:1.2[\text{kg}/\text{m}^3], c_p:1.0[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})], 3.6[\text{s}/\text{h}\cdot\text{kW}/\text{W}])$$

$$\text{式 5-15 より、} \Delta t_h = \frac{3 \times 10,048}{4800} = 6.3[^\circ\text{C}]$$

この温度差と設定室温（22°C）によって、暖房時の吹出温度は 28.3°Cであり、室内の設定湿度が 40%であることから、蒸気加湿を行うときの熱水分比 2680kJ/kg を加味して、吹出空気の状態⑤とコイル出口の状態④が決定する。

コイル出入り口の比エンタルピの差は④と③の差であり、前者が 42.0kJ/kg(DA)、後者が 30.9kJ/kg(DA)であることから 11.1kJ/kg(DA)となる。よって、コイルの必要加熱量は下式で求めることができる。

$$\text{コイルに必要とされる加熱量}[\text{W}] = \frac{Q_S \times \Delta h_h}{3} \quad \text{式 5-16}$$

Q_S :送風量

Δh_h :コイル入口空気と出口空気の比エンタルピの差 ($=h_{4h} - h_{3h}$)

h_{3h} :コイル入口空気エンタルピ(30.9)、

h_{4h} :コイル出口空気エンタルピ(42.0)

$$\text{式 5-16 より、コイルの加熱量} = \frac{4800 \times 11.1}{3} \doteq 17760 [\text{W}]$$

冷房時と同様に空調機の加熱能力 H_H は以下の式 5-17 となる。

$$\text{空調機の加熱能力} H_H = (K_4 \times \text{コイルの加熱量}) \div 1000 = 18.6 [\text{kW}] \quad \text{式 5-17}$$

H_H :空調機の加熱能力[kW]

K_4 :経年係数(1.05)

また、加湿をすることで吹出空気と室内絶対湿度を同じにする必要があり、その加湿量 G_S [kg/h] は式 5-18 により求められる。

$$G_S = 1.2 \times Q_S \times (x_{5h} - x_{4h}) \quad \text{式 5-18}$$

G_s :加湿量 [kg/h]

Q_s :送风量 [m^3/h]

X_{4h} :加湿器入口空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

X_{5h} :加湿器出口空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

式 5-18 より、加湿能力 $G_s = 1.2 \times 4800 \times (0.00671 - 0.00541) \doteq 7.46$ [kg/h]

空調機に供給される冷水及び温水の温度は各々7℃と 55℃とし、空調機等の出入口温度差は水搬送動力の低減のため、通常は5℃のところを7℃としたため、その条件に適した機種を仮決めした上で冷却時の必要コイル列数を算定したところ、水量は71L/分、列数は7列となった。

加熱時には2列で必要加熱能力をほぼ満足でき、7列は過大となるが、温水流量を二方弁の制御によって38L/分まで絞ることにより出入口温度差を維持できるものと考えられる。

以上の計算により決定された基準階事務室1用の空調機の最終的な設計仕様を表5-24に示す。

(viii) ウェブプログラムにおける空調機に係わる特性値の入力データ

ウェブプログラムでは、「様式2-7. 空調機入力シート」（空調機のみでなく、ファンコイルユニットや個別分散型空調設備の室内機の特性値もこのシートによって入力する）において次の特性値を入力することになっている。

- 定格冷却（冷房）能力 [kW/台]
- 定格加熱（暖房）能力 [kW/台]
- 送風機定格消費電力（給気、還気、外気、排気の各々について） [kW/台]
- 风量制御方式（定风量制御又は回転数制御のいずれか）
- 変风量制御における最小风量比 [%]
- 予熱時外気取り入れ停止の有無
- 外気冷房制御の有無
- 全熱交換器の有無、設計风量、全熱交換効率、自動換気切替機能の有無、ローター消費電力
- 空調機等が属する二次ポンプ群名称
- 空調機等が属する熱源群名称

空調機の送風機によるエネルギー消費量は、定风量制御の場合は送風機定格消費電力（現状では「電動機出力」で代替することが許容される）で決まり、変风量制御の場合は加えて、変风量制御における最小风量比、定格冷却（冷房）能力及び定格加熱（暖房）能力の各特性値によって時刻毎の計算がなされる。定格冷却（冷房）能力及び定格加熱（暖房）能力は、設計図書に記載される「必要冷却（冷房）能力と必要加熱（暖房）能力を入力する」と規定されており、コイル列数決定時に生じる両能力の余裕を反映した実際の値を入力することにはなっていない点は留意しておく必要がある。

こうすることで、実際には空調機の負荷率（時々刻々の処理負荷の空調機能力に対する比）は大きく見積もられることとなり、変风量制御時における送風機によるエネルギー消費量も安全側に評価されている。本設計事例の場合、コイル列数の余裕率が大きい暖房時は特にその傾向が強い。

表 5-24 空調機の能力算定書

エアハンドリングユニットの算定書		記号	AHU-3-3		系 統	3F 事務室 1						
冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-9 より												
能力算定	① 冷却能力 H_c	$H_c = \frac{Q_s \cdot \rho (h_{3c} - h_{4c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_s \Delta h_c}{3} = K_4 \times \text{コイルの冷却量} = 1.05 \times 33,134 = 34790[\text{W}]$ $H_c = \frac{H_c}{1,000} = 34.8[\text{kW}]$				34790[W]	コイルの冷却量 = 21,734					
	② 加熱能力 H_h	$H_h = \frac{Q_s \cdot \rho (h_{4h} - h_{3h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \frac{Q_s \Delta h_h}{3} = K_4 \times \text{コイルの加熱量} = 1.05 \times 17,682 = 18566[\text{W}]$ $H_h = \frac{H_h}{1,000} = 18.6[\text{kW}]$				18566[W]	コイルの加熱量 = 15,327					
	H_c : 冷却能力[W] H_h : 加熱能力[W] Q_s : 送風量[m/h] ρ : 空気密度[kg/m ³](≈ 1.2) K_4 : 経年係数(1.05) h_{3c} , h_{4c} : 冷却コイル入口、出口空気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)] h_{3h} , h_{4h} : 加熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)]											
	冷温水量 L_{CW} [L/min]	$L_{CW} = \frac{14.3 \times H_c}{\Delta t_{wc}} = 71$					$H_c = 34.8$ $\Delta t_{wc} = 7$ $L_{CW} = 71$					
風 量 [m/h]	送風量	4,779	入口 空気温度 [°C]	冷房	WB	20.8	冷水入口温度[°C]	7				
	外気量	3,600		暖房	DB	17.1	温水入口温度[°C]	55				
空機調和機の選定	形番選定 (仮) (表 7-1)	・ ACU ・ AOC	-63	機器風量 [m/h]	6,300	コイル列数 6 列	③ 冷却能力[kW]	37.1				
						冷温水量 [L/min]	④ 加熱能力[kW]	47.1				
	風量比による補正值 (図 7-2)	$\text{風量比} = \frac{\text{送風量}}{\text{機器風量}} = \frac{4,779}{6,300} = 0.76$					① 冷却	0.91				
							② 加熱	0.88				
入口空気温度 による補正 (図 7-3~8)	① 冷却	1.10	計 算 式	冷却能力 = ③ × ① × ①		計 算	37.1 × ① × 1.10 = 36.9					
	② 加熱	1.12		加熱能力 = ④ × ② × ②			47.1 × ② × 1.12 = 46.2					
判 定	6 列 36.9 \geq ①	加湿器 G_s [kg/h] (様式 機-9 より)	21.2	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T = \frac{G_s}{\eta} = \frac{21.2}{1} = 21.2$		加湿効率 η : 1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式・水加圧噴霧)					
	6 列 46.2 \geq ②											
設 計 仕 様	形 式	風 量 [m/h]			コイル			フィルター	ろ材通過風速 [m/s]			
		送風量	外気量	還気量	列数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]		種類		
	CAV-PAZ80	4,780	3,600	1,100	7	3.0	72	24	プレフィルタ (質量法 70%) 中性能フィルタ			
		空気温度 [°C]				能 力 [kW]				備 考		
	区分	冷 却			加 熱			冷 房			暖 房	
		入口	出口	再熱出口	入口	出口	加湿出口	① 冷 却	再 熱		② 加 熱	
DB	28.1	15.0		20.30	28.0		34.8	-	18.6			
WB	20.8	14.0		10.6	15.0							
加湿形式	加湿量 G_s [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	蒸気量 [kg/h]		送風機			電動機				
			加熱	再熱	機外静圧	機内制圧	計	[kW]				
蒸気加湿	21.2	21.2	-	-	183	389.6	573	2.2				
備 考												

b ファンコイルユニット(FCU)

事務室の熱負荷計算はインテリア負荷とペリメータ負荷として算出し、インテリアの室負荷と外気負荷を空調機に担わせ、ペリメータの室負荷をファンコイルユニット (以下、FCU) で処理する空調

システムを計画した。ここではFCUの熱負荷計算で算出された負荷は冷房時最大顕熱負荷 q_{SC} [W]、潜熱負荷 q_{LC} [W]、暖房負荷 q_{SH} [W]となる。このとき、冷暖房負荷は顕熱負荷と潜熱負荷で示されているので、FCUの容量は全熱負荷以上を確保する必要がある。このときFCUの水量は冷房負荷又は暖房負荷の大きい方を用いる。概して関東以西では冷房負荷によって水量が決まる傾向が強いが、東北以北では暖房負荷によって決まる傾向が強い。このような方法に従ってFCUを選定する。なお、本建物では、事務室1が北側系統、事務室2が南側系統である。

FCUの設置に関しては一般的に柱間、もしくは通り芯に合わせて1~2台設置するが、本設計では1台設置とし、空調システムの平面図を図5-12に示した。北側に位置する事務室1については、基準階においてFCUを10台設置することとし、南側の事務室2では7台設置とした。

