空調計算ソフト 2019

一般社団法人
日本設備設計事務所協会連合会 認定ソフト

eco労師シリーズ
Engineer Calculation Outcome

eco労師ホームページ(サポートセンター)
https://www.jafmec.or.jp/

確実 ～ 国交省仕様を優先 ～

計算式、引用データは、国交省仕様を優先し、その他は出典・根拠を解説しておりますので、
公共建築物の計算書としてそのまま提出できます。(PDFやExcel出力で電子納品も可)

迅速 ～ シート連動 ～

共通項目、計算結果の関連シートへの反映など、シート連動により入力が簡単で、
入力時間が大幅に短縮できます。

簡単 ～ 提出様式に直接入力 ～

公共建築協会編;「建築設備設計の手引き」掲載の様式に直接入力するので、
簡単かつ入力ミスが激減します。

eco労師は、初級技術者を中級技術者に育てます。
中級技術者・上級技術者は、大幅な時間短縮やＶＥ提案に貢献します。

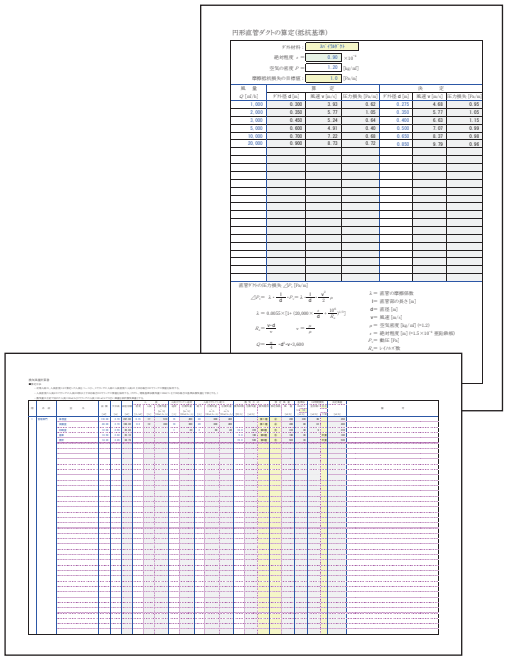
＜ソフト内容＞

ダクト計算ソフト
- ダクト計算ソフトの概要説明
- 円形直管ダクトの算定(抵抗基準)
- 円形直管ダクトの算定(風速基準)
- ダクトの換算
- ダクトの換算(円形から長方形へ)
- ダクト計算(例題と入力例)
- 局部抵抗の算定例

配管計算ソフト
- 配管計算ソフトの概要説明
- 配管システムの揚程計算の代表例
- 冷却水ポンプ揚程計算(例題と入力例)
- 冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗(例題と入力例)
- 膨張タンクの算定(例題と入力例)

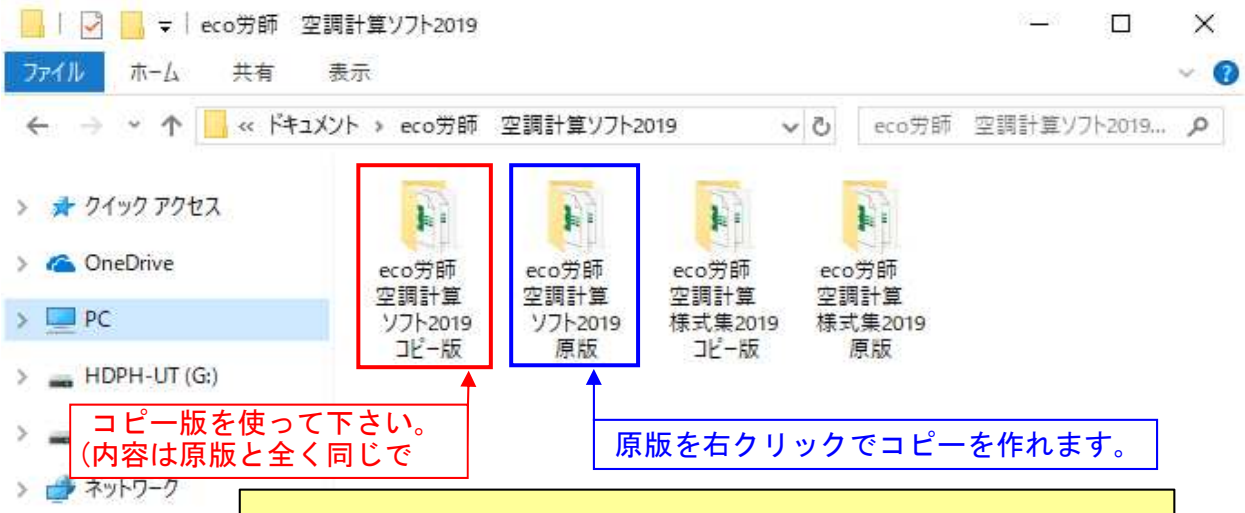
換気計算ソフト
- 換気計算ソフトの概要説明
- 換気風量計算書(諸元表)
- ２４時間換気計算書
- ２４時間換気圧損計算書

様式集



企画・開発・監修
一般社団法人
日本設備設計事務所協会連合会
Japan Federation of Mechanical & Electrical Consulting Firms Association
〒101-0061　東京都千代田区神田三崎町3-10-2
TEL：03-5276-1381　FAX：03-5276-1390

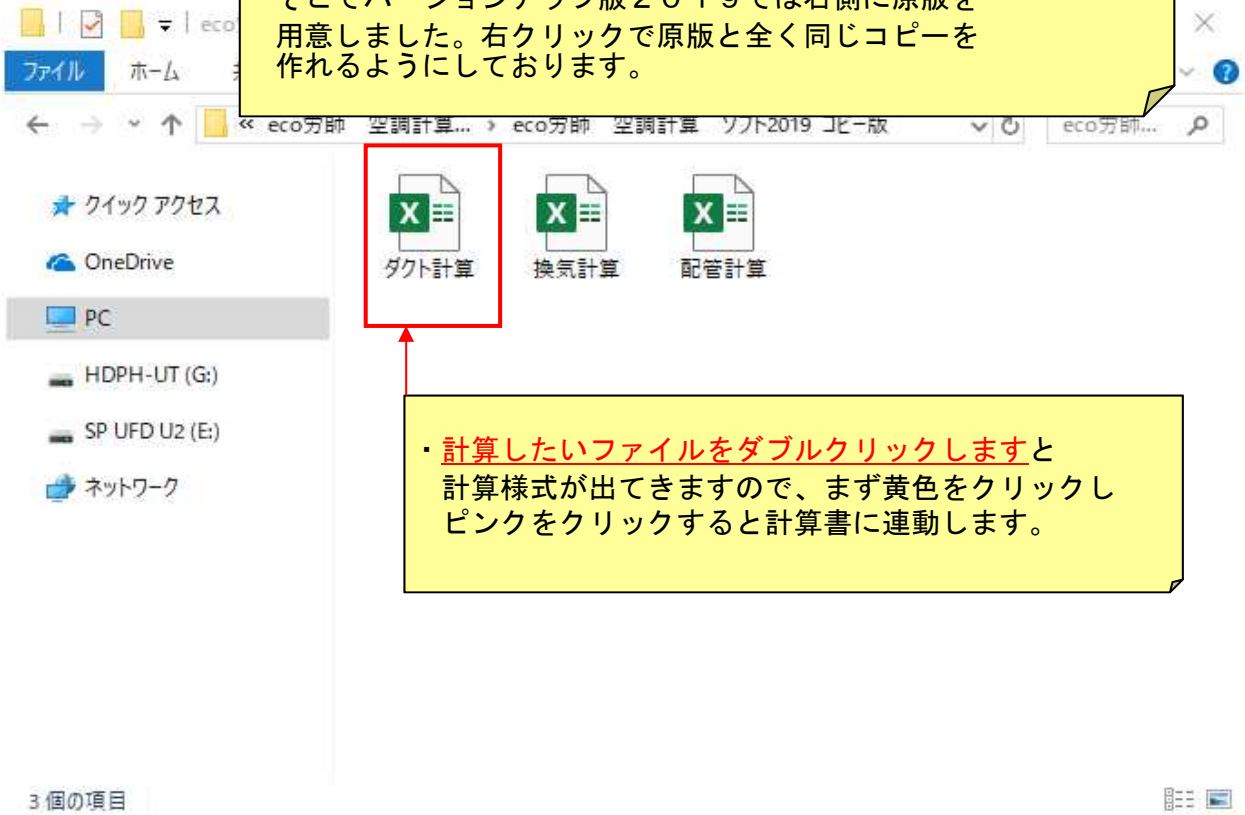
● 取扱店



コピー版を使って下さい。
(内容は原版と全く同じで

原版を右クリックでコピーを作れます。

・ＵＳＢを挿入すると２つのフォルダが出てきます。
・まずコピー版をダブルクリックするとファイル
　が出ます。
・使いたいファイルをダブルクリックすると最上段にこの
　ファイルを名前をつけ保存してから保存したファイルに
　入力して下さいとのメッセージがあります。
・この手順通りに計算していただければフォルダはいつまでも
　初期のままですが保存せずにうっかりミスで直接入力して
　元に戻すことができない人がまれにあります。
・サポート担当者より原版を送付するにも時間がかかりますし、
　土・日・祭日は対応できません。
・そこでバージョンアップ版２０１９では右側に原版を
　用意しました。右クリックで原版と全く同じコピーを
　作れるようにしております。



・計算したいファイルをダブルクリックしますと
　計算様式が出てきますので、まず黄色をクリックし
　ピンクをクリックすると計算書に連動します。

Ｅｘｃｅｌのマクロを有効にする方法について

Excelを立ち上げる
⇩
ファイル釦
⇩
オプション
⇩
セキュリティセンター
⇩
セキュリティセンターの設定
⇩
マクロの設定
⇩
「警告を表示してマクロを無効にする」
を選択
⇩
OK
⇩
OK