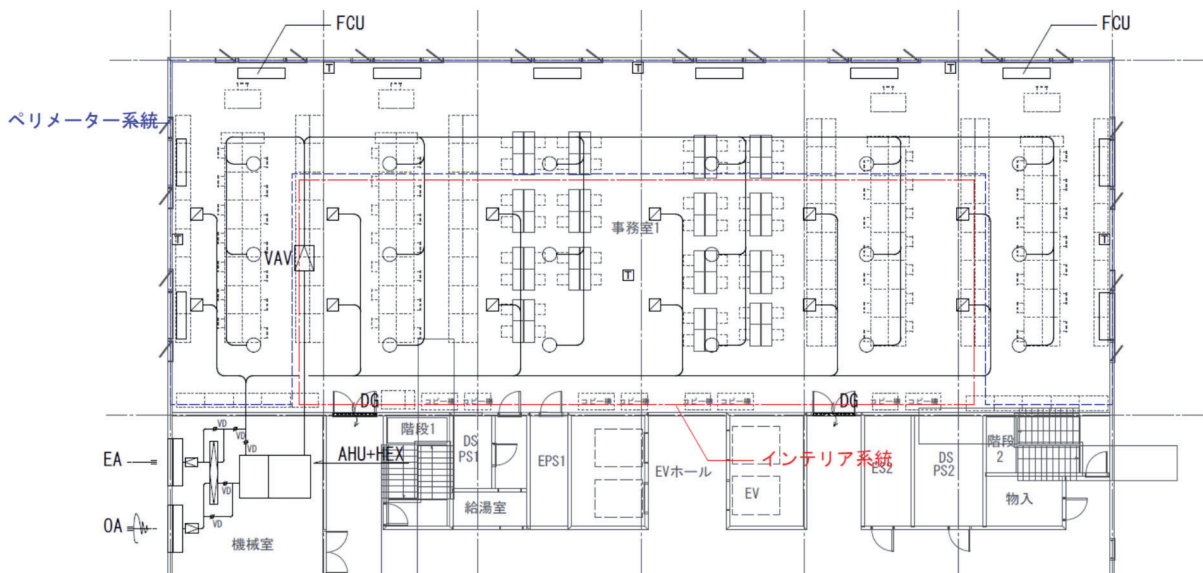


図 5-12 基準階事務室1のファンコイルユニット及び空調機等の配置図

FCUの能力は、ペリメーターゾーンの建物時刻別負荷最大値を設置台数で除し、1台当たりの能力を算出する。本ケースでは冷房を基準としているが、寒冷地では暖房負荷のほうが大きくなることもあり、その場合には暖房負荷を基準として機器を選定する必要がある。表5-21より、 q_{SC} は18,951W、 q_{LC} との合計、即ち全熱負荷 q_{TC} は21,707W、 q_{SH} は14,714Wである。以下にファンコイルの必要能力 q_{fc} [kW]の計算式を示す。

$$q_{fc} = \text{室内負荷}(q_{SH} \text{ および } q_{TH}) \times K_4 \times K_5 \div (1000 \times N) \quad \text{式 5-19}$$

q_{fc} : ファンコイルの必要能力[kW]

q_{SC} : 冷房最大顕熱負荷[W]

q_{TC} : 冷房最大全熱負荷[W]

K_4 : 経年係数 (1.05)

K_5 : 能力補償係数 (1.05)

N:機器設置台数

式 5-19 より求めた数値を表 5-25 に示す。

表 5-25 北側系統ファンコイルユニットの算定書

階	室名	室内負荷[W]				台数 N	ファンコイル必要能力[kW] $q_{fc} = \text{室内負荷} \times K_4 \cdot K_5 / (1000 \cdot N)$			形番	冷温水量 $L_{CW}[L/min]$	損失水頭 [kPa]
		冷房			暖房		冷房		暖房			
		SH	TH	SHF			SH	TH				
1	事務室 1	11222	12759	0.88	8840	5	2.47	2.81	1.95	FCU-4	40	20
2	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
3	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
4	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
5	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
6	事務室 1	18951	21707	0.87	14714	10	2.09	2.39	1.62	FCU-4	80	20
7	事務室 1	21201	23957	0.88	16587	10	2.34	2.64	1.83	FCU-6	120	25

FCU に求められる出入口温度差を考慮し、選定された FCU の諸元を表 5-26 に示す。同表の備考欄には、各階の FCU 通水量の合計を記載している。

表 5-26 FCUのメーカー選定書

選定機器仕様 $\Delta t=7K$										
階	室名	型番	機器能力			通水量 L/min	通水抵抗 k Pa	消費電力 W	備考	
			SH	TH	暖房					
1	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	38.L/min	
2	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
3	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
4	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
5	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
6	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	
7	事務室 1	KCS6-400	2.70	3.70	5.97	7.6	21.9	95	76.L/min	

(2) 個別分散型空調設備 (ケース 2 とケース 3 に共通)

一次エネルギー計算の個別分散型空調設備として、ケース 2 では電動式の圧縮機を有すパッケージエアコンを、ケース 3 ではガスエンジン駆動の圧縮機を有するガスヒートポンプ冷暖房機を取り上げる。前者を VRF (E)、後者を VRF (G) と省略する。

屋内機を選定する際は、建物時刻別冷房負荷集計の最大値に加え外気負荷も考慮し選定を行う。

ア 室内機

空調機の配置は天井面に機器が見える場合もあるため、意匠面も考慮して設置を行う必要があり、本ケースでは図 5-13 のように天井カセットタイプの機器を設置した。

基準階事務室 1 の機器の設置台数はインテリア側には 5 台、ペリメータ側には 7 台設置し、基準

階事務室 2 にはインテリア側が 4 台、ペリメータ側に 6 台を設置する計画とした。

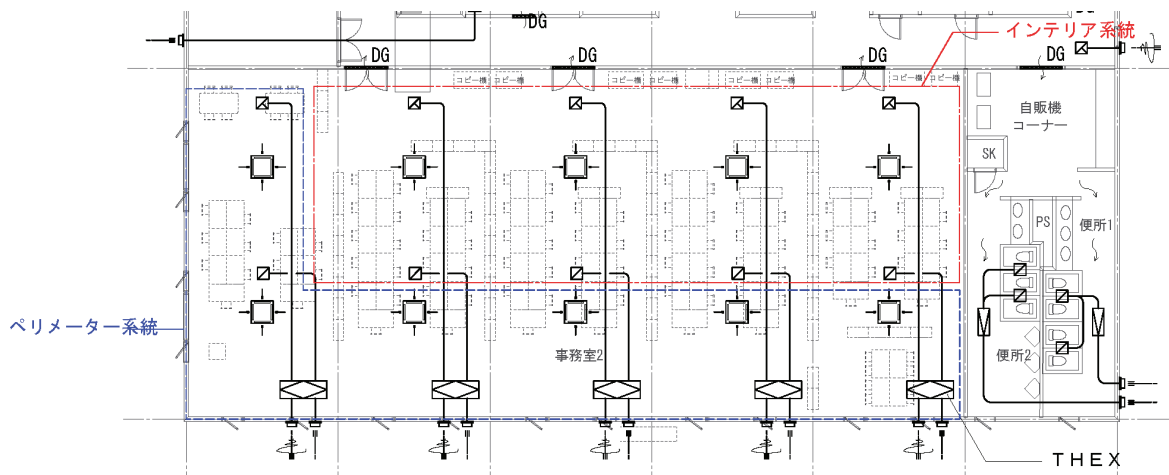


図 5-13 基準階の事務室2のVRF空調システム配置図

表 5-27 に各事務室のインテリア及びペリメータの最大冷房負荷（室内負荷+外気負荷）と、選定された室内機及び室外機の能力を、VRF(E)と VRF(G)についてまとめた。

表 5-27 空調機選定表

階数	部屋名	最大冷房負荷 (kW)		屋内機台数 (台)	1台あたりの負荷 (kW)	選定機器能力 (kW)	合計 (kW)	屋外機必要能力 (kW)	屋外機能力 VRF (E) (kW)	屋外機能力 VRF (G) (kW)
		インテリア	ペリメータ							
1F	事務室1	16.726	18.4	3	6.1	7.1	21.3	36.2	40.0	45.0
		16.074	17.7	5	3.5	3.6	18.0			
1F	事務室2	11.130	12.3	2	6.1	7.1	14.2	27.9	33.5	45.0
		14.197	15.7	4	3.9	4.5	18.0			
2F	事務室1	28.481	31.4	5	6.3	7.1	35.5	61.5	67.0	71.0
		27.331	30.1	7	4.3	4.5	31.5			
		25.913	28.6	4	7.1	7.1	28.4			
2F	事務室2	22.208	24.5	6	4.1	4.5	27.0	53.1	56.0	56.0
		28.481	31.4	5	6.3	7.1	35.5			
		27.331	30.1	7	4.3	4.5	31.5			
3~6F	事務室1	28.481	31.4	5	6.3	7.1	35.5	61.5	67.0	71.0
		27.331	30.1	7	4.3	4.5	31.5			
		25.913	28.6	4	7.1	7.1	28.4			
3~6F	事務室2	27.730	30.6	6	5.1	5.6	33.6	59.1	67.0	71.0
		28.971	31.9	5	6.4	7.1	35.5			
		29.581	32.6	7	4.7	5.6	39.2			
7F	事務室1	26.379	29.1	4	7.3	8	32.0	54.9	56.0	56.0
		23.428	25.8	6	4.3	5.6	33.6			

室内機の能力については、室内の最大時刻別負荷を設置台数で除し 1 台当たりの能力を求める。メーカーによって機器の能力のラインナップが決まっており、メーカーカタログより 1 台あたりの必要負荷を満たす機器を選定する。

イ 室外機

室外機の選定は当該室の冷房負荷を満たすように選定する。基準階事務室 1 の室内冷房負荷は 61.5kW なので、カタログから選定すると 67.0kW という仕様となる。この際、室外機能力より室内機合計能力が多少小さくなったり大きくなったりしても問題はないが、前者が後者の 70%から

130%の範囲とするなど、製造業者による推奨範囲がある。なお、VRF(E)及びVRF(G)システムの室外機の選定にあたっては下記の点に注意が必要である。

- ② 1つの屋外機に接続できる屋内機の台数・接続許容範囲に制限がある。
- ② カタログ標記の冷房能力値は JIS B8616 および JRA4002 による条件（室内側 27℃、外気温度 35℃）の条件であり、暖房能力値は（室内側 20℃、外気温度 2℃）となっている
- ③ 暖房能力は外気温度により着霜・除霜運転時に能力低下が発生する。その為、表 5-28 に示すような暖房能力の補正係数を定格能力に乗じて、機器を選定する必要がある。

表 5-28 暖房能力の補正係数

室外ユニット入り口空気温度℃ (DB)	-7	-5	-3	0	3	5	7
能力補正係数	0.87	0.87	0.86	0.84	0.87	0.98	1.00

上記のような条件があるため、選定時には機器のカタログや仕様書を確認することが重要である。なお建物は室ごとに方位や使用時間がずれることから各室の時刻別最大負荷を集計して出た値を建物全体の最大負荷としてとらえて室外機を選定すると能力を過剰に見込むことになってしまう。そのため、時間最大負荷を集計して機器選定を行うことが望ましい。

ウ 搬送部（冷媒配管）

室内機と室外機を繋ぐ配管である搬送部の設計は、系統内の室内機的能力と配管の距離によって選定を行うことになる。上記の図 5-14 は基準階事務室 1 系統の配管接続パターンであり、表 5-29 の様な冷媒管サイズ表を参照して適切なサイズを決定することが一般的である。

実際は配管長が長くなれば損失が多くなり、室外機の定格能力も低減していくことになるため、カタログや技術資料などで総配管実長 300m 以下や室外機と室内機の高低差 50m 以内などの配管接続時の注意点に関して記載されている。

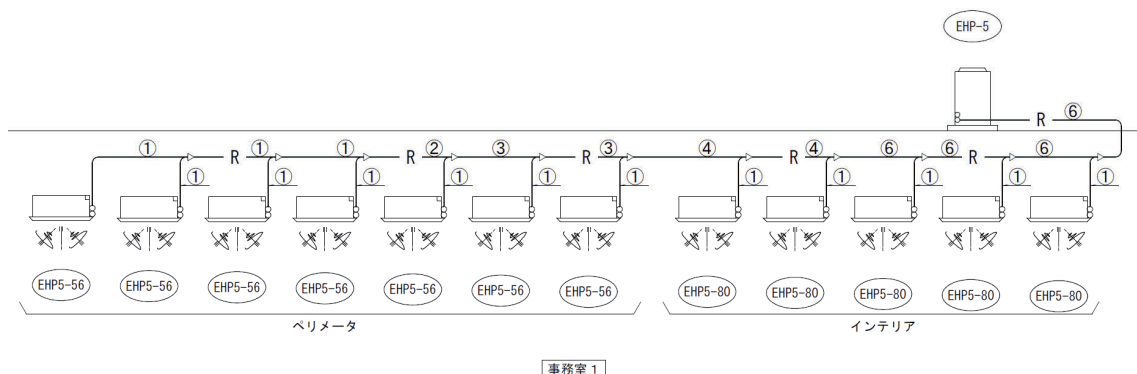


図 5-14 基準階事務室 1 の VRF(E)の冷媒配管系統図

表 5-29 冷媒管サイズ表

番号	液管[φ]	ガス管[φ]	容量[kW]
①	9.5	15.9	14
②	9.5	19.1	16~22.4
③	9.5	22.2	28
④	12.7	25.4	33.5~40.0
⑤	12.7	28.6	45
⑥	15.9	28.6	50.0~67.0
⑦	19.1	31.8	73.0~100

参考文献

1. 建築環境・省エネルギー機構、省エネルギー建築の設計ガイドライン 5.5 節空調設備の容量設定付録、2021年1月

5.6 一次エネルギー消費量等の計算結果

(1) 計算結果の概要

表 5-1 に建物の諸元を示した 6 地域（東京等）に立地する事務所ビル（以下、「建物」）を題材とし、エネルギー消費量に影響を及ぼす設計要因を変更した 1 から 5 の 5 種類のケースについて、ウェブプログラムによって設計一次エネルギー消費量の計算を行った結果を以下に示す。

ケース 1 は省エネルギー基準の基準値を導出した際の設計内容に準じたものであるのに対して、ケース 2 以降は異なる空調方式毎に現実的と思われる範囲内で省エネルギー対策を施した設計内容となっている。ケース 2 以降、空調設備についてはそれぞれのケースで特徴ある設計内容となっているが、換気設備(空調設備の設置されていない室のための換気設備)、照明設備、給湯設備、昇降機についてはケース 2 からケース 5 は同じ設計内容である。

図 5-15 に 5 ケースの計算結果を、建物の基準一次エネルギー消費量（左端）とともに示す。また、表 5-30 に単位延床面積当たりの一次エネルギー消費量と、基準値に対するパーセンテージを示す。

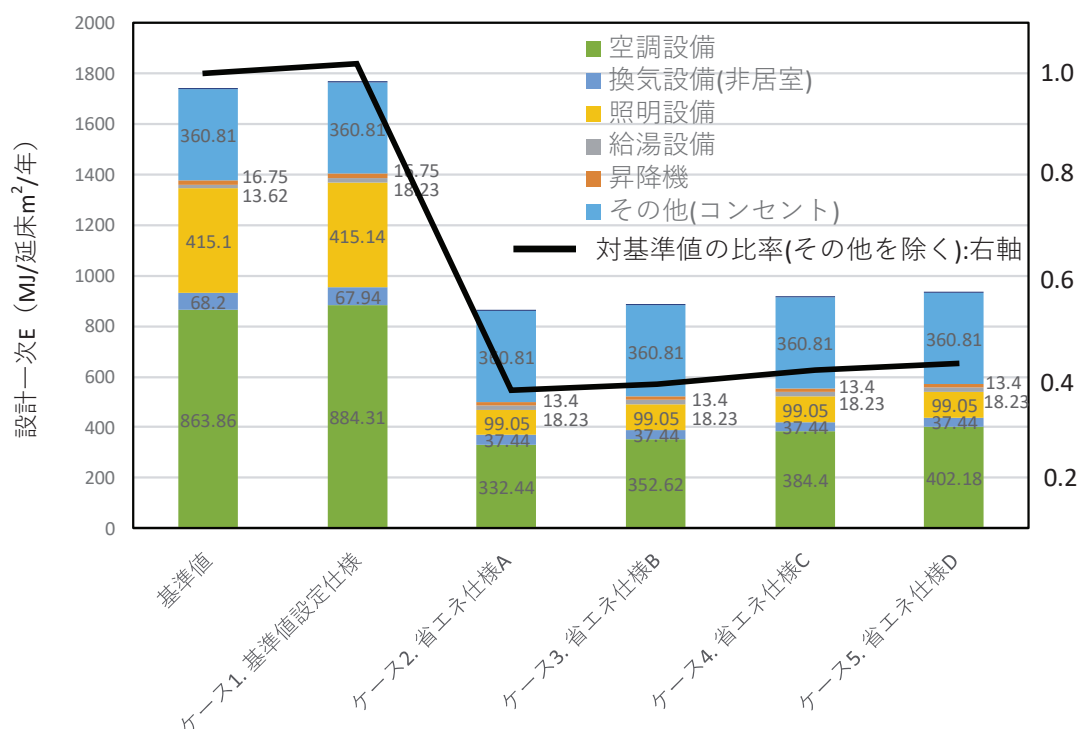


図 5-15 建物に関する基準一次エネルギー消費量と各ケースの設計一次エネルギー消費量

図 5-15 及び表 5-30 により一目瞭然であるが、省エネ対策を適用したケース 2 からケース 5 のエネルギー消費量は、省エネルギー基準の評価対象にはなっていない「その他」用途を除くと、基準値に対して 36%~41%にまで低減しており、「その他」用途を含めても基準値に対して 50~54%にまで低減している。

表 5-30 計算対象建物の基準一次エネルギー消費量と各ケースの設計一次エネルギー消費量の比較

単位はMJ/m ² 年 ^{※1}	基準値	ケース 1	ケース 2	ケース 3	ケース 4	ケース 5
空調設備	864(100)	884 (102)	332(38)	353(41)	384(44)	402(47)
換気設備 ^{※2}	68(100)	68 (100)	37(55)	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
照明設備	415(100)	415 (100)	99(24)	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
給湯設備	14(100)	18 (134)	ケース1と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
昇降機	17(100)	17 (100)	13(80)	ケース2と同じ	ケース2と同じ	ケース2と同じ
その他 ^{※3}	361	基準値と同じ	基準値と同じ	基準値と同じ	基準値と同じ	基準値と同じ
合計	1738(100)	1763 (101)	861(50)	906(51)	890(53)	903(54)
「その他」抜き合計	1378(100)	1402 (102)	501(36)	546(38)	529(40)	570(41)

※1 括弧内の数字は基準値(100)に対するパーセンテージ。

※2 空調設備のない室（トイレ、機械室、電気室等）のための換気設備。空調設備のある場合、換気設備は空調設備に含む。

※3 コンセントに接続されるPC、コピー機等の電力消費に係わるエネルギー消費量。

本節ではこれ以降において、ケース 2 からケース 5 がどのような省エネ対策を施したものであり、その実現可能性の判断材料を整理する。そして、基準値に相当する仕様であるケース 1 はそもそもどのような設計内容であるのかについて明らかにする。

(2) 各ケースの換気、照明、給湯の各設備及び昇降機に関する設計内容

各ケースの設備仕様などの特徴は表 5-9 にまとめた。このうち、省エネルギー対策ケースであるケース 2 からケース 5 に共通した換気、照明、給湯の各設備及び昇降機の設計内容がどのようなものであるかをこの節ではみることにする。

ア 換気設備

省エネルギー基準のエネルギー消費用途分類における「換気設備」は、一般の空調対象室のために設置される換気設備と異なり、排熱や汚染物質（臭気、水蒸気、油、その他の局所的に発生する物質）の排出のために、限られた用途の室（更衣室又は倉庫、便所、喫煙室、厨房、屋内駐車場、機械室、電気室、湯沸室等、食品庫等、印刷室等、廃棄物保管場所等、浴室）に設置される機械換気設備のことを指す。一方、一般の空調対象室の機械換気設備は、主として在室者 1 人当たりの換気量として必要換気量が規定されるものであり、そのエネルギー消費量は空調設備に計上されることになっている。

今回の計算対象建物では、便所、物入（倉庫）、給湯室、機械室、電気室、及び休憩室（更衣室）が対象室となっているが、基準一次エネルギー消費量を決定するための条件として、各室用途について、基準設定換気回数（一律 2.7m と仮定された天井高と床面積を乗じることで換気量が導出され

る)、換気種別、基準設定圧力損失、年間運転時間が定められており、加えて送風機効率と伝達装置効率の積(0.4)、電動機効率(0.75)及び設計余裕率(1.2)を加味することで、次式によって基準一次エネルギー消費量が導出されている。

基準一次エネルギー消費量(MJ/m²)

$$= \text{基準設定換気回数(回/h)} \times \text{仮定天井高(m)} \times \text{設計余裕率} \times \frac{1}{3600} \\ \times \text{基準設定圧力損失(Pa)} \times \frac{1}{\text{送風機効率} \times \text{伝達装置効率} \times \text{電動機効率}} \\ \times \text{年間換気時間(h/年)} \times Wh \text{を一次エネルギー消費量に換算する係数}$$

例えば、便所に関するそれらの条件値は、15回/h、第三種換気、300Pa、3133時間であるため基準一次エネルギー消費量(単位床面積当たり)は次式で求められている。

$$15 \text{ 回/h} \times 2.7 \text{ m} \times 1.2 \div 3600 \text{ (s/h)} \times 300 \text{ Pa} \div (0.4 \times 0.75) \times 3133 \text{ (h/年)} \times 9.76 \times 10^{-3} \text{ (MJ/Wh)} = 413 \text{ MJ/m}^2/\text{年}$$

このように基準値相当の機械換気設備がケース1においては設定されているのに対して、ケース2からケース5における機械換気設備は、主に便所の換気回数を削減(15回/h→8回/h)するとともに、すべての機械換気設備の電動機にインバータを設置して竣工前の調整で風量の適正化を行っていることを想定した(ウェブプログラムでは40%の削減と評価される)。また、機械室及び電気室の機械換気設備は、基準設定条件と同じ第一種換気設備としたが、室内の温度センサーによる送風量制御を行うこととした(30%の削減と評価される)。この設計では、電動機効率及び送風機効率等の改善は見込んでいないが、実際には0.75を超える電動機効率や0.4を超える送風機及び駆動力伝達効率は、十分に可能であるため、さらなる改善が可能と言える。

なお、第三種換気とする箇所の換気回数を必要最小限に抑制することは、空調対象室のための全熱交換器の給排気比率を1に近づける効果があり、それによって全熱交換効率の向上が可能となる。それにより外気負荷は低減され、明らかな省エネルギー効果を見込むことができる。