※注意
・エクセル２０１０以降は６４ビット、
　３２ビットのいずれかをインストール
　していると思います。
・ＵＳＢを立ち上げるとどちらかを
　選択できるようになっています。
　どちらでも動作する場合は３２ビットを
　使用するのがよいかと思います。
・マイクロソフト社もＷｉｎｄｏｗｓが
　６４ビット版を使用していても
　エクセル２０１０は３２ビット版を
　インストールして使用することを
　勧めております。６４ビット版は
　２Ｇ以上のファイルを扱う場合だけ
　ですので３２ビット版をお勧めします。
・事務所のパソコンのエクセルは
　６４ビット版、現場のノートパソコンは
　３２ビット版等いろいろありますので、
　選択できるよう作っております。

※　Excel2000,2003は使えません。

はじめにお読み下さい。

（一社）日本設備設計事務所協会連合会は「労働時間の短縮」と「技術の平準化」を目的として気と給排水衛生計算ソフトを世に出しました。設計基準に準拠している等、確かな根拠をもったソフトであることが幅広い技術者に高評価をいただき息の長いソフトとして活用されています。

多くのユーザーさんより空調ソフトの要望をいただいておりましたが、空調負荷計算等は多くのソフト会社より販売されている現状を考えれば、本会として競合することは遠慮しておりました。

しかし多くのユーザーさんの要望を真摯に聞きますと、本会が予期もしなかった要望が沢山ありました。代表的な項目を下記にまとめてみました。

１、国交省設計計算書手引様式に基づいた計算など余り必要としていない。

・様式に基づいた計算書の提出は整備局や県の大型物件であって数年に一回あるかないかである。　　でなくエクセル様式があるだけで十分である。

２、空調負荷計算ソフトはいらない。

・既に購入している。メーカーに登録すれば設計基準に準拠したソフトが無料で入手できる。

３、様式集に入力する以前の問題。

・グラフや表を見ないでもダクトや配管が算定できるものが欲しい。

４、換気の諸元表。

・風量を決定するにはいろんな方法があるはず。どのように決定していくかの手順があれば確かな根拠づくりになる。若手の育成も楽になるし、チェックも出来る。

５、24 時間換気用ダクトの圧損計算。

・確認申請時に検査機関から圧損計算書の提出を求められてきたので簡単に算出できる統一した様式のソフトが欲しい。

６、ダクト計算。

・1,000　³/　の空気を流すといくらのダクト径が適当か　風速、抵抗損失がダクト材によって自在に算出できるソフトを要望する。円形から矩形、矩形から円形への変換、各種分岐部の局部抵抗算出等いずれも使い易いソフトが欲しい。

、配管計算。

・100ℓ/min の冷温水を流せば適正口径はいくらか　流速、抵抗はいくらか　50　を 40　に変更したらどう変わるか　また材料を変えたらどうなるかも含めて自在に算定できるソフトが欲しい。

、教育用としてのソフト。

・どのような事例に対して計算ソフトを活用したらよいか　入力例ガイドブックを簡単な事例から説明してもらえば若手の教育用となる。例えば冷温水や冷却水配管の摩擦抵抗損失はどこからどこまで計算すればよいのか　容易に理解できればありがたい。

これら貴重なご要望を受け、なるほどと思いました。ある風量をダクト径φに送気した場合　当りの摩擦損失、風速等を把握するにはグラフや表をみて決めています。設計基準の抵抗線図は鉄板ダクトの線図です。ダクト材料によって粗度が異なります。例えば建築のコンクリートダクトを通し、　　以降は鉄板を使いたい場合はどうしますか　大変な手間になります。計算式さえ組めれば簡単に操ることが出来ます。円形から矩形に変換も一瞬に算定できます。

配管についても同様です。ある水量を流す時、口径が大きければ流速が遅く抵抗は小さくなり、口径が小さければ逆です。これもヘーゼンウイリアムスの式が計算式として組めれば簡単にどのようにでもなります。　　で計画していたが予算がないため　　や　　に変更することは多々あります。このような時でも材料選択を変えるだけで一瞬にして流速、抵抗が把握できるソフトでなければ本当のソフトとはいえません。

本会は多くのユーザーさんの要望を参考に、楽しく空調技術がマスターできるソフトを目指しました。

目　　次

ダクト編 1
ダクト計算ソフトの概要説明 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 2
円形直管ダクトの算定（抵抗基準）・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・3　5
円形直管ダクトの算定（風速基準）・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 6
ダクトの換算 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・7　8
ダクトの換算（円形から長方形へ）・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 9
ダクト計算（例題と入力例） ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・10　11
局部抵抗の算定例 ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・12

配管編 13
配管計算ソフトの概要説明・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 14
配管システムの揚程計算の代表例・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 15
冷却水ポンプ揚程計算（例題と入力例） ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・16　21
冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗（例題と入力例）・・・・・・・・・・・・・・・・22　24
膨張タンクの算定（例題と入力例） ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・25　27

換気編 28
換気計算ソフトの概要説明・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・29
換気風量計算書（諸元表） ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 30
２４時間換気計算書・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・31　33
２４時間換気圧損計算書・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・34　35

様式集

建築設備設計計算書作成の手引（平成３０年版）の様式１　様式 69 迄全てエクセルで用意しております。入力例は計算書作成の手引と同じように入れております。白枠は手入力、黄色はドロップダウンリストより選択、グレーは自動計算するように作っております。慣れれば短時間に計算書として提出できます。様式の書式に基づいた計算書の提出を求められた時に使って下さい。

空調計算ソフト

ダクト編

ダクト材料の絶対粗度

ダクト材料	粗さの範囲〔mm〕	本ソフトの絶対粗度〔m〕
新しい炭素鋼鋼管	0.03	0.3×10^{-4}
塩ビ丸ダクト	0.09～0.043	0.43×10^{-4}
スパイラルダクト	0.09	0.9×10^{-4}
亜鉛鉄板（板状）	0.15	1.5×10^{-4}
フレキシブルダクト（金属）	1.2192～2.1336	21.34×10^{-4}
フレキシブルダクト（アルミ）	1.2192～2.1336	21.34×10^{-4}
フレキシブルダクト（ワイヤと繊維）	1.0668～4.572	45.72×10^{-4}
フレキシブルダクト（塩ビ）	1.0668～4.572	45.72×10^{-4}
コンクリートダクト	0.3048	30.48×10^{-4}
アルミダクト	0.03～0.061	0.61×10^{-4}

※ASHRAE Handbook 参照

ダクト計算ソフトの概要説明

1、ダクト計算の基礎として円形直管ダクトの算定のダクト材料を変えながら練習して下さい。ダクト材によって粗度が異なるため圧力損失が変わることを理解して下さい。

2、一般空調ダクトは抵抗基準（定圧法）で算定します。ＳＩ単位以前はｍ当り 0.1mmAq を基準にしていましたが現在は 1.0～1.5Pa を基準にしています。

3、集塵ダクトのようにダクト内風速 20m/ｓ以上を求められるような場合は風速基準の計算シートを使って下さい。

4、ここまでの計算でダクト径が決定されました。（ここまでの注意事項として一般空調ダクトは下表の風速を超えないように気をつけて下さい。最大風速を超えると騒音の発生が懸念されます。）続いてダクトの換算を行います。施工では一般的に円形から長方形（矩形）に変更します。長辺と短辺の比をアスペクト比といいます。この比が大きければ表面積が大きくなり材料費も高くなり、熱の損失も大きくなります。一般的には 4：1 迄ですが本ソフトは 5：1 を超えると計算しないようにしています。うっかりミス防止と教育用としてそのようにしてあります。但し、このシートは練習用として割切って下さい。実際の設計や施工では次シートのダクトの換算（円形から長方形へ）を使用します。

5、ここからが重要です。これまでにダクト材料を選定し、風量を入れてダクト径を決定しました。ダクトの換算（円形から長方形へ）シートではこれまでに決定した風量、ダクト径を入力し、長辺を入れると短辺が算出されます。短辺は当然中途半端な数字が算出されます。設計でも現場でも規格に合った寸法に修正します。ここまで出来ればダクト設計や施工図において申し分のないものとされてきました。しかし短辺を規格寸法に修正した時点で設計目標としてきた圧損が変わってしまい、以降の計算が正確でなくなってしまいます。そこで現場に合うように矩形にしたものを再度円形に換算し圧力損失、風速を求めます。この方法こそ正確なダクト損失が求められるのです。

一般低速ダクトの最大風速〔m/ｓ〕

	住　宅	一般建築	工　場
主ダクト	4.0～6.0	5.5～8.0	6.5～11.0
分　岐	3.5～5.0	4.0～6.5	5.0～9.0

円形直管ダクトの算定(抵抗基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： ｽﾊﾟｲﾗﾙﾀﾞｸﾄ

絶対粗度 ε ＝ 0.90 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

摩擦抵抗損失の目標値： 1.0 [Pa/m]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
1,000	0.300	3.93	0.62	0.275	4.68	0.95
2,000	0.350	5.77	1.05	0.350	5.77	1.05
3,000	0.450	5.24	0.64	0.400	6.63	1.15
5,000	0.600	4.91	0.40	0.500	7.07	0.99
10,000	0.700	7.22	0.68	0.650	8.37	0.98
20,000	0.900	8.73	0.72	0.850	9.79	0.96

ダクト径の単位は[m]です。注意して下さい。(以降共通です。)

計算式の説明

・ドロップダウンリストよりスパイラルダクトを選択してみました。絶対粗度が自動で表示されますがこの数値は材料によって異なります。粗度の値が大きい程空気が通る面が粗いということです。

・次に目標値を選択します。1.0でも1.5でも大風量以外は余り変わりません。風量を入力するとダクト径、風速、圧力損失が算定されます。

・このままでよければ自動算定された数値を参考にすればよいのですが、どうしても目標値に近づけたい場合は決定欄へダクト径で調整します。スパイラルダクトの場合はメーカーが標準で製作している径を入力します。亜鉛鉄板の場合は矩形ダクトに変換するためこの限りではありません。できるだけ目標圧損になるよう調整して下さい。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times [1 + (20{,}000 \times \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e})^{1/3}]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \qquad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3{,}600$$

λ ＝ 直管の摩擦係数

l＝ 直管部の長さ [m]

d＝ 直径 [m]

v＝ 風速 [m/s]

ρ ＝ 空気密度 [kg/m³] (=1.2)

ε ＝ 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴ 亜鉛鉄板)

P_v＝ 動圧 [Pa]

R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数

ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))

μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))

Q＝ 風量 [m³/h]

円形直管ダクトの算定(抵抗基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： 塩ﾋﾞ丸ﾀﾞｸﾄ

絶対粗度 ε ＝ 0.43 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

摩擦抵抗損失の目標値： 1.5 [Pa/m]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
1,000	0.300	3.93	0.59	0.250	5.66	1.44
2,000	0.350	5.77	0.99	0.320	6.91	1.53
3,000	0.400	6.63	1.08	0.375	7.55	1.49
5,000	0.500	7.07	0.93	0.450	8.73	1.56
10,000	0.600	9.82	1.37	0.590	10.16	1.49
20,000	0.800	11.05	1.21	0.770	11.93	1.46

計算式の説明

・塩ビ丸ダクトで選択すると絶対粗度はスパイラルダクトに比べて半分位になります。
　つまり内面がツルツルしているということです。
・塩ビ管の場合、メーカー標準品の径を決定欄に入力します。
・塩ビ管で0.32φ以降は現実にはありません。便宜上1.5〔Pa/m〕に近づけたいために
　入力してみました。亜鉛鉄板ダクトに内面塩ビコーティングしたダクトを使用する場合
　はダクト材を塩ビ丸ダクトで算定すればよろしいかと思います。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times [1 + (20{,}000 \times \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e})^{1/3}]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \qquad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3{,}600$$

λ ＝ 直管の摩擦係数
l＝ 直管部の長さ [m]
d＝ 直径 [m]
v＝ 風速 [m/s]
ρ ＝ 空気密度 [kg/m³] (=1.2)
ε ＝ 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴ 亜鉛鉄板)
P_v＝ 動圧 [Pa]
R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
Q＝ 風量 [m³/h]

円形直管ダクトの算定(抵抗基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： 亜鉛鉄板(板状)

絶対粗度 ε ＝ 1.50 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

摩擦抵抗損失の目標値： 1.0 [Pa/m]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
1,000	0.300	3.93	0.65	0.275	4.68	1.00
2,000	0.350	5.77	1.11	0.355	5.61	1.03
3,000	0.450	5.24	0.68	0.410	6.31	1.08
5,000	0.600	4.91	0.42	0.500	7.07	1.05
10,000	0.700	7.22	0.72	0.650	8.37	1.05
20,000	0.900	8.73	0.77	0.850	9.79	1.02

計算式の説明

・現場で施工されるのが矩形ダクトの場合はダクト材料は亜鉛鉄板(板状)を選択します。
・決定欄でできるたけ目標圧損になるよう調整して下さい。但し、あまり神経質に合わす必要はありません。大まかで結構です。
・設計基準をはじめ専門書にあるダクト摩擦損失線図は亜鉛鉄板の場合を示しています。アルミダクト、建築のコンクリートを使用する場合があります。どのようなダクト材でも粗度さえわかれば自在に操れます。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times [1 + (20{,}000 \times \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e})^{1/3}]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \qquad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3{,}600$$

λ ＝ 直管の摩擦係数
l＝ 直管部の長さ [m]
d＝ 直径 [m]
v＝ 風速 [m/s]
ρ ＝ 空気密度 [kg/m³] (=1.2)
ε ＝ 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴ 亜鉛鉄板)
P_v＝ 動圧 [Pa]
R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
Q＝ 風量 [m³/h]

円形直管ダクトの算定(風速基準)

ﾀﾞｸﾄ材料： ｽﾊﾟｲﾗﾙﾀﾞｸﾄ

絶対粗度 ε ＝ 0.90 $\times 10^{-4}$

空気の密度 P ＝ 1.20 [kg/m³]

ﾀﾞｸﾄ内風速の目標値： 20.0 [m/s]

風　量	算　定			決　定		
Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	風速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m]
2,000	0.188	20.01	23.77			
2,000	0.188	20.01	23.77	0.175	23.10	34.30
6,000	0.326	19.97	12.09			
6,000	0.326	19.97	12.09	0.300	23.58	18.41
12,000	0.461	19.97	7.93			
12,000	0.461	19.97	7.93	0.450	20.96	8.94

計算式の説明

・集塵ダクトのようにダクト内風速20m以上必要とする場合は風速基準で算定します。
まず風速の目標値を20mと入力します。

・風量2,000m³/hのダクト径は0.188と算定されますが、スパイラルダクトのメーカー標準仕様の0.175(175φ)と決定欄で修正します。

・分かり易いように一段ずらしておりますがその必要はありません。

・排煙ダクト算定の場合は風速の目標値を20mとします。スパイラルダクトにこだわる必要はありません。亜鉛鉄板(板状)で算定して下さい。

直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times [1 + (20{,}000 \times \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e})^{1/3}]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \qquad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3{,}600$$

λ ＝ 直管の摩擦係数

l＝ 直管部の長さ [m]

d＝ 直径 [m]

v＝ 風速 [m/s]

ρ ＝ 空気密度 [kg/m³] (=1.2)

ε ＝ 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴ 亜鉛鉄板)

P_v＝ 動圧 [Pa]

R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数

ν ＝ 動粘性係数 [m²/s] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))

μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))

Q＝ 風量 [m³/h]

ダ ク ト の 換 算

円 形 か ら 長 方 形

円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	備 考	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	備 考

計算式の説明
・下の公式はASHAE研究所の実験データから出来ています。
・長辺と短辺が決まれば円形ダクト径は正確に算出されます。
・現場では円形から長方形に変換はよく使いますが、長方形から円形は余り使いません。

長 方 形 か ら 円 形

長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備 考	長 辺 a [m]	短 辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備 考
0.40	0.20	0.300		1.00	0.30	0.570	
0.50	0.30	0.420		1.50	0.50	0.910	
0.60	0.40	0.530		2.00	0.80	1.350	

公式

$$d = 1.3\left[\frac{(a \cdot b)^5}{(a+b)^2}\right]^{1/8}$$

d：相当直径 [m]

a、b：長方形ﾀﾞｸﾄの長辺、短辺 [m]

ダ ク ト の 換 算

円 形 か ら 長 方 形

円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	備　考	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	備　考
0.275	0.30	0.20					
0.355	0.40	0.25					
0.410	0.40	0.34					
0.500	0.50	0.42					
0.650	0.60	0.57					
0.850	1.20	0.52					
0.300	0.70	#N/A					

長 方 形 か ら 円 形

長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備　考	長　辺 a [m]	短　辺 b [m]	円形ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	備　考

計算式の説明

・円形直管ダクトの算定シートでダクト径が決定されると矩形ダクトに変換する場合にこのシートを使います。

・長辺は必ずダクト径以上の数値を入力して下さい。(逆は不可です。)

・ダクト径0.3の場合、長辺0.7と入力すると計算されていません。一般的にアスペクト比は4:1までとするのが適当です。本ソフトは便宜上5:1まで算出できるようにしていますがそれ以上は計算しないようにしてあります。

・公式は長辺と短辺がわかれば円形ダクト径が算出できますが、逆は完全に正確な値は出来ません。出来なくてもダクトの換算(円形から長方形へ)のシートで修正できます。

公式

$$d = 1.3\left[\frac{(a \cdot b)^5}{(a+b)^2}\right]^{1/8}$$

d：相当直径 [m]

a、b：長方形ﾀﾞｸﾄの長辺、短辺 [m]

ダクトの換算（円形から長方形へ）

系統：						ﾀﾞｸﾄ材料：	亜鉛鉄板（板状）		
風　量	円形ﾀﾞｸﾄ径	長方形ﾀﾞｸﾄ算定		長方形ﾀﾞｸﾄ決定		決定ﾀﾞｸﾄを円形	圧力損失	風　速	備　　考
Q [m³/h]	d [m]	長辺 a [m]	短辺 b [m]	長辺 a [m]	短辺 b [m]	に換算 [m]	[Pa/m]	[m/s]	
1,000	0.275	0.400	0.160	0.400	0.150	0.260	1.33	5.23	
2,000	0.355	0.400	0.252	0.400	0.250	0.343	1.22	6.01	
3,000	0.410	0.500	0.280	0.500	0.300	0.420	0.95	6.01	
5,000	0.500	0.600	0.354	0.600	0.350	0.496	1.09	7.19	

このシートこそ「eco労師」の凄さです！

計算式の説明

・円形直管ダクトの算定（抵抗基準）で風量とダクト径を決定しましたので手入力します。
1,000〔m³/h〕でダクト径0.275と入力し、長辺を0.4とすると短辺は0.16と算定されました。

・設計する場合も現場で施工図を書く場合でも短辺0.16の中途半端な寸法のダクトは使いません。これまでは0.15か0.2としていました。これを正解としてきて誰もこれ以上のことは考えもしませんでした。