結局、ケース2からケース5における機械換気設備の設計一次エネルギー消費量は、基準値相当のケース1の55%に減少している。

イ 照明設備

基準値設定仕様に準じたケース 1 では、照明器具はすべて蛍光灯とし、照明消費電力の大半を占める事務室の光源は高周波点灯専用型蛍光灯 32 型高出力点灯タイプ(型番:FHF32、光束:4950lm/灯、消費電力:48W/灯)、器具形式はFRS18L5-322(天井埋込下面ルーバー)、保守率及び照明率は各々0.69と0.64とした。また、作業面の基準設定照度はJIS Z 9110-2011 照明基準総則の「事務室」の維持照度である750lxとして照明器具数を決定している。その結果、ケース 1 における事務室の単位床面積当たりの照明消費電力は16.3W/m²となっている。

これに対して、ケース 2 からケース 5 では、大きく照明エネルギー消費の削減を図るために、光源をすべてLEDにするとともに、タスク・アンビエント照明手法(参考文献 1)を採用し、アンビエント照明の維持照度を400lxとした。これにより、単位床面積当たりの照明消費電力は3.4W/m²となった。さらに昼光を利用して照明器具の点灯を抑制するための制御である「明るさ検知制御(自動制御ブラインド併用)」を採用することとした。

自動制御ブラインドがある場合、日射遮蔽の必要がない曇天時にブラインドを自動で開けるため、窓がそれほど大きくなくても昼光利用効果はある程度高くなる。

タスク・アンビエント照明手法については、タスク照明による照度に対し、アンビエント照明による照度が低すぎると執務作業者は不快になり、アンビエント照明による照度が高すぎると、全般照明方式に近くなってエネルギー削減効果は少なくなるため、その点における設計上の配慮が不可欠である。また、空間の明るさ感を確保するために壁面内装の反射率を上げたり、壁面の輝度を上げるための照明計画上の配慮をするなどの工夫が必要であるとされている。今回の計算では明るさ感確保のための照明器具を計上していない点は注意を要する。今後は、明るさ感確保のための照明計画手法が確立され、そのための照明エネルギー消費量の評価が容易になることが望まれる。

結局、ケース 2 からケース 5 における照明設備の設計一次エネルギー消費量は、基準値相当のケース 1 の24%に減少しており、LEDの採用とタスク・アンビエント照明手法の効果は非常に大きいことがわかる。

ただし、今回の計算においてはタスク照明分のエネルギー消費量を計上していないことには注意が必要である。タスク照明分のエネルギー消費量を調査した事例は参考文献 2 を参照されたいが、アンビエント照明のエネルギー消費量に対して3%程度とわずかな場合もあるが、15%程度となる場合もあったと報告されている。

なお、照明設備の消費電力の低減は、年間を通じて照明内部発熱が低減することを意味し、本来であれば冷房負荷の低減と暖房負荷の増加に結びつくが、現時点のウェブプログラムでは空調負荷計算において照明内部発熱の変化を考慮していないため、空調エネルギー消費量への影響の評価は行われていない。

ウ 給湯設備

基準値設定仕様に準じたケース 1 では、配管熱損失等を含めた給湯システムの効率を約 0.67（正確には 1/1.5）としている。これに対して、ケース 2 からケース 5 では、建物の一部（休憩室のシャワー用の潜熱回収ガス給湯機と節湯器具の組み合わせ）の給湯設備を除き貯湯式電気給湯機を用いるとした。事務所ビルの場合は、主たる給湯需要が発生する便所の洗面器用途が分散していることや、給湯量がさほど大きくないことから、配管熱損失を抑える観点から熱源を分散配置して配管長を抑えることは、分散熱源が電気抵抗による発熱方式となり効率が低下することを加味しても省エネルギー上有効であると考えられた。ただし、ケース 2 からケース 5 においては、給湯量の節約を意図して自動給湯栓を設けること及び配管断熱については「保温仕様 2」とした。結果的に、ケース 2 からケース 5 の給湯設備の設計一次エネルギー消費量は、ケース 1 に比して 34%増加となっている。

エ 昇降機

基準値設定仕様に準じたケース 1 では、昇降機の世界制御方式としては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）としているが、ケース 2 からケース 5 では、同方式（電力回生ありかつギアレス巻上機）とした。結果的に、ケース 2 からケース 5 の昇降機設備の設計一次エネルギー消費量は、ケース 1 に比して 20%減となっている。

(3) 空調設備に関する設計内容

ア 全般

ケース 2 からケース 5 は、空調設備以外についての設計内容は同一であるが、空調設備については中央式と個別分散方式の 2 種類、熱源を電気方式とガス方式の 2 種類、合計 4 つの方式について、現実的と考えられる範囲においてできる限り省エネルギー性能の向上を目指した設計内容とした。

表 5-30 にまとめたように、ウェブプログラムによる評価結果によると結果的に、ケース 2 からケース 5 のいずれの方式についても基準設定仕様であるケース 1 と比べ、固定値とされている「その他」のエネルギー消費量（コンセントに接続して使用する PC やコピー機など）を含めてもほぼ半減、設計内容の善し悪しが反映する「その他」を除く 5 つの用途の設計一次エネルギー消費量では、約 6 割削減を達成している。

空調設備において、最終的にエネルギーを消費している主たる機器は、圧縮機、送風機及びポンプの駆動力となっている電動機か、あるいは吸収式冷温水機の熱源となっている燃焼機器の 2 種類に帰結される。設計一次エネルギー計算においては、選択された送風機やポンプは、基本的に空調時間帯にわたって連続的に運転されると仮定されるため、安全率を見込み過ぎて大きな機器を選択すると、大きさに比例してエネルギー消費量も増加する。したがって、合理的な容量設計を行うことと省エネルギー性能の向上は密接に関係することとなる。

なお、本検討対象とした設計内容は、前述のように「建築設備設計基準」に準拠した部分が多いという点で、一般的な実務とかけ離れた非現実的な設計であるとは一概に言えないであろう。

イ 容量設定の骨子

エネルギー消費量の多寡に大きな影響を持つ要因としては、各機器のエネルギー効率とともに、上述のように各機器の容量（大きさ）が挙げられる。照明の例を用いるとすれば、LEDは蛍光灯よりも効率は良いが、維持照度を大きく設定して光束量を大とした場合には、蛍光灯を用いた場合に比して必ずしもエネルギー消費の削減になるとは限らない。

空調設備の各部の場合も同様であり、より大きな冷暖房能力を持った放熱部（例えばファンコイルユニット）を選択した場合、風量がより大きな送風機を持つ機種を選択することとなり、その放熱部の運転に要する消費電力は増加してしまう。とは言っても、小さな機種であれば良いかと言えば、そうではなく、送水されてくる冷温水から求められる冷温熱を室内に放熱できる能力が無ければ、室温を維持することができず、目標とされた入出口温度差を実現することもできず、機能不全が生じる。

「(1)計算結果の概要」において「現実的と考えられる範囲において」と述べたが、各部の容量設計の現実的なものであること、そして如何なる点で容量設計上の工夫を行ったかの概要は以下のようなものである。

a 放熱部

中央式の場合の空調機及びファンコイルユニット、個別分散の場合の室内機及び換気設備が放熱部に当たる。

冷暖房能力に係る容量設計では、建築設備設計基準に従って「室内負荷」及び「外気負荷」を算定した。算定方法の特徴を表 5-31 にまとめた。

表 5-31 建築設備設計基準における容量設計用冷暖房負荷計算における考慮要因及び数値の概略

○：考慮 ×：無と仮定	貫流熱負荷		日射 (窓)	内部発熱	室内負荷 余裕率	外気負荷	
	外壁・窓	内壁				換気量	全熱交換
冷房負荷	○	○	○	○(照明・人体・機器) [※]	1.05倍	6m ³ /h・m ²	○
暖房負荷	○	○	×	×	1.1倍	6m ³ /h・m ²	○

※各発熱量の想定値は、各々10W/m²、21.2W/m²、9W/m²とした。

(i) 空調機

空調機の設計風量の算出においては、室内負荷（顕熱分のみ）を用い、冷房時の出入口温度差を11℃とした。空調機はコンパクト形としたため、コイル面風速は3.0m/sと通常推奨される2.5～3m/sの上限となっていて機内静圧の面からは送風機の省エネルギー面では有利とは言えない選択となっている。機械室の形状や面積で制約のある場合にはこのような選択をせざるを得ないこともあり得るが、可能であれば再考に値する。一方で、ダクトについては断面積を極力大きくすることと、単

位長さ当たりの圧力損失を 0.7Pa/m 程度ととする工夫をした（表 5-23 を参照されたい）。

空調機の coils の仕様に関しては、湿り空気線図上で必要とされる冷却量及び加熱量を求めた上で、経年係数（1.05）を加味して求めた冷却能力及び加熱能力、冷暖房時の冷温水温度（冷房時：入 7℃、出 14℃、暖房時：入 55℃、出 48℃）によって決定した。

空調機は室内負荷の処理対象であるインテリアゾーンに設置されたサーモスタットに連動した VAV ユニット及びその末端に吹出口があり、VAV ユニットの開度は室温が設定温度に近づくように自動制御される。空調機の給気送風機は給気ダクトの途中の点の静圧を一定に維持するようにインバータにより回転数が自動制御される。その結果として、空調機の処理する負荷が、能力（給気・還気温度差に給気送風機最大風量に乗じて得られる熱量。基準階事務室 1 については表 5-21 を参照されたい。）よりも小さい時には、負荷に比例して給気量及び送風機消費電力が低減すると仮定されている（実際には、送風機、電動機、インバータを総合した効率は風量によって多少変化すると考えられているが、関係する技術情報が十分でなく、明確化は今後の課題である）。ただし、VAV 制御による空調機送風機の消費電力の低減が確実に得られるためには、給気温度が負荷によらずほぼ一定であることが前提であり、いわゆる「給気温度リセット」機能によって給気温度が変化してしまう場合には、負荷を処理するために必要な給気量及び送風機エネルギー消費の増大を招くリスクのあることに注意が必要である。例えば、同じ空調機が、負荷が著しく異なる複数の室の空調を担う場合には、負荷の小さな室の温度調節のために給気温度を緩和（冷房時では上昇、暖房時では低下）せざるを得ない状況が生じる。

なお、VAV 制御による給気送風機の風量の下限は定格風量の 30%とした。給気送風機の風量はこれを下回ることはできず、空調対象室の空調負荷が 30%を下回っても空調機のエネルギー消費量は 30%未満には低減されない。計算対象の設備では、設計風量通りの給気送風機が設置されることを前提としたが、仮により大きな送風機が設置された場合には、その機器の最大風量の 30%が制御の下限となるため、VAV 制御による省エネルギー効果が薄れることになる。

(ii) ファンコイルユニット

ファンコイルユニットは、ペリメータの室内負荷（全熱負荷）を処理することを条件に機種選定されている。表 5-31 に掲げた「室内負荷余裕率」にさらに「経年係数（1.05）」及び「能力補償係数（1.05）」を乗じて得られるファンコイル必要能力を設置台数で割ることにより、1 台当たりに必要な冷房能力（顕熱及び全熱）及び暖房能力（顕熱）を求めている。

ファンコイルユニットの空気の出入口温度差は 7℃として機種選定がなされた。選定された機種は、送風機の消費電力が 95W 及び 122W の 2 機種であり、必要とされる能力はいずれも十分に満足している。