・しかし今までのこの方法ではせっかく圧損目標値を1.0〔Pa/m〕や1.5〔Pa/m〕として積み上げてきたのに、ここで正確でないものにしてしまっているのです。

・本ソフトは長方形決定ダクトをもう一度円形に換算して圧力損失と風速を算定するようにしております。これこそ本当の正確な値です。

※円形と矩形は断面積の比ではありません。断面積比であれば何のことはないのですがこの公式は電卓では絶対無理です！

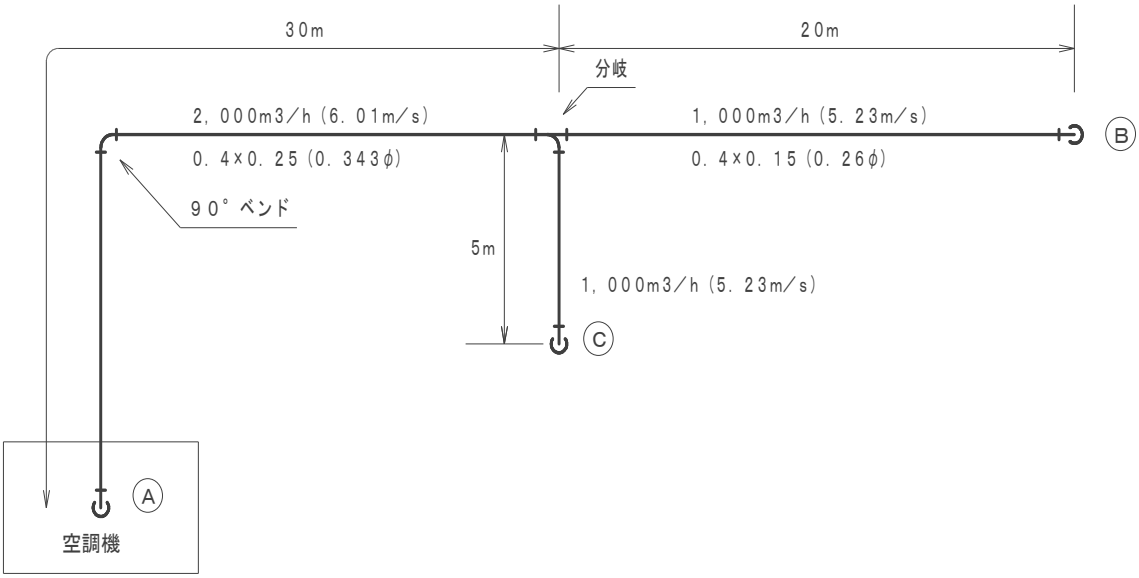
・長辺は必ずダクト径以上の数値を入力して下さい。（逆は不可です。）

長方形ﾀﾞｸﾄの抵抗は、これに等しい円形ﾀﾞｸﾄの抵抗より求める。

$$d = 1.3\left[\frac{(a \cdot b)^5}{(a+b)^2}\right]^{1/8}$$

d：相当直径 [m]

a、b：長方形ﾀﾞｸﾄの長辺、短辺 [m]



例題－1

・Ⓐから Ⓑ 迄のダクト圧損を求めよ。

回　答

・ダクトの算定シートで算出すると70.08〔Pa〕。

・余裕係数は1.05又は1.0を見込んで提出書類としましょう。

計算書の補足説明

1、区間は白枠にBと入れたらA～Bとなります。

2、種類はドロップダウンリストより選択、ないものは手入力します。

3、風量、風速、ダクト寸法、圧力損失は別計算シートのダクトの換算（円形から長方形へ）で決定した数値を手入力します。

4、ベンドと分岐の圧力損失は別紙局部抵抗で算定した値を手入力します。データは全て設計基準から引用したものです。抵抗係数は全く同じものが表にないため適宜比率で入力しています。

ダクトの算定

ダクト抵抗計算						計算方法	定圧法	系統		
区間	種類	風量 [m³/h]	風速 [m/s]	ダクト寸法[m] 円形	ダクト寸法[m] 矩形	圧力損失 [Pa/m・個]	管長 [m]	数量 [個]	抵抗計 [Pa]	備考
A ～ B	ﾀﾞｸﾄ	2,000	6.01	0.343	0.400× 0.250	1.22	30.0		36.60	
	ﾍﾞﾝﾄﾞ					5.20		1	5.20	
	分岐					1.65		1	1.65	
	ﾀﾞｸﾄ	1,000	5.23	0.260	0.400× 0.150	1.33	20.0		26.60	
								計	70.08	
計				$\Sigma \Delta P_t$	[Pa]	余裕係数：				
機器類圧力損失				ΣP_l	[Pa]					
送風機全圧				$P_t = \Sigma \Delta P_t + \Sigma P_l$	[Pa]					

計算式の説明

・ダクト部材はドロップダウンリストより選択します。無い部材は手入力可です。
・風量、風速、ダクト寸法、圧力損失はダクトの換算（円形から長方形へ）で求めた値を手入力しています。
・ベンド、分岐は局部抵抗の算定（A）から求めた値を手入力します。
・このように積み重ねていけば複雑なダクトの抵抗でも求めることができます。
・機器類圧力損失はカタログやメーカーに問合せた数値を参考に入力します。

※参考

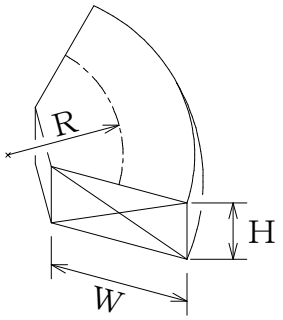
・分岐部からⒸ迄は5mと短いため20mと長いⒷ迄を算定すればよろしい。二重に計算してプラスする必要はありません。
・Ⓒ迄はⒷ迄に比べて抵抗は少ないためⒸの方へ多く流れてバランスが崩れます。現実にはⒷ、Ⓒ共に吹出口近くでダンパーを設けて調整します。
・ダンパーを設けずに風量を合わす方法があります。分岐からⒷ迄と分岐からⒸ迄の抵抗を同じにするのです。当然Ⓒ迄のダクトを細くして圧力損失を大きくする必要があります。理論上はそうなりますが分岐からⒷ迄の26.6Paと同等とするためにはm当り4倍の抵抗をつけることになります。この場合、風速が9m/sを超えるため騒音の発生が懸念され現実的ではありません。
・設計でも現場でも適当な場所にダンパーを設けて調整しているのが一般的です。

$$\Delta P_t = \zeta \cdot P_\upsilon = \zeta \cdot \frac{\upsilon^2}{2} \rho \quad [Pa]$$

ζ ：局部抵抗係数（表参照）
υ ：風速 ［m/ｓ］（合流部を除いては局部上流側、合流部は局部下流側とする。）
ρ ：空気（20℃ ＤＢ）の密度＝1.2Kg/m^3

（A） 長方形ダクト

（1） 長方形90° ベンド

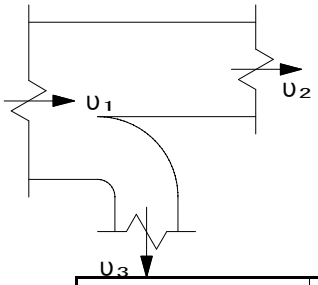


局部抵抗係数 ζ

ζ ＼ H/W	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0
R/W 0.5	1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14

系　統	ζ 抵抗係数	υ ：風速 ［m/ｓ］	ρ ：空気の密度 ［kg/m3］	⊿P t ：圧力損失 ［Ｐａ］	備　考
	0.24	6.01	1.2	5.2012944	0.24とした。

（2）長方形割込み分岐（直通側）



局部抵抗係数 ζ

υ2/υ1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6
ζ	0.249	0.112	0.050	0.063	0.150	0.310	0.547	0.856

系　統	ζ 抵抗係数	υ ：風速 ［m/ｓ］	ρ ：空気の密度 ［kg/m3］	⊿P t ：圧力損失 ［Ｐａ］	備　考
	0.1	5.23	1.2	1.641174	0.1とした。

空調計算ソフト

配管編

配管計算ソフトの概要説明

・そもそもソフトを使って空調配管の何を求めますか？水を流すということは流す基となるポンプの水量と揚程がいくらになるかを算出することにあります。そのために配管の摩擦抵抗損失を求めること、これに尽きると思うのです。

・この技術をマスターしようと本を購入します。ベルヌーイの定理や圧力の単位等いろんな公式・用語が出てきて嫌になってしまったなんてことは誰しもありますが、このソフトを使う以上そんなことはどうでもよいと横においときましょう！求めたいのは抵抗損失だけです。

・抵抗損失だけと言ってもこれがなかなか難しいです。冷温水でも冷却水でも必要水量は機器（加熱）（冷却）の能力さえわかれば 14.3×Ｈ÷Δｔの式で簡単に算出できますし、カタログを参考にしても把握できます。

・出入口温度差Δｔは 5℃程度でしたが近年は 7℃差の機種があります。Δｔが 1.4 倍とすれば水量は約 70％となって配管口径が小さくなり、ポンプも小さくできるメリットがあります。省エネ・省資源です。

・配管算定で手間のかかることは、まずある水量を流した時の口径はいくらが適当か？
口径を決めて配管実長や継手、バルブ類を拾って積み上げていく作業です。

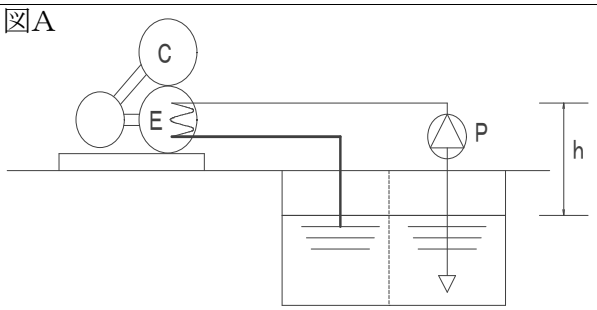
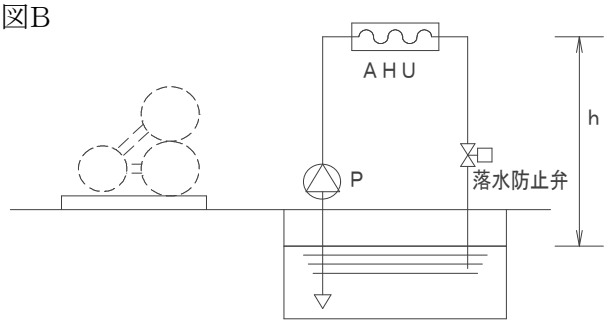
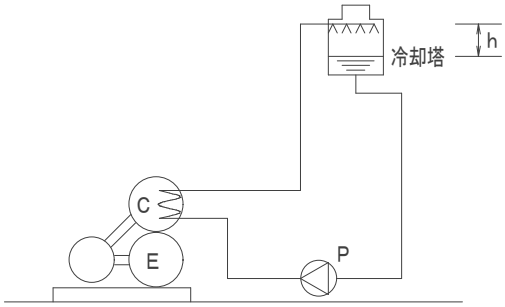
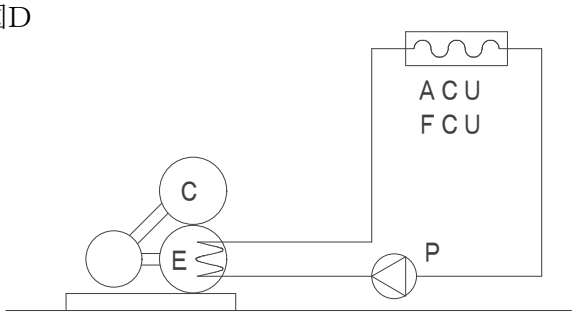
・大規模な建物では、この作業は膨大な手間が掛かり、絶対にこれが正しいというものがありません。選定したポンプ揚程に十分な余裕がある場合は配管サイズを小さく（但し、流速 2.0m/ｓ以下を基準とします。）、逆にもう少し抵抗を減らせば 1 ランク下のポンプが使えるといったことがよくあります。これらを調整できてこそ納得のいく配管設計が出来たということになります。