なお、ファンコイルユニットは風量についての自動制御機能は持たず、設定温度と室温との関係で冷温水二方弁の開閉及び送風機の発停が制御され、室温制御がなされることが想定される。

(iii) 個別分散型空調の室内機及び換気設備

個別分散型空調の室内機は、ペリメータ及びインテリアの各々の全負荷（室内負荷と外気負荷の合計）を処理することを条件に機種選定されている。表 5-31 に掲げた「室内負荷余裕率」にさらに「経年係数（1.05）」及び「能力補償係数（1.05）」を乗じて得られる室内機の必要能力を設置台数で割ることにより、1 台当たりに必要な冷房能力（全熱）及び暖房能力（顕熱）を求めている。

b 熱源システムの選定

(i) 中央式

最大負荷の把握のために着目する 4 つの時刻（表 5-10 の左端から 3 列目）のうちで、冷房負荷及び暖房負荷（いずれも室内負荷と外気負荷の合計）、それぞれの最大値を基に、3 種類の安全率（「ポンプ・配管損失・装置負荷係数（1.05）」、「経年係数（1.05）」、「能力補償係数（1.05）」）を乗じて、熱源に必要な冷凍能力を算出し機種選定した（式 5-1）。

吸収式冷温水機については 2 台で必要な冷凍能力を満たす構成とした。選定した吸収式冷温水機は、冷却水ポンプの省電力化を狙い、冷却水の出入り口温度差 7℃に対応可能ものとして選定されている。また、冷却水配管の流速を 1m/s 以下として配管を設計し、ポンプの消費電力を抑える工夫をした。

ウォーターチリングユニット（空冷式）については、5 台で必要な冷凍能力を満たす構成とした。吸収式冷温水機と比べて分割台数を多くできたのは比較的にかの小さい機種が市場に存在しているためである。

(ii) 個別分散

事務室毎に室外機を設けることとして、各事務室の室内機のかの合計を上回る室外機を選定した。

c ポンプの選定

二次冷温水配管の設計においてはポンプの消費電力を低減させるため、往還温度差を極力大きくとること、及び配管径を太くして管内流速及び圧力損失を低減させた。また、二次ポンプについては、VWV 制御を適用し、エアハンドリングユニット用配管 2 系統（南北）とファンコイルユニット用配管 2 系統（南北）のうち、最も両側静圧差が小さくなる位置にある放熱部機器の両側の静圧差を一定値（その放熱部機器に必要な静圧差）以上に保つようにポンプの回転数を維持するとともに、二次冷温水配管の全体の流量の計測値を基にポンプの運転台数を自動制御することとした。

なお、二次冷温水用のポンプの回転数の下限は定格値の 60%とした。現状ではこの程度が下限と

して設定されることが多いとのことであるが、実際にはさらに低い回転数下限とすることの可能性を検討すべきと言える。

ウ 部分負荷効率向上の可能性と工夫

a 熱源単体の部分負荷効率の特徴

ケース 1 からケース 5 で想定されている空調用熱源であるところの、ウォーターチリングユニット（空冷式）、吸収式冷凍機（都市ガス）、パッケージエアコンディショナー（空冷式）及びガスヒートポンプ冷暖房機（都市ガス）の 4 種類について、ウェブプログラムで想定している熱源エネルギー効率と部分負荷率との関係を図 5-16(a)(b)に示す。

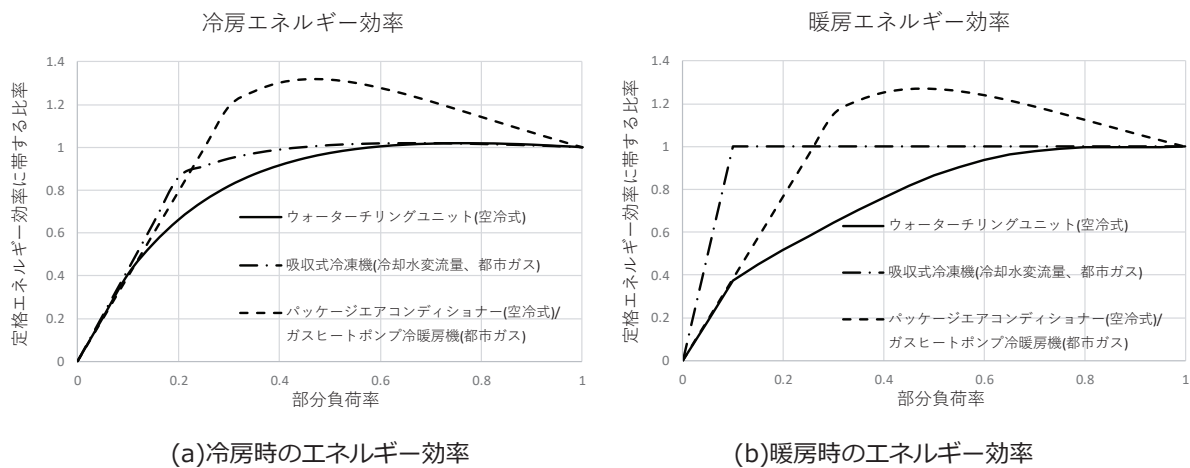


図 5-16 ケース 1 からケース 5 で想定した 4 種類の熱源のエネルギー効率と部分負荷率との関係

パッケージエアコンディショナー（空冷式）とガスヒートポンプ冷暖房機（都市ガス）は冷房と暖房のいずれについても同じ部分負荷特性を持つと想定されている。部分負荷率が 0.3 以下の領域におけるエネルギー効率は、ウォーターチリングユニット（空冷式）が他の 3 種類と比較すると、やや低い傾向にある。原点から直線となっている領域については、エネルギー消費量が不変、即ち負荷が減少してもエネルギー消費量は減少しない部分負荷領域であることを意味している。例えば、パッケージエアコンディショナー（空冷式）及びガスヒートポンプ冷暖房機（都市ガス）は、部分負荷率 0.3 以下の領域で特性が直線となっており、その範囲では空調負荷が大きかろうと小さかろうと、エネルギー消費量は一定となる。

b 台数分割による熱源システムの部分負荷効率向上

中央式の場合には、建物全体に必要な容量を分割し、複数台数の熱源で熱需要に対応することで、運転が不要な機器を停止して運転している熱源の部分負荷率を増加させる方法がとり得る。ケース 1 であっても 2 台のウォーターチリングユニット（空冷式）に分割しているが、ケース 4 では 5 台のウォーターチリングユニット（空冷式）に分割、ケース 5 では 2 台の吸収式冷凍機（都市ガス）に

分割している。ケース 1、ケース 4 及びケース 5 の熱源全体としてのエネルギー効率と部分負荷率との関係を図 5-17 に示す。ウォーターチリングユニット（空冷式）を 2 分割から 5 分割とすることによる部分負荷率 25%以下の領域での熱源システムとしてのエネルギー効率改善が顕著と言える。

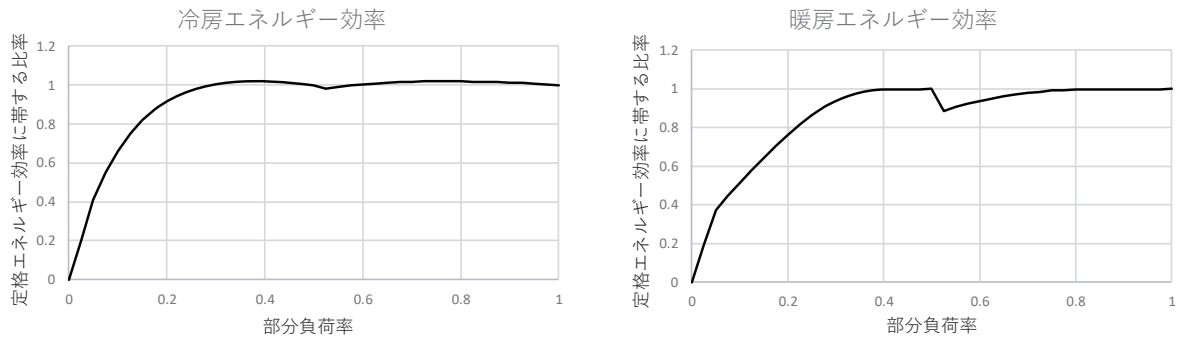


図 5-17(a) 台数分割による部分負荷率とエネルギー効率
ウォーターチリングユニット（空冷式）2台構成

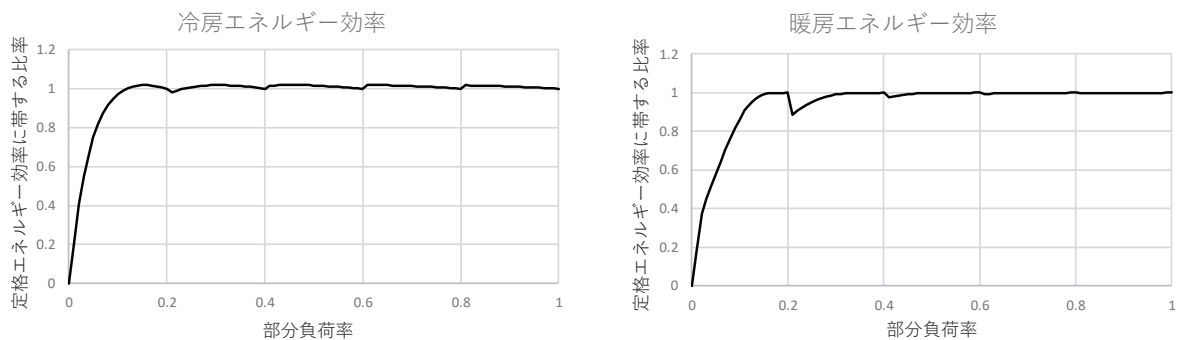


図 5-17(b) 台数分割による部分負荷率とエネルギー効率
ウォーターチリングユニット（空冷式）5台構成

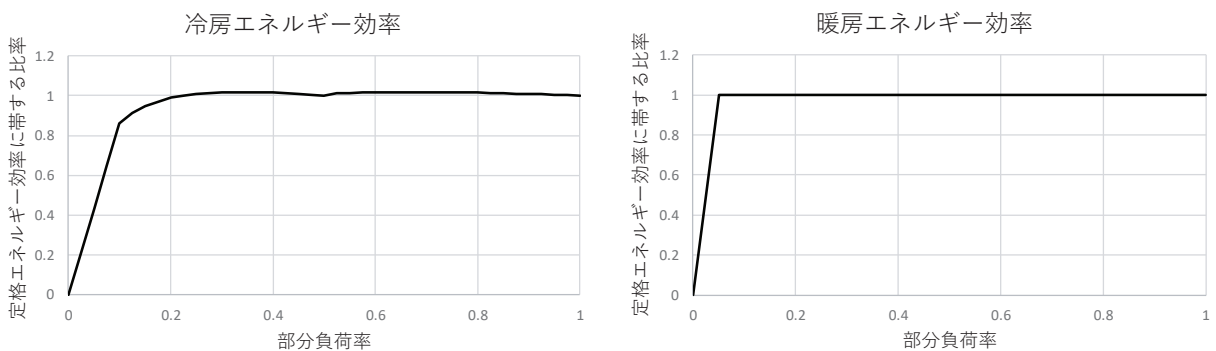


図 5-17(c) 台数分割による部分負荷率とエネルギー効率
吸収式冷凍機（都市ガス）2台構成

c 搬送部（水及び空気）の部分負荷効率の向上

空調設備の搬送部とは、中央式空調設備については熱源部の熱源冷却水及び一次冷温水の配管及びポンプ、二次冷温水の配管及びポンプ、二次冷温水からの得られた冷温熱を空調対象室に供給する空気調和機及びファンコイルユニットを指す。個別分散型空調設備については冷媒配管とその末端にあ