・よくあることですが予算の関係上、急に配管材料の変更をしなければならない場合があります。ＶＬＰからＳＧＰに変更となった場合、初めから見直す必要が出てきます。
これらは大変な作業で第一線の技術者は残業や休日出勤で対応しているのが現状です。
もうヘトヘトで限界です。

・「ｅｃｏ労師」はこのような現状を知った上で労働時間の短縮と確実な根拠提出を目標に作ったソフトです。

・冷温水、冷却水でも基本の配管方式は決まっています。配管方式を例にソフトの使い方を説明していきます。もう一つ面倒なのが膨張タンクの算定です。配管内の水量を求めなければ全体の膨張量が決まりません。これについてもごく短時間で算出できるよう開放式と密閉式で説明します。

配管システムの揚程計算の代表例

	配管システム図	揚程計算〔Pa〕
開放サイクル	図A 	一次冷水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.実揚程(h) c.冷凍機蒸発器抵抗 a～cの合計
	図B 	二次冷水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.実揚程(h) c.空調機コイル抵抗 a～cの合計
	図C 	冷却水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.冷凍機凝縮器抵抗 c.冷却塔実揚程(h) a～cの合計
密閉サイクル	図D 	冷水ポンプ a.配管摩擦抵抗(直管) 曲部および弁類抵抗 b.冷凍機蒸発器抵抗 c.空調機コイル抵抗 a～cの合計
凡例	P:冷水または冷却水ポンプ　AHU:空調機・ファンコイルユニットなど C:凝縮器　E　:蒸発器	

計算上の注意点

1)開放サイクル一次給水ポンプ(図A)落水側の配管抵抗は見込まない(太線部分)。

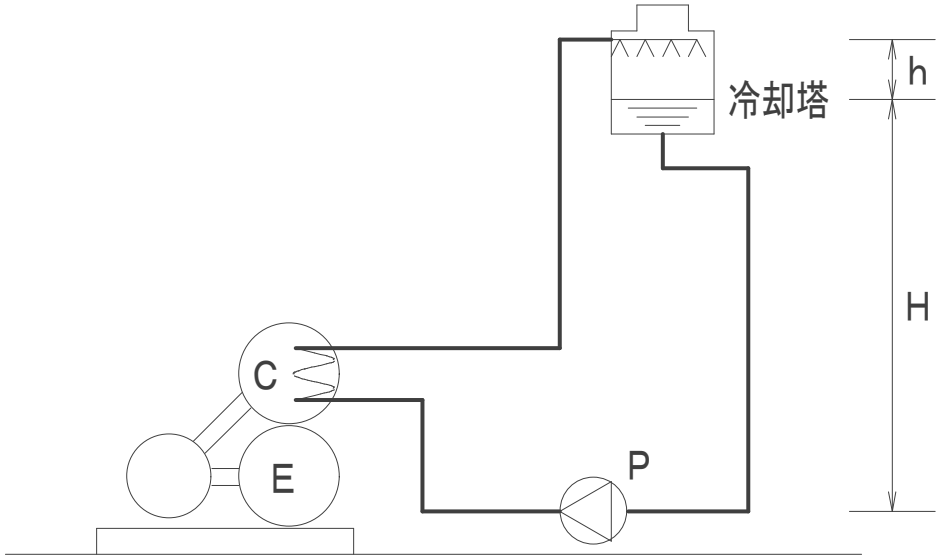
2)実揚程とは、水面からシステムの最上部までをいう(h部分)。

3)開放サイクル二次冷水ポンプ(図B)の揚程には、落水防止弁の抵抗も見込む。

4)開放サイクル冷却水ポンプ(図C)のhは冷却塔水面から配管頂部までとする。

5)自動制御弁(二方弁・三方弁)の抵抗値は大きいので必ず加算する。

問題－1　冷却水ポンプの揚程を求めよ。



条件－1　1、1階機械室冷凍機から屋上冷却塔迄の高さは20mとする。
2、冷却塔水面から配管頂部間でのhは2.0mとする。
3、冷却水量は500ℓ/minとし、配管材はVLPとする。
4、機器内圧力損失は冷凍機80kPa、冷却塔30kPaとする。
5、配管実長は150m、附属品は90°　エルボ10ケ、バルブ2ケ、防振継手2ケとする。
6、予算がないのでVE案を2例示せ。

ヒント　・Hの部分は冷却水で満水になっているため冷凍機から冷却塔迄の高さ20mは揚程計算には入れなくてよい。
但し、h分の2mは計上しなければならない。
・配管・附属品の抵抗損失に上記のh：2mと機器内圧力損失を合計すれば計算OKとなる。
・VE案としては配管口径を小さくすればポンプが1ランク大きくなるかどうかの検討をしてみることが重要です。次に材料変更をしてみてどうなるかの検討をしてみることです。

配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷却水配管
管種：	硬質塩化ビニルライニング鋼管											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L'[m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	500	100A	150.0					150.0	0.125	18.75	1.03	
				90° エルボ	4.20	10	42.00	42.0	0.125	5.25		
				仕切弁	0.81	2	1.62	1.6	0.125	0.20		
				防振継手	0.81	2	1.62	1.6	0.125	0.20		
										計	24.40	[kPa]
											2.5	[m]

計算式の説明

・管種はドロップダウンリストより選択します。
・区間は白枠にBと入れたらA～B、2と入れたら1～2と入りますが別に入れなくても構いません。
・流量に500を手入力すると設計基準の推奨流速を参考に100が自動入力されます。
　実長欄に150と入力します。
・附属品は実長から一行下に入力します。ドロップダウンリストより選択すると1個当りの相当長が入りますので
　個数を入力します。1個当りの相当長は設計基準から引用していますので確かです。
・流速は1.03m/sです。これで何ら問題はないのですが流速は2.0m/s迄は問題ありません。（次で説明します。）
・配管・附属品も含めての抵抗損失が算出されましたので、この数値を空調ポンプの算定シートに入力します。
　仕切弁を選定していますが流量調節機能をつけたい場合は玉形弁を選択して下さい。（玉形弁は仕切弁より
　抵抗損失は大きくなります。）

空調ポンプの算定

ポンプ全揚程算定	用途：	冷却水ポンプ	
配管の摩擦抵抗損失 （注）配管摩擦抵抗の算定結果を入力	P_1：	24.40	[kPa]
機内圧力損失 （注）製造者仕様値を入力	P_2： 冷凍機	80.00	[kPa]
	P_3： 冷却塔	30.00	[kPa]
	P_4：		[kPa]
	P_5：		[kPa]
	P_6：		[kPa]
小計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	134.40	[kPa]
余裕係数	K (=1.1～1.2)	1.10	
配管・機器内分の揚程	$H_1 = K \cdot P'/9.81$	15.1	[m]
実揚程	$H_2 =$ 冷却塔の場合冷却水入口と出口の差(2～3m)を入力する。冷温水配管は入力不要。	2.0	[m]
ポンプの全揚程	$H = H_1 + H_2$	17.1	[m]

ポンプ仕様（決定）

形式	口径 [mm]	水量 Q [L/min]	全揚程 [m]	電動機出力 「kW]	極数	備考
渦巻き	80	500	20.5	3.7	4	

計算式の説明
・ポンプの全揚程は17.1mです。ポンプ仕様(決定)ではカタログを見て最大値20.5mを入力しました。
　計算値を入れるか、カタログで入れるかはどちらでもよろしいです。
・カタログを参考にすると、このポンプは全揚程は20.5mですが水量のMAXは800ℓ/minでした。
・これで「出来た！」と思わないで下さい。

配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷却水配管
管種：	硬質塩化ビニルライニング鋼管											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L'[m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	500	80A	150.0					150.0	0.485	72.75	1.80	
				90° エルボ	4.60	10	46.00	46.0	0.485	22.31		
				仕切弁	0.63	2	1.26	1.3	0.485	0.61		
				防振継手	0.63	2	1.26	1.3	0.485	0.61		
										計	96.28	[kPa]
											9.9	[m]

計算式の説明

・口径を80と小さくしてみた入力例です。
・前シートをコピーして100を80に入れ替えるだけで一瞬で算定します。
・抵抗損失は大きくなりましたが、ポンプがどうなるか次で検討します。
・流速は1.8m/sですので80でも問題ないことが確認できます。
　流速が2.0m/sを超えるようでしたら口径を小さくすることはやめましょう。
・ポンプが大きくならない場合は正しいVE案です。