る室内機を指すが、冷媒搬送機能は室外機に内蔵される圧縮機が兼ねるため、そのエネルギー消費量は室外機のそれに内包されており、抜き出して評価することは難しい。

ポンプ及び送風機の効率は、それらの単位電力消費量に対する搬送される熱量の値であると定義できよう。空調負荷が部分負荷となった状況において、その効率がいかに維持できるかが重要となる。

$$\text{ポンプ又は送風機の効率} = \frac{\text{搬送される冷温熱量}}{\text{ポンプ又は送風機の電力消費量}}$$

搬送部のポンプ及び送風機の規模、即ち実現可能な流量や風量の大きさの決定過程では、「5.5 空調設備の容量設定」で述べたように、一般的な方法と考えられる範囲内においてできるだけ過大な規模・容量にならないように配慮を施した。

こうした配慮によって、建物の空調負荷が小さくなった状況下における搬送部としての効率が維持できる部分もあるが、理論的考察によって効率維持が困難となる要因のあることも推測される。表 5-32 及び表 5-33 に特に部分負荷効率の低下要因について整理した。

表 5-32 ポンプの部分負荷効率の向上要因と低下要因

向上要因	低下要因（更なる省エネルギー性能向上のための課題）
<ul style="list-style-type: none"> ・二次冷温水ポンプを台数分割されている場合は、ポンプ群の負荷率に応じて運転台数が計算される。 ・二次冷温水ポンプが変流量制御されている場合は、ポンプ群の負荷率に比例して各ポンプの消費電力が低減される（ただし、各ポンプの最小流量比率を下限として）。 	<ul style="list-style-type: none"> ・ポンプ及び電動機の選定は配管の圧力損失を低減する配管設計の下で行ったが、ポンプ及び電動機の選定は余裕を持って行われるため、選定されたポンプ及び電動機では電力の浪費となる可能性が高い。竣工前の試験においてインバータによる電動機入出力の調整がなされない限り、全般的な効率低下となる。 ・エネルギー消費量計算に用いる電動機特性には電動機出力が用いられるのが現状であり、消費電力が不明なため電動機及びインバータの効率の善し悪しが評価できていない。 ・変流量制御のためインバータを用いた際の、電動機回転数と消費電力の関係は、必ずしも線形ではなく、<u>低回転数域ではインバータの効率低下が実際には生じている可能性がある。</u> ・電動機の故障回避を意図してインバータ周波数の下限が電動機メーカーの保証条件として謳われており、<u>空調負荷率が小さい領域における消費電力の低減が見込めなくなる。</u> ・二次冷温水の流量計測及び往還差圧の計測誤差が大きい場合に制御が正常に機能しない恐れがある。 ・往還水温度差が設計条件を確保できない場合には、<u>空調負荷率が小さくなくても冷温水流量が減らず、ポンプ消費電力も減らないことが起こり得る。</u> ・ウェブプログラムでは、<u>冷却水配管用ポンプ及び一次冷温水配管用ポンプについては定流量制御が仮定されており、熱源運転時間にわたり一定の消費電力が発生する。</u>

表 5-33 空調機の部分負荷効率の向上要因と低下要因

向上要因	低下要因（更なる省エネルギー性能向上のための課題）
<p>・給気量によらず給気ダクト主管部の静圧（吐出圧）を一定にする給気送風機電動機のインバータ制御によって、消費電力が低減される。給気量は室温サーモスタットと連動したVAVユニットにより変化する。</p>	<p>・末端圧制御や要求風量制御といったより高度な変風量制御の効果は、それら制御の定義や設計施工要件が明確に規定し得ていないとの判断から、ウェブプログラムでは評価できていない。</p> <p>・給気送風機及び電動機の選定は単位長当たり圧力損失を低減するダクト設計の下で行っているが、余裕をもって選定された電動機の定格出力では電力の浪費となる可能性が高い。<u>竣工前の試験においてインバータによる電動機入出力の調整がなされない限り、全般的な効率低下となる。</u></p> <p>・空調機の機内圧力損失の全圧力損失に占める割合は大きいため、<u>コイル正面風速が過度に高い場合には、送風機の電力消費量が過大となる恐れがある。</u></p> <p>・エネルギー消費量計算に用いる電動機特性には電動機出力が用いられるのが現状であり、消費電力が不明なため電動機の効率の善し悪しが評価できていない。</p> <p>・変流量制御のためインバータを用いた際の、電動機回転数と消費電力の関係は、必ずしも線形ではなく、<u>低回転数域ではインバータの効率低下が実際には生じている可能性がある。</u></p> <p>・電動機の故障回避を意図してインバータ周波数の下限が電動機メーカーの保証条件として謳われており、<u>負荷率が過小となる場合には消費電力の低減が見込めなくなる。</u></p> <p>・給気ダクト内の静圧の計測誤差が大きい場合に制御が正常に機能しない恐れがある。風量を用いた変風量制御の場合には風量の計測誤差も障害になり得る。</p> <p>・給気送風機の風量決定時における給気温度よりも緩和される（冷房の場合は高く、暖房の場合は低く変更）場合には、搬送される熱量当たりの送風機の消費電力が増加してしまう。</p> <p>・給気送風機及び還気送風機（本計算例では使用せず）の回転数が増減した際に、外気量及び排気量の制御に配慮を払わない場合に、外気量が過大・過小となる、外気量と排気量の均衡が失われる可能性がある。</p>

工 全熱交換換気設備の熱回収効果維持のための工夫

全ケースにおいて外気負荷低減によって空調エネルギー消費量を減らすために、全熱交換換気設備の設置を想定している。

中央式空調設備としているケース 1、4 及び 5 については、回転形的全熱交換器を外気取入れ部に設置することを想定し、外気送風機及び排気送風機を含む空調機周りの機器構成と風量バランスを図 5-9（基準階の事務室 1 を例として）のようなものとして想定している。全熱交換器の諸元については表 5-9 のケース 1、4 及び 5 の全熱交換器の項を参照されたい。各階においては表 5-5 に示したように非空調室の換気が行われているが、第 3 種換気による排気量が過大な場合には、全熱交換器を通過す

る空気の給排気比率（＝給気量／排気量）が小さくなり熱回収量が低下してしまうため、第3種換気用送風機の選定や設置後の風量調整は慎重に行う必要がある。ケース1、4及び5の標準階においては、便所が各750m³/h、物入が100m³/h、給湯室が250m³/hとし、全熱交換器を通した外気導入量が6600m³/h、排気量が4750m³/hとして、給排気比率を1.4（＝6600/4750）に抑えた。

個別分散型空調設備としているケース2及び3については、静止形の全熱交換換気ユニットを用いることとし、給排気比率を抑えるために便所の機械排気分（合計1800m³/h）の4割に相当する給気を自然給気により補うこと、及び物入の第3種換気については照明連動による間欠運転とする工夫を施して給排気比率を1.25に抑える工夫を施すこととした。

現行のウェブプログラムでは、給排気比率や有効換気量率（表4-19参照）は各々2.0及び0.85で固定されており、実質的な熱交換効率の改善効果は評価できないが、ここでは上記のような改善を施した場合の実質的な熱交換効率を別途算出し、同等な熱交換効果となる見かけの熱交換効率をウェブプログラムの入力データとすることで評価を可能にしている。

(4) 空調設備の設計一次エネルギー消費量計算結果の詳細

図5-18に各ケースの空調設備の設計一次エネルギー消費量計算結果を示す。図5-17の空調設備の計算結果を構成要素毎にみたものとなっている。

基準設定仕様（ケース1）と比較すると、省エネ仕様のエネルギー消費量は31～40%に削減されている。空調設備の構成要素の中で最も削減量が多いのは「室内機/空調機等」となっている。

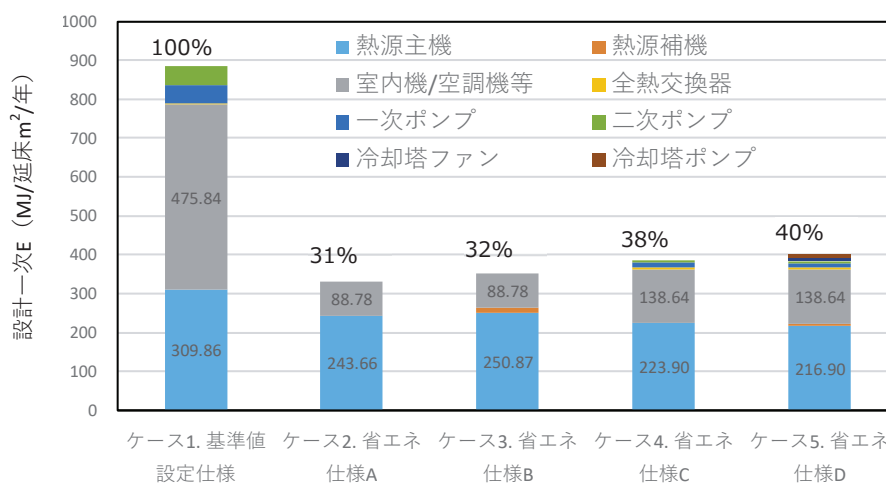


図 5-18 各ケースの空調設備の設計一次エネルギー消費量

ア 熱源主機及び補機

熱源補機は、ガスをエネルギー源とする機器に付属するポンプ等である。主機と補機を合わせたエネルギー消費量は、ケース1（基準値設定仕様）と比較して、72%～81%に削減されている。

各ケースの熱源の効率（一次エネルギー効率）を比較すると図5-19のようになっており、ケース1に対し、冷却効率は0.94倍～1.05倍、加熱効率は0.67倍～1.04倍の範囲に収まっている。

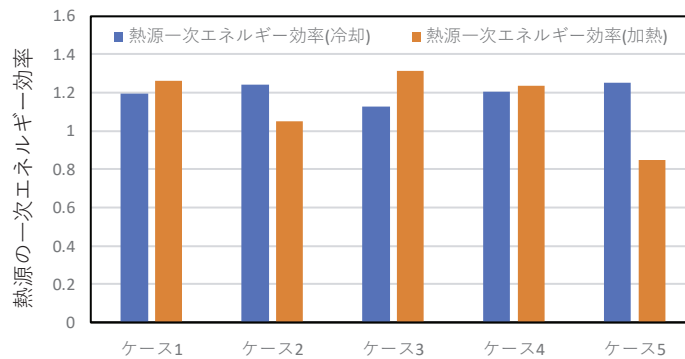


図5-19 各ケースの熱源一次エネルギー効率比較

図 5-19 各ケースの熱源一次エネルギー効率比較

空調対象室の単位床面積当たりの熱源及び空調機等の冷却能力は図 5-20 のようになっている、ケース 1 に対して熱源冷却能力は 0.81 倍～0.98 倍、空調機等の冷却能力は 0.99 倍～1.04 倍となっている。