空調ポンプの算定

ポンプ全揚程算定	用途：	冷却水ポンプ	
配管の摩擦抵抗損失 （注）配管摩擦抵抗の算定結果を入力	P_1：	96.28	[kPa]
機内圧力損失 （注）製造者仕様値を入力	P_2： 冷凍機	80.00	[kPa]
	P_3： 冷却塔	30.00	[kPa]
	P_4：		[kPa]
	P_5：		[kPa]
	P_6：		[kPa]
小計	$P' = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$	206.28	[kPa]
余裕係数	K (=1.1～1.2)	1.10	
配管・機器内分の揚程	$H_1 = K \cdot P'/9.81$	23.2	[m]
実揚程	$H_2 =$ 冷却塔の場合冷却水入口と出口の差(2～3m)を入力する。冷温水配管は入力不要。	2.0	[m]
ポンプの全揚程	$H = H_1 + H_2$	25.2	[m]

ポンプ仕様（決定）

形式	口径 [mm]	水量 Q [L/min]	全揚程 [m]	電動機出力 「kW]	極数	備考
渦巻き	65	500	26.0	3.7	4	

計算式の説明

・配管口径を80にした場合の抵抗損失で算定すると全揚程が25.2mとなりました。
カタログを見てみると口径65φ、全揚程26mで同じ3.7kwのポンプがありました。
・配管口径100で算定したポンプは水量がMAX800ℓ/minでしたが、今回はMAX600ℓ/minです。
価格は同じです。
・短時間の検討でポンプは大きくならない。配管は小さくて済んだということは素晴らしいことです。

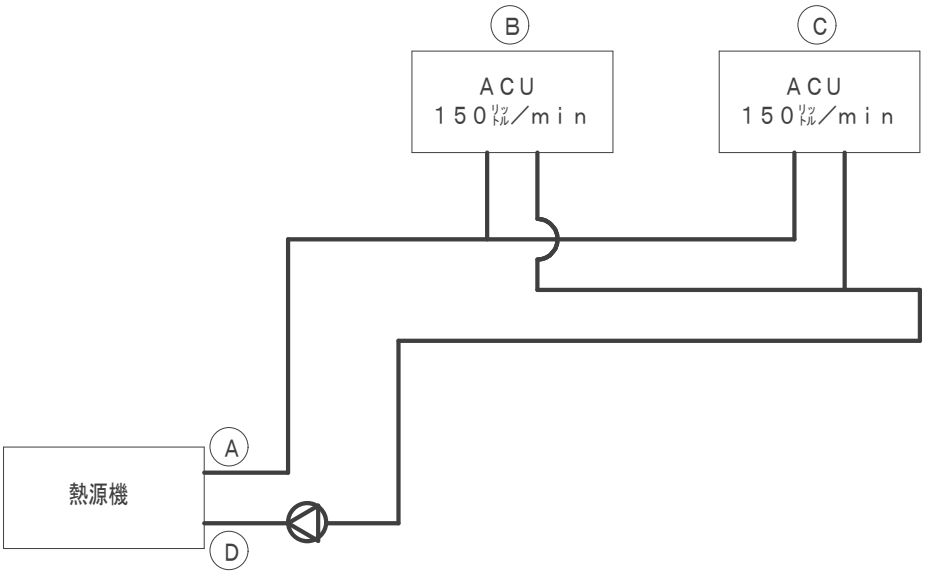
配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷却水配管
管種：	耐衝撃性硬質塩化ビニル管											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L'[m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	500	75A	150.0					150.0	0.470	70.50	1.78	
				90° エルボ	1.50	10	15.00	15.0	0.470	7.05		
				仕切弁	0.63	2	1.26	1.3	0.470	0.59		
				防振継手	0.63	2	1.26	1.3	0.470	0.59		
									計	78.73	[kPa]	
										8.1	[m]	

計算式の説明

・よりコスト縮減を要求されました。冷却水配管なのだからHIVPに変更して欲しいと要求された場合の入力例です。
・前シートをコピーして使えば算定は一瞬です。管種をドロップダウンリストよりHIVPを選択します。
・試してみて下さい。ビックリすると思います。VLPで入力されていた数値が全部パリ(####)になります。
ソフトが壊れたのか？
・これは塩ビ管に80Aの口径がないからです。75に直してください。
この方法は新人教育になると思います。ないものはないとしなければ塩ビ管でも80Aがあるのかと勘違いすれば
大変です。32Aと30Aも同様です。

問題－２　冷温水配管の口径と摩擦損失抵抗を求めよ。



条件－１　・Ⓐ～Ⓑ 迄の実長　100m
・Ⓑ～Ⓒ 迄の実長　50m
・Ⓒ～Ⓓ 迄の実長　200m
・熱源機と空調機の機内抵抗は算定不要。配管のみを算定すること。
・継手、附属品は施工図の数量を入力すること。
・配管材料は白ガス管とする。

ヒント　・密閉配管であるため熱源機と空調機のレベル高さは算定する必要はありません。
・リバース配管になっているため Ⓑ～ Ⓒ 間は往、返り管を含めて100m計上する必要があります。
・ポンプ揚程を求めているのではありません。あくまで配管口径と抵抗損失を求めます。ポンプ揚程はこれに機器内損失を加算することになります。

配管摩擦抵抗の算定

摩擦抵抗の算定											系統：	冷温水配管
管種：	配管用炭素鋼鋼管(白)											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L' [m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	300	80A	100.0					100.0	0.239	23.90	0.98	
				90° エルボ	3.00	5	15.00	15.0	0.239	3.59		
				90° T（分流）	4.50	1	4.50	4.5	0.239	1.08		
				玉形弁	24.00	1	24.00	24.0	0.239	5.74		
				防振継手	0.63	1	0.63	0.6	0.239	0.15		
B ～ C	150	50A	100.0					100.0	0.518	51.80	1.14	
				90° エルボ	2.10	5	10.50	10.5	0.518	5.44		
				ﾌﾚｷｼﾌﾞﾙｼﾞｮｲﾝﾄ	1.90	2	3.80	3.8	0.518	1.97		
C ～ D	300	80A	200.0					200.0	0.239	47.80	0.98	
				90° エルボ	3.00	10	30.00	30.0	0.239	7.17		
				90° T（分流）	4.50	1	4.50	4.5	0.239	1.08		
				玉形弁	24.00	1	24.00	24.0	0.239	5.74		
				防振継手	0.63	1	0.63	0.6	0.239	0.15		
										計	155.61	[kPa]
											15.9	[m]

計算式の説明

・エルボの数は施工図より拾ったものとして計上してみました。
・空調機の接続部にフレキシブル継手と熱源機との接続に防振継手を取付けるものとしました。
バルブは流量調節可能ができる玉形弁としています。
・流量を入力すると自動的に口径が算出されます。これは設計基準の推奨流速から算定されています。
この口径でなくてはならないといったことではありません。
・流速も適当ですが2.0m/s迄は問題ありませんので次の入力例で変更してみます。
・このように変更する場合はこのシートをコピーして、コピーしたシートで口径を変更すれば簡単に
出来ます。
・コピーの方法は最下段の算定シートで右クリックでコピーを作成すればできます。

配管摩擦抵抗の算定

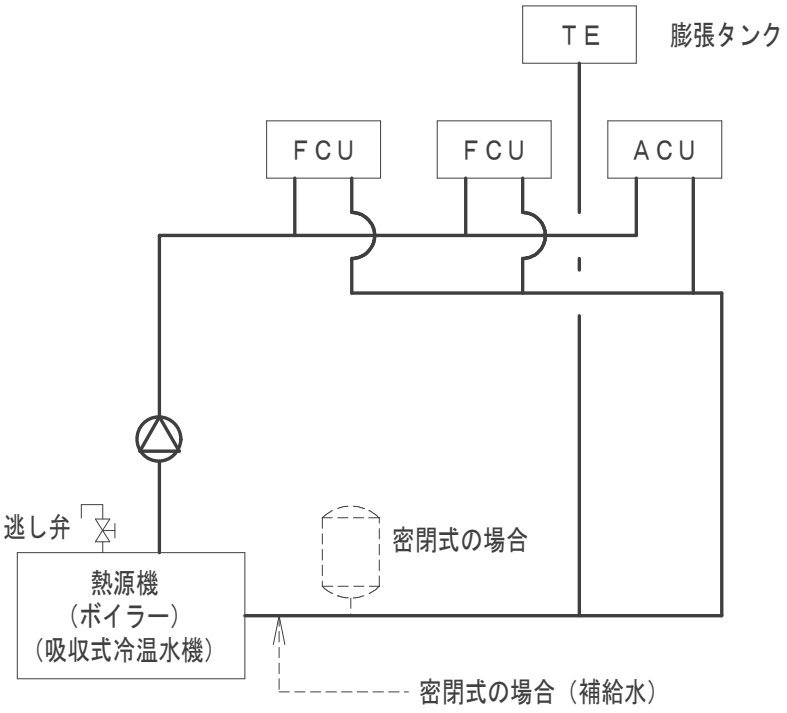
摩擦抵抗の算定											系統：	冷温水配管
管種：	配管用炭素鋼鋼管(白)											
区間	流量 [L/min]	口径 [mm]	実長 L [m]	局部抵抗の相当長 L' [m] 局部抵抗の種類	1個当りの相当長	数量 [個]	計 [m]	相当長 L又はL' [m]	単位摩擦抵抗 [kPa/m]	摩擦抵抗 [kPa]	流速 [m/S]	
A ～ B	300	65A	100.0					100.0	0.555	55.50	1.38	
				90° エルボ	2.40	5	12.00	12.0	0.555	6.66		
				90° T（分流）	3.60	1	3.60	3.6	0.555	2.00		
				玉形弁	19.50	1	19.50	19.5	0.555	10.82		
				防振継手	0.48	1	0.48	0.5	0.555	0.27		
B ～ C	150	40A	100.0					100.0	1.671	167.10	1.84	
				90° エルボ	1.50	5	7.50	7.5	1.671	12.53		
				ﾌﾚｷｼﾌﾞﾙｼﾞｮｲﾝﾄ	1.70	2	3.40	3.4	1.671	5.68		
C ～ D	300	65A	200.0					200.0	0.555	111.00	1.38	
				90° エルボ	2.40	10	24.00	24.0	0.555	13.32		
				90° T（分流）	3.60	1	3.60	3.6	0.555	2.00		
				玉形弁	19.50	1	19.50	19.5	0.555	10.82		
				防振継手	0.48	1	0.48	0.5	0.555	0.27		
										計	397.97	[kPa]
											40.6	[m]

計算式の説明

・前頁入力例より配管1サイズ小さくしてみました。
・流速は適当です。65Aを50Aにすると2.3m/sになり不可です。
・配管サイズを小さくすれば抵抗が大きくなります。冷却水ポンプの項で説明したようにポンプ全揚程と比較しながら検討することが重要です。
・例えばあと4m分下げられれば、1ランク小さいポンプでいけるとなれば Ⓐ ～ Ⓑ 間を80Aにするといった検討も1つの方法です。
・この算定シートを使えばいかに複雑な配管でも、ごく短時間で算定できます。ヘーゼンウィリアムの式と配管材による流速係数を組み合わせた公式で算定しております。
・設計基準の他いろんな本に配管摩擦抵抗線図の表があります。このソフトの数値は表から読み取ったものではありません。本ソフトで組んでいる公式が表になっているということです。これからの時代いちいち線図を読み取るなんて目を悪くするのと、悪戯に時間を食ってしまうだけで全くナンセンスなことです。

問題－３　開放式膨張水槽の容積を求めよ。

問題－４　密閉式膨張水槽の容積を求めよ。



条件　　・配管材は白ガス管とし、管長は下表による。

口径	配管長(m)
150A	35
125A	10
100A	30
80A	90
50A	300
40A	120
32A	95
25A	40
20A	35

入力例の説明

・配管材とタンクの形式をドロップダウンリストより選択します。

・管径を選択し、配管長を入力すると配管内の全水量が算定されます。

・機器はカタログ等を参考に手入力します。

・開放式の場合は計算式で求めたのと簡便法とで比較し、入力例としては大きな値となる簡便法で決定しました。

空調用膨張タンクの算定

空調用膨張タンクの算定

配管内水量 V_1 の算定

管種：	配管用炭素鋼鋼管(白)				タンクの形式：	開放式				単位内容積	水量
管径	管長								計	[L／m]	[L]
150	35.0								35.0	18.92	662.2
125	10.0								10.0	13.44	134.4
100	30.0								30.0	8.71	261.3
80	90.0								90.0	5.11	459.9
50	300.0								300.0	2.20	660.0
40	120.0								120.0	1.36	163.2
32	95.0								95.0	1.00	95.0
25	40.0								40.0	0.60	24.0
20	35.0								35.0	0.37	13.0
										計	2,473.0

機器内水量 V_2 の算定

機器	計算式	機器内水量 [L]	台数 [台]	水量 [L]
ﾎﾞｲﾗｰ	機器内水量は、製造者採用機器を参考に手入力します。 空調機、ファンコイルユニットは特に算定しなくてよいです。	550	1	550
			計	550

開放式の場合　膨張タンクの算定

Q：タンク容量 [L]

$Q = Q_1$

Q_1：膨張量 [L]

Q_2：膨張量 [L] (簡便法)

$Q_1 = K_1 \cdot (\rho_1 / \rho_2 - 1) \cdot V$

K_1：余裕係数 (=1.5～2.5)

ρ_1：水の密度 [kg/L] (5℃：0.99999[kg/L])

ρ_2：湯の密度 [kg/L] (55℃：0.98570 [kg/L])

V：装置内全水量 [L] ($V_1 + V_2$)

$Q_2 = 0.05 \cdot V$ (簡便法)

$K_1 =$	2.0	
$\rho_1 =$	0.99999	[kg/L]
$\rho_2 =$	0.98570	[kg/L]
$V =$	3,023.0	[L]
$Q_1 =$	87.7	[L]
$Q_2 =$	151.2	[L]
簡便法 $\therefore Q =$	151	[L]

備考　膨張量は、簡便法として装置内全水量の5%とすることができる。(設計基準引用)

密閉式の場合　膨張タンクの有効容積の算定

V_T：タンク容量 [L]

$$V_T = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_1}{P_2}}$$

ΔV：装置内全体の膨張水量 [L] (=($\upsilon_2 - \upsilon_1$)・V)

V：装置内全水量 [L] ($V_1 + V_2$)

υ_1：水の比体積 [L/kg] (5℃≒1.0)

υ_2：湯の比体積 [L/kg] (55℃≒1.0143)

P_1：膨張タンク初期封入絶対圧力 [kPa] (a + b + c)

a：膨張タンクに加えられる圧力 [kPa]＝補給水圧力

b：循環ポンプにより加えられる圧力 [kPa]＝タンクをポンプ吸込側に設ける場合は0

c：大気圧力 [kPa] (=101.325)

P_2：膨張タンクの最大使用圧力 [Kpa] (=$P_1 + \Delta P$)

ΔP：膨張タンク内の許容圧力上昇 [kPa] (d − (e + f + g))

d：逃し弁セット圧力 [kPa]＝一般的に490kPa

e：逃し弁に対する余裕 [kPa] (=d×0.1)

f：逃し弁に加えられる圧力 [kPa]

g：循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力 [kPa]

$V =$	3023.0	[L]
$\upsilon_1 =$		
$\upsilon_2 =$		
$\Delta V =$		[L]
a=		[kPa]
b=		[kPa]
c=		[kPa]
d=		[kPa]
e=		[kPa]
f=		[kPa]
g=		[kPa]
$\therefore V_T =$		[L]

空調用膨張タンクの算定

空調用膨張タンクの算定

配管内水量 V_1 の算定

管種：	配管用炭素鋼鋼管(白)				タンクの形式：	密閉式				単位内容積	水量
管径	管長								計	[L／m]	[L]
150	35.0								35.0	18.92	662.2
125	10.0								10.0	13.44	134.4
100	30.0								30.0	8.71	261.3
80	90.0								90.0	5.11	459.9
50	300.0								300.0	2.20	660.0
40	120.0								120.0	1.36	163.2
32	95.0								95.0	1.00	95.0
25	40.0								40.0	0.60	24.0
20	35.0								35.0	0.37	13.0
										計	2,473.0

機器内水量 V_2 の算定

機器	計算式	機器内水量 [L]	台数 [台]	水量 [L]
ﾎﾞｲﾗｰ	機器内水量は、製造者採用機器を参考に手入力します。 空調機、ファンコイルユニットは特に算定しなくてよいです。	550	1	550
			計	550

開放式の場合

膨張タンクの算定

Q：タンク容量 [L]

$Q = Q_1$

計算式の説明
・膨張タンクに加えられる圧力とは給水圧のことです。300kPaと仮定して入力してあります。
・密閉式の場合でも専門メーカーに依頼する程のことではありません。
ごく短時間で算出することができます。

V：装置内全水量 [L] (V_1+V_2) $Q_2=$ [L]

$Q_2 = 0.05 \cdot V$ (簡便法) ∴ $Q=$ [L]

備考　膨張量は、簡便法として装置内全水量の5%とすることができる。(設計基準引用)

密閉式の場合

膨張タンクの有効容積の算定

V_T：タンク容量 [L]

$$V_T = \frac{\Delta V}{1 - \frac{P_1}{P_2}}$$

ΔV：装置内全体の膨張水量 [L] (=($\upsilon_2 - \upsilon_1$)・V)	$V=$	3023.0	[L]
V：装置内全水量 [L] (V_1+V_2)	$\upsilon_1=$	1.0	
υ_1：水の比体積 [L/kg] (5℃≒1.0)	$\upsilon_2=$	1.0143	
υ_2：湯の比体積 [L/kg] (55℃≒1.0143)	$\Delta V=$	43.2	[L]
P_1：膨張タンク初期封入絶対圧力 [kPa] (a + b + c)			
a： 膨張タンクに加えられる圧力 [kPa]＝補給水圧力	a=	300.0	[kPa]
b： 循環ポンプにより加えられる圧力 [kPa]＝タンクをポンプ吸込側に設ける場合は0	b=	0.0	[kPa]
c： 大気圧力 [kPa] (=101.325)	c=	101.325	[kPa]
P_2：膨張タンクの最大使用圧力 [Kpa] (=$P_1+\Delta P$)	d=	490.0	[kPa]
ΔP： 膨張タンク内の許容圧力上昇 [kPa] (d − (e + f + g))	e=	49.0	[kPa]
d： 逃し弁セット圧力 [kPa]＝一般的に490kPa	f=	280.0	[kPa]
e： 逃し弁に対する余裕 [kPa] (=d×0.1)	g=	0.0	[kPa]
f： 逃し弁に加えられる圧力 [kPa]			
g： 循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力 [kPa]	∴ $V_T=$	151	[L]

空調計算ソフト

換気編

換気計算ソフトの概要説明

・換気の目的として代表的なものを下表にまとめます。

換気対象の要因	該　　当　　室
新鮮空気の供給	一般居室
脱　　臭	便所、洗面、ロッカー、更衣室、書庫、倉庫、印刷室など
除　　湿	浴室、シャワー室、脱衣室、配膳室など
熱の除去	書庫、倉庫、印刷室、映写室、配膳室、電気室など
その他	火気使用室、燃焼機器への必要空気供給など

・換気設計において重要なことは、まず必要換気量と換気方式を決めることです。時間がないと言って、これを省略して設計を進めていけば設計図面と機器表が食い違ったり、大きなミスの要因になります。

・会議室、集会室、講堂に類する室はできるだけヒアリングを行い、通常の人員密度から算出した風量と比較することが大切です。

・建築基準法では１人当り 20m^3/ｈ、設計基準では 30m^3/ｈが必要換気量とされていますが換気設計は単純ではありません。例えば病室（個室）の換気量は１人だから 30m^3/ｈではクレームの要因となります。病室は室容積の 2～4 回転しなければ臭気の除去ができません。

・このように室毎にいくらの風量が必要か算出する様式が必要となってきますので諸元表としてまとめました。まずこの諸元表を確実に整理し、同僚や上司にチェックしてもらって下さい。そしてバックデータとして保管しておくことがとても大切になってきます。例えば会議室の換気が悪い、設計ミスだとクレームがあった場合でも「ヒアリングでは最大 50 人でしたよ。」100 人も入るなんて聞いていませんよと確かな根拠でもって反論できる訳です。