※空調機等とは、空調機、ファンコイルユニット、個別分散空調の室内機を意味する。

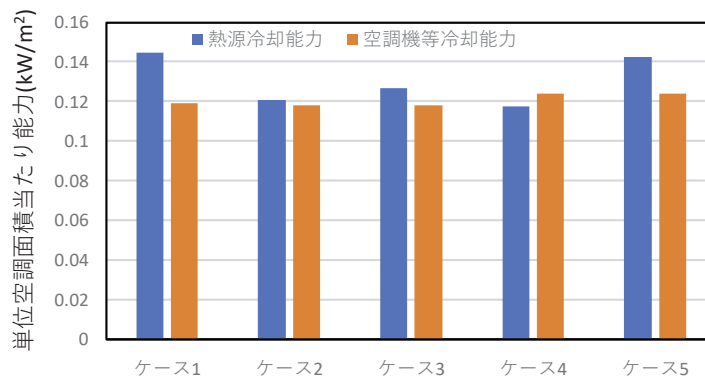


図 5-20 各ケースの熱源及び空調機等の冷却能力比較

熱源が処理した熱負荷の熱源能力に対する比率、即ち熱源負荷率の分布を図 5-21～図 5-25 に示す。

冷房負荷についてはいずれのケースともに負荷率「0.4 超 0.5 以下」のレンジまで達している。

一方、暖房負荷についてはほとんどの時間が最小レンジ「0.1 以下」で運転されている。0.1 以下という極低負荷条件におけるケース 2 及びケース 3 の個別分散熱源の暖房効率については図 5-16(b)、ケース 1、ケース 4 及びケース 5 については各々図 5-17(a)、図 5-17(b)及び図 5-17(c)により把握することはできる。ケース 1 の場合は定格エネルギー効率のおよそ半分以下の効率、ケース 2 及びケース 3 の場合は 4 割以下、ケース 4 の場合は 9 割以下、ケース 5 の場合は定格エネルギー効率以下の範囲となることが大略として推測される。5.5 節に記した方法により設定した各ケースの熱源の諸元を表 5-34 にまとめる。

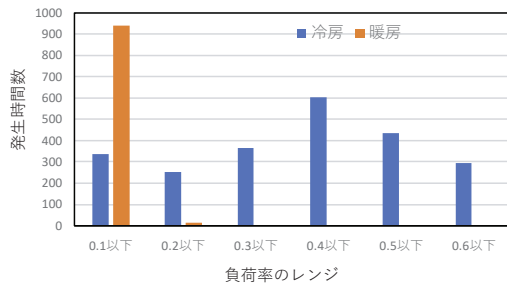


図 5-21 ケース1 (中央式) の熱源の負荷率

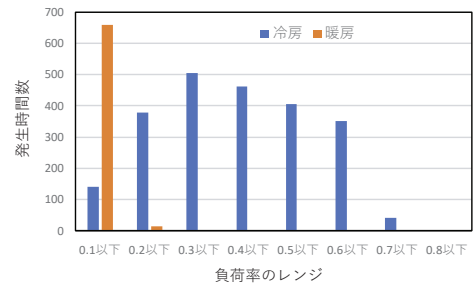


図 5-22 ケース2 (個別分散) の室外機 (基準階事務室1全体を空調) の負荷率

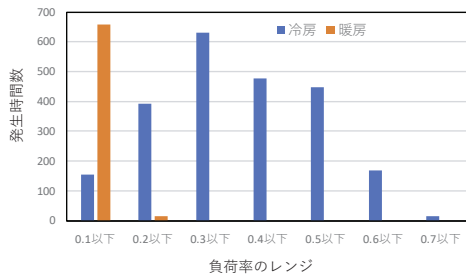


図 5-23 ケース3 (個別分散) の室外機 (基準階事務室1全体を空調) の負荷率

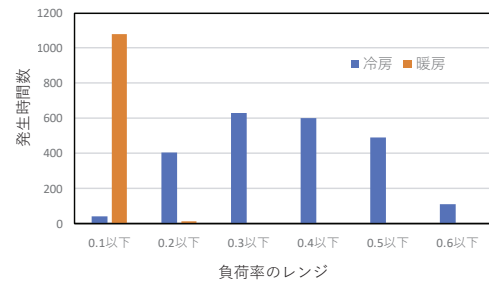


図 5-24 ケース4 (中央式) の熱源の負荷率

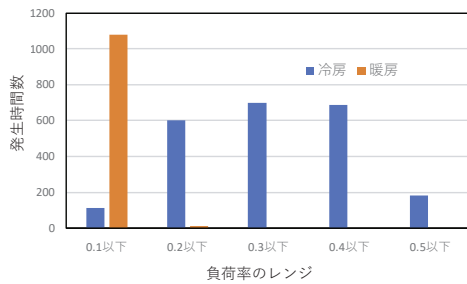


図 5-25 ケース5 (中央式) の熱源の負荷率

表 5-34 ケース1~ケース5の熱源の諸元

	主熱源の種類	定格能力 kW の合計 /構成台数		総定格一次エネルギー消費量 kW		一次エネルギー換算 定格 COP	
		冷房	暖房	冷房	暖房	冷房	暖房
ケース1	ウォーターチリングユニット(空冷式)	1072/2 台	1166/2 台	897	924	1.19	1.26
ケース2	パッケージエアコンディショナー(空冷式)	894/16 台	1028/16 台	720	977	1.24	1.05
ケース3	ガスヒートポンプ冷暖房機(都市ガス)	940/16 台	1058/16 台	847	818	1.11	1.29
ケース4	ウォーターチリングユニット(空冷式)	870/5 台	870/5 台	722	704	1.20	1.24
ケース5	吸収式冷凍機(冷却水変流量、都市ガス)	1054/2 台	796/2 台	843	938	1.25	0.85

(注)ケース3及びケース5の定格一次エネルギー消費量は補機分を含む。

イ 送風機及びポンプ

送風機及びポンプのエネルギー消費量(図 5-18 から熱源主機及び補機分を除いたもの)を図 5-26 に示す。個別分散型空調(ケース 2 とケース 3)については、室内機の消費電力のみが計上されている。

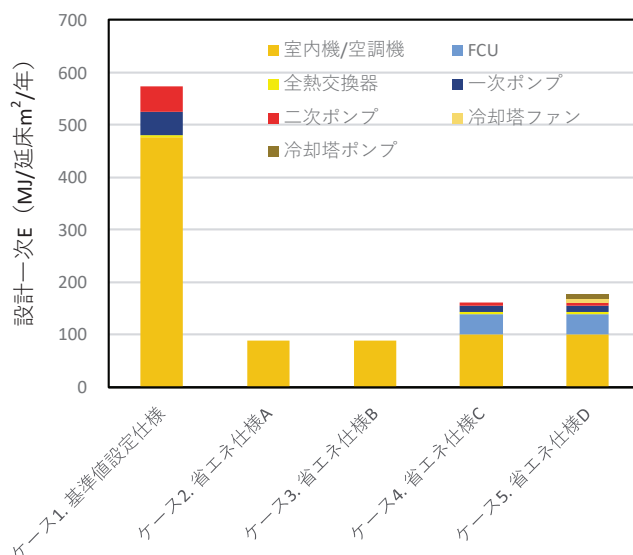


図 5-26 各ケースの送風機及びポンプの設計一次エネルギー消費量

ケース 1 からケース 5 までの空気及び水搬送機器の消費電力又は電動機出力を、主たる空調空間の単位床面積で整理すると表 5-35 のようになる。注目すべき点を以下に箇条書きする。

- ・ AHU の給気・還気用送風機(ケース 4 と 5 には還気送風機はなし)の電動機出力をケース 1 とケース 4 (ケース 5 と同一)と比較すると、前者は後者の約 2.4 倍であり、基準値レベルの設計の余裕度は非常に大きく、省エネの余地が多分にある。
- ・ ケース 4 又はケース 5 において、AHU (インテリア室内負荷処理)と FCU (ペリメータ同)を比較すると前者の電力消費量は後者の 2 倍程度になる可能性がある。設計用の冷房負荷は表 5-21 に示されているがむしろ後者のほうが 1 割ほど大きい。この差はダクトの圧力損失分と考えられ、それを補う工夫が求められている。
- ・ VRF の室内機の消費電力を FCU のそれと比較すると 3 割以下となっている。
- ・ 中央式空調設備と個別分散型空調設備の全熱交換換気設備を比較すると、後者のほうがやや消費電力が小さい(2.87W/m²に対して 2.55W/m²)。換気機能を集約して単一の大きい送風機を用いることの省エネ効果が実現されていない。
- ・ 基準レベルの設計(ケース 1)では、一次ポンプと二次ポンプの消費電力が、ケース 4 及びケース 5 に比して数倍以上となっている。より注意深く配管設計及びポンプの選択を行う必要があろう。

表 5-35 各ケースの搬送用機器消費電力/電動機出力の構成と比較

単位 : W/m ²	ケース1	ケース2/ ケース3	ケース4	ケース5
AHU/給気・還気/インテリア	18.43	0.00	7.76	7.76
AHU/給気・還気/ペリメータ	18.43	0.00	0.00	0.00
FCU/ペリメータ	0.00	0.00	3.36	3.36
室内機/インテリア	0.00	1.14	0.00	0.00
室内機/ペリメータ	0.00	1.00	0.00	0.00
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア	1.59	0.00	2.87	2.87
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ	1.59	0.00	2.87	2.87
全熱交換ユニット/インテリア	0.00	2.39	0.00	0.00
全熱交換ユニット/ペリメータ	0.00	2.55	0.00	0.00
冷却塔ポンプ	0.00	0.00	0.00	2.02
冷却塔送風機	0.00	0.00	0.00	1.00
一次ポンプ	3.59	0.00	1.39	1.00
二次ポンプ	5.40	0.00	0.89	0.89
合計	49.03	7.07	19.14	21.77

表 5-35 の数値を図 5-27 に図示する。

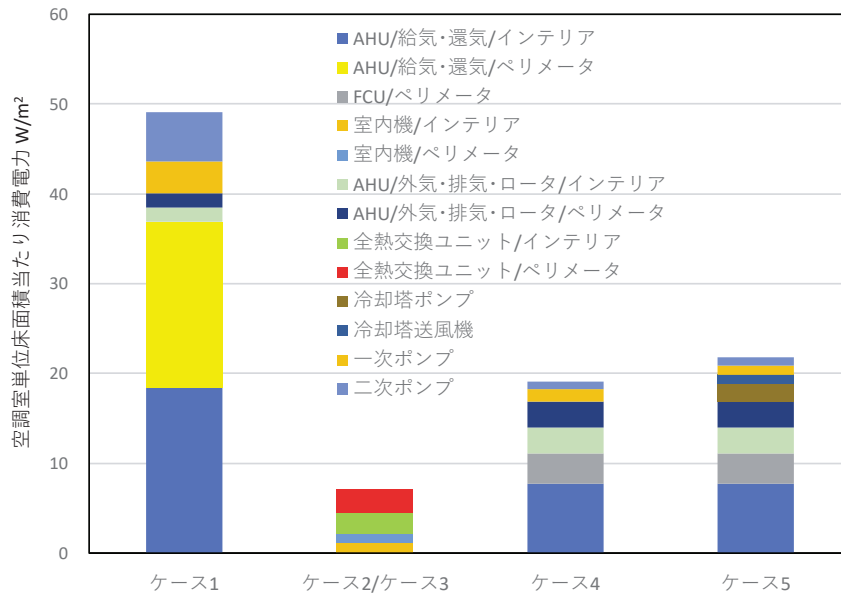


図 5-27 各ケースの空気・水搬送機器の消費電力又は電動機出力の比較

(5) 基準値が定められている背景

第 1 章の 1. 1 で述べたように省エネルギー基準は平成 25 年に、それまでの PAL 及び CEC から PAL* 及び一次エネルギー消費量という尺度に変更されているものの、適合の難易度の変更はなされていない。すなわち、従前の PAL が求める外皮性能及び各 CEC が求める各設備のエネルギー効率についてはそれらの要求水準が変わらないように基準値が定められている。さらに言えば、PAL 及び CEC の要求値は遡ること約 21 年前の平成 11 年 3 月の告示において従前よりも 10%強化されて以

来踏襲されてきたレベルのものである。

非住宅建築物の省エネルギー基準が 2000 m²以上を対象に義務化された際には、それ以前から行われていた届け出られた省エネルギー計画書が統計的に分析され、表 5-36 に示すように適合率が吟味された。ケース 1 の省エネルギー性能は、普通に設計された事務所ビルがほぼ満足する水準と言える。

表 5-36 平成27年度における2000m²以上の各種非住宅建築物の基準適合率

	事務所等	ホテル等	病院等	物販 店舗等	学校等	飲食店等	集会所等	工場等	合計
省エネ基準適合率 (BEI 1.0)	99%	91%	97%	92%	98%	93%	84%	99%	97%
外皮基準適合率	99%	91%	99%	92%	98%	93%	85%	99%	98%
一次エネ基準適合率 (BEI 1.0)	99%	99%	97%	99%	99%	99%	93%	99%	99%
誘導基準適合率 (BEI 0.8)	64%	61%	28%	48%	51%	50%	38%	70%	59%

出典：国土交通省住宅局「住宅・建築物のエネルギー消費性能の実態等に関する研究会」第6回配付資料(2018.3.27)

(6) 部分負荷エネルギー消費量比率

表 5-37 は、空調設備の構成要素別に年間エネルギー消費量を集計したものである。AHU 及び FCU の送風機によるエネルギー消費量が、特にケース 1 について大きな比重を占めることが確認される。それらについてケース 1 とケース 4・ケース 5 を比較すると、前者は後者の 3.5 倍に達する。この大差の原因を確認するためもあり、表 5-37 の各構成部の年間エネルギー消費量が、各構成部の定格エネルギー消費量に空調運転時間（冷房：2282 時間、暖房：1092 時間）を乗じて得られる可能最大エネルギー消費量に対する比率（「部分負荷エネルギー消費量比率」と称す。「全負荷相当運転時間」の空調運転時間に対する比と同値となる。）を算出すると表 5-38 のようになっている。

表 5-38 中で網掛けをしたセルでは、部分負荷エネルギー消費比率が 1 を下回っている。部分負荷エネルギー消費比率が 1 を下回る構成部では、AHU の変風量制御（ケース 4・5）、吸収式冷凍機の場合の冷却塔ポンプの台数制御及び変流量制御、同じく吸収式冷凍機の場合の冷却塔ファンの台数制御（ケース 5）が効果を発揮している。また、ケース 1・4・5 の一次ポンプの台数制御及び二次ポンプの変流量制御についても効果を発揮している。

外気取入れに係る構成部、即ち AHU の外気導入及び排気用送風機（ケース 4・5）及び全熱交換換気ユニット（個別分散型空調設備のケース 2・3）の部分エネルギー消費比率は、いずれも 1 にとどまっているが、これはデマンド換気制御をウェブプログラムでは評価できていないことによる。今後、CO₂濃度制御などのデマンド換気制御の技術的要件の明確化と評価方法の整備が重要となろう。

表 5-37 空調設備の冷暖房別・構成要素別のエネルギー消費量（事務室分のエネルギー消費量）

	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5
AHU/給気・還気/インテリア(冷房)GJ/年	1565	-	-	219	219
AHU/給気・還気/インテリア(暖房)GJ/年	749	-	-	88	88
AHU/給気・還気/ペリメータ(冷房)GJ/年	1402	-	-	-	-
AHU/給気・還気/ペリメータ(暖房)GJ/年	671	-	-	-	-
FCU/ペリメータ(冷房)GJ/年	-	-	-	254	254
FCU/ペリメータ(暖房)GJ/年	-	-	-	122	122
室内機/インテリア(冷房)+全熱交GJ/年	-	297	297	-	-
室内機/インテリア(暖房)+全熱交GJ/年	-	142	142	-	-
室内機/ペリメータ(冷房)+全熱交GJ/年	-	268	268	-	-
室内機/ペリメータ(暖房)+全熱交GJ/年	-	128	128	-	-
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(冷房)GJ/年	135	-	-	243	243
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(暖房)GJ/年	64	-	-	116	116
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(冷房)GJ/年	121	-	-	215	215
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(暖房)GJ/年	58	-	-	103	103
冷却塔ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	100
冷却塔ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
冷却塔送風機(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	80
冷却塔送風機(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
一次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	324	-	-	98	80
一次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	120	-	-	23	38
二次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	366	-	-	43	43
二次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	119	-	-	7	7
熱源(冷房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	2309	1734	1950	1775	1983
熱源(暖房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	711	668	657	401	192
上記総計GJ/年	8712	3237	3443	3709	3884
事務室部分の床面積当たり空調エネルギー消費量 MJ/m ² 年	1213	451	479	516	541

表 5-38 空調設備の構成要素別にみた、
(定格エネルギー消費量×運転時間) に対する実負荷時エネルギー消費量の比率

	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5
AHU/給気・還気/インテリア(冷房)GJ/年	1.00	-	-	0.34	0.34
AHU/給気・還気/インテリア(暖房)GJ/年	1.00	-	-	0.28	0.28
AHU/給気・還気/ペリメータ(冷房)GJ/年	1.00	-	-	-	-
AHU/給気・還気/ペリメータ(暖房)GJ/年	1.00	-	-	-	-
FCU/ペリメータ(冷房)GJ/年	-	-	-	1.00	1.00
FCU/ペリメータ(暖房)GJ/年	-	-	-	1.00	1.00
室内機/インテリア(冷房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
室内機/インテリア(暖房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
室内機/ペリメータ(冷房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
室内機/ペリメータ(暖房)+全熱交GJ/年	-	1.00	1.00	-	-
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(冷房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
AHU/外気・排気・ロータ/インテリア(暖房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(冷房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
AHU/外気・排気・ロータ/ペリメータ(暖房)GJ/年	1.00	-	-	1.00	1.00
冷却塔ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	0.31
冷却塔ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
冷却塔送風機(冷房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	0.50
冷却塔送風機(暖房、按分した事務室分)GJ/年	-	-	-	-	-
一次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	0.56	-	-	0.44	0.50
一次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	0.44	-	-	0.22	0.56
二次ポンプ(冷房、按分した事務室分)GJ/年	0.42	-	-	0.30	0.30
二次ポンプ(暖房、按分した事務室分)GJ/年	0.29	-	-	0.10	0.10
熱源(冷房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	0.31	0.30	0.29	0.30	0.29
熱源(暖房)補機込み 一次換算エネルギー消費量、 按分した事務室分GJ/年	0.20	0.18	0.21	0.14	0.05

熱源についてはすべてのケースで部分負荷エネルギー消費比率が 1 を下回っているがこれは台数制御に加えて図 5-16 及び図 5-17 に示したような熱源の部分負荷時の効率の維持性能によっている。

ケース 5 の吸収式冷凍機の暖房時の部分負荷エネルギー消費比率が 0.05 と際だって小さいのは、図 5-17 (c) に示したような部分負荷率 0.05 まで定格効率を維持する特性による。

一方、表 5-38 において部分負荷エネルギー消費率が 1 となる構成部位も少なくなく、部分負荷時における送風量や流量の低減に工夫の余地のあることを示している。同時に、確実な送風量や流量の低減が困難な構成部位については、最初の時点における容量設計をより合理的に行うことの重要性を示唆している。

(7) まとめ

建築物省エネルギー法の基準値水準の仕様に対して主として、外皮の断熱性能、空調機の風量制御、放熱部及び搬送部の容量の合理的決定、全熱交換換気に係る給排気比率の改善、照明器具の効率化とタスク・アンビエント照明方式の採用、の諸点における改善を施した事例についてウェブプログラムを用いた設計一次エネルギー消費量の計算を行った。

空調設備の各構成部の容量の合理的決定は、可能な限り建築設備設計基準に準拠した。結果的に、これにより放熱部及び搬送部の容量が、基準値水準の仕様と比較して大きく低減され、設計一次エネルギー消費量の大幅な削減をもたらしている。容量の決定過程については本章 5. 5 節に記述したが、より詳細については、母体となっている研究組織が運営するウェブサイトにおいて公開して、引き続き誤った参照方法や解釈については是正してゆく計画である。本計算を通じて、省エネルギー性向上における容量設計の重要性が確認されたと言える。

ケース 2～ケース 4 については、OA 機器等のためのコンセント経由の電力消費量（「その他（コンセント）」）を含めてもエネルギー消費量は約 900MJ/m²・年であり（表 5-30）、これらと同程度の対策を施せば、単位床面積当たりでほぼ同地域の戸建住宅一棟程度までエネルギー消費量の低減が可能であることをこの結果は示している。

参考文献

1. 建築環境・省エネルギー機構、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、2019 年
2. 澤地,宮田他：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、第 V 編 (pp.V-1-V-97)、建築研究資料 No.176 号、平成 28 年 11 月、
<http://www.kenken.go.jp/japanese/contents/publications/data/176/index.html>
- 3.三井所、坂本他(国総研、建研監修)：自立循環型住宅への設計ガイドライン、温暖地版、準寒冷地版、蒸暑地版、(一財)建築環境・省エネルギー機構、平成 22 年～平成 27 年
- 4.国土交通省：建築物省エネ法のページ、
http://www.mlit.go.jp/jutakukentiku/jutakukentiku_house_tk4_000103.html
- 5.国立研究開発法人建築研究所：建築物の省エネルギー性能に関する技術情報
<http://www.kenken.go.jp/becc/index.html>
- 6.(社)公共建築協会：建築設備設計基準 平成 21 年版
- 7.宮田他：エネルギー消費性能計算プログラム（非住宅版） Ver.2.3 入力マニュアル（2017 年 5 月版）
<http://www.kenken.go.jp/becc/building.html>
8. 澤地：ビルの省エネルギー設計法の骨子、建築技術、pp.81-83、平成 27 年 7 月