・必要換気量は設計基準、学会誌、メーカー資料の他ネットにおいてもいくらでも勉強できますので参考にして下さい。

・建築確認申請に必要な 24 時間換気計算書とダクトの圧損計算書を用意しました。

換気風量計算書

■算定方法

・対象人員は、人員密度により算定した人員をベースとし、ヒヤリングの人員が人員密度の人員より上回る場合はヒヤリングの数値を採用する。

・人員密度の人員よりヒヤリングの人員が2割以上下回る場合はヒヤリングの数値を採用する。(ただし、建築基準法換気量＝20Af/N を下回る場合は基準法換気量を下限とする。)

・換気量は上記で決めた人員×30㎥/hとヒヤリングの人員×20 ㎥/hで大きい風量を設計換気風量とする。

階	系統	室名	面積 [㎡]	天井高 [m]	部屋容積 [㎥]	人員 密度 [人/㎡]	人員 人員 [人]	人員 ①換気量 [m³/h] (30㎥/h・人)	人員(ヒヤリング)・通常 通常 [人]	人員(ヒヤリング)・通常 ②換気量 [m³/h] (30㎥/h・人)	人員(ヒヤリング)・最大 最大 [人]	人員(ヒヤリング)・最大 ③換気量 m³/h (30㎥/h・人)	人員(ヒヤリング)・最大 ④換気量 m³/h (20㎥/h・人)	換気方式 換気回数 [回/h]	換気方式 ⑤換気量 [㎥/h]	換気方式 換気種別	算定風量 算定根拠	算定風量 風量 [㎥/h]	基準法 20Af/N N= 10 [㎥/h]	24時間換気 室容積× 0.3 [㎥/h]	24時間換気 不要	決定風量 [㎥/h]	備考
1	管理部門	事務室	110.00	2.70	297.00	0.15	17	510	15	450	20	600	400			第１種	②	450	220	89		450	
		会議室	40.00	2.70	108.00	0.3	12	360	10	300	20	600	400			第１種	④	400	80	32		400	
		印刷室	12.00	2.55	30.60				1	30	2	60	40	10.0	310	第3種	⑤	310	30	9		310	
		倉庫	13.50	2.60	35.10									5.0	180	第3種	⑤	180	30		不要	180	
		便所	14.20	2.45	34.79									15.0	530	第3種	⑤	530	30		不要	530	

計算式の説明

・人員密度は幅があります。いろんな書物やメーカー資料から適当と思われる数値を入力します。
・ヒアリングは絶対しなければならないものではありませんが、できるだけ行うようにして下さい。
　備考欄にヒアリングの相手先や日付等を記入しておきましょう。
・換気回数も適当な数値を入力します。
・算定根拠はドロップダウンリストより①～⑤いずれかを選択します。
・無窓居室でなければ基準法の検討がいりませんが入力例ではとりあえず算定しました。
・24時間換気の不要な室はドロップダウンより不要を選択すれば必要換気量は消えます。
・換気計算はまずこのシートを完成することからはじめてください。
　確かな根拠作りは設計の信頼性の向上、ミスの防止に役立ちます。
・最上段の算定方法はあくまで参考です。提出書類に不要であれば消去して下さい。

24時間換気計算書

【8. 換気設備の種類】の欄に関して添える別紙

（居室毎の機械換気設備）　　換気回数：0.3 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 m²	平均天井高 h	気積 m³	換気種別	給気機による給気量（A） m³／h	排気機による排気量（B） m³／h	換気回数 n	備考
1	1	事務室	100.00	2.750	275.00					
		応接室	20.50	2.750	56.38					
	小計				331.38	第1種	150	150	0.45	
2		会議室	50.00	2.700	135.00	第1種	60	60	0.44	

計算式の説明

・換気回数はドロップダウンリストより選択します。住宅以外は0.3回転です。
・事務室、応接室を1台の換気扇で24時間換気を行う例としています。
　2室以上の場合は必ず系統に番号を入れて室の区切りにドロップダウンリストより小計を選択して下さい。
・入力例会議室のように単独室の場合は系統に入力する必要はありません。
・給気と排気で風量が異なる場合は大きな風量で換気回数を算定します。
・入力例の場合、換気回数が0.45回、0.44回を算定されておりますので基準法の要求する0.3回転を
　上回っているためOKとなります。

24時間換気計算書

【8. 換気設備の種類】の欄に関して添える別紙

（居室毎の機械換気設備）　　換気回数：0.5 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 m²	平均天井高 h	気積 m³	換気種別	給気機による給気量（A） m³／h	排気機による排気量（B） m³／h	換気回数 n	備考
1	1	リビング	16.50	2.500	41.25					
		キッチン	7.50	2.500	18.75					
		和室	13.60	2.500	34.00					
		階段・廊下	12.60	2.630	33.14					
		トイレ	2.10	2.400	5.04					
2		洋室	15.60	2.500	39.00					
		夫婦室・寝室	16.80	2.500	42.00					
		子供室1	13.20	2.500	33.00					
		子供室2	13.20	2.500	33.00					
		階段・廊下	10.50	2.500	26.25					
		トイレ	2.10	2.400	5.04					
	小計				310.47	第3種		160	0.51	トイレ換気扇2台運転

計算式の説明

・住宅を例にしました。住宅は0.5回転です。（住宅以外は0.3回転。）
・各居室に給気口と換気扇、又は全熱交換器を設置する場合は各々単独で計算します。
（系統欄は空欄でよろしい。）
・住宅の場合、トイレや浴室の換気扇で24時間換気を行う例が多いです。
階段、廊下も繋がっていますので　全体で算定する必要があります。
・入力例は全体を80m³/hのトイレ換気扇2台で24時間換気をした場合を例としています。
・ここで留意点は全体が繋がっているため系統は1です。
そして室名最後で系統欄ドロップダウンリストより小計を選択すると全体の気積を算定します。
・換気は3種を選択したので排気機による風量のみ入力します。ここでは80m³/hが2台ですので160m³/hを入力しました。換気回数0.51回転でOKとなります。

24時間換気計算書

【8. 換気設備の種類】の欄に関して添える別紙

（居室毎の機械換気設備）　　換気回数：0.3 回/h 以上

階	系統	室名	床面積 m²	平均天井高 h	気積 m³	換気種別	給気機による給気量（A） m³／h	排気機による排気量（B） m³／h	換気回数 n	備考
1	1	病室	21.05	2.600	54.73					
		トイレ	2.20	2.450	5.39					
	小計				60.12	第3種		80	1.33	

計算式の説明

・病室を例にしました。個室にベッド、ミニキッチン、トイレが附属し、トイレ天井ダクト扇の弱運転で24時間換気を行うとします。

・本当に大事なことは病室の換気です。病室の換気は臭気除去を目的とすると3回転は必要です。臭気が不快と感じる場合は強運転で180m³/hは欲しいとなります。

・弱運転でも基準法0.3回転の20m³/hにこだわるのでなく、常時1.5回転程度は欲しいとします。

・ここでカタログより強運転で180m³/h、弱運転80m³/hと設定し、設計図機器表に仕様を記入します。風量は180m³/h（強）、80m³/h（弱）と記入するのは簡単ですが圧損はいくらになるのか？はメーカーカタログの風量と静圧線図をみて決定しますが、その根拠となる計算式を求められた場合は非常に面倒です。

・次シートで算定していきます。

24時間換気圧損計算書

階：1　室名：病室　　機器記号：FE-1ダクト用換気扇

風　量 Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	管種、付属品他	風　速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m・個]	実　長 [m]	相当長 [m]	数　量 [個]	圧損計 [Pa]	備　考
180	0.100	塩ﾋﾞ丸ﾀﾞｸﾄ	6.37	5.59	7.5			41.93	
		塩ﾋﾞ円形局部 R/d=1.0	6.37	5.59		1.5	1	8.39	
		塩ﾋﾞﾌﾚｷｼﾌﾞﾙﾀﾞｸﾄ	6.37	14.43	0.5			7.22	
		深型ﾌｰﾄﾞ		40.00			1	40.00	カタログ参照
		外風 2.0m/s						2.40	
							計	99.94	
							圧損修正値：	1.10	110

計算式の説明

・前頁の病室を例に入力してみました。3回転として180m³/hでダクト径100φ(0.1と入力)で算定すると圧損は110Paとなります。
・深型フードはいろんな種類がありますので使いたいフードの圧損をカタログで見て手入力します。
・塩ビフレキシブルダクトはダクト扇と塩ビダクトの接続部に使用するものとし、入力しています。
・外風も一応算定に入れました。決まったものではありませんが無風の状態ではありませんので入力しています。
・大切なことは本当に必要風量がでるのか？を求めるための計算書ですので入力漏れがないようにして下さい。
・180m³/h、110Pa、ダクト径100φで適合する機種があるかの確認をします。この風量と圧損に適合した機種はありますが、ない場合はダクト径を150φにするか、深型フードのみ150φ用に変更するか等検討を行います。例えばフード100φの圧損が40Paでも150φにすれば10Paとなります。このようにいくらでも調整できるのが面白いところです。

(1) 直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ⊿P_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times [1 + (20{,}000 \times \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e})^{1/3}]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \qquad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3{,}600$$

λ ＝ 直管の摩擦係数
l＝ 直管部の長さ [m]
d＝ 直径 [m]
v＝ 風速 [m/s]
ρ ＝ 空気密度 [kg/m³] (=1.2)
ε ＝ 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴　鉄板) (=0.43×10-4　塩ﾋﾞ)
P_v＝ 動圧 [Pa]
R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
ν ＝ 動粘性係数 [m²] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
Q＝ 風量 [m³/h]

(2) 丸ﾀﾞｸﾄ曲管(直角)の直管相当長

条件 R/d	相当長
円形局部 R/d=0.5	43d
円形局部 R/d=0.75	23d
円形局部 R/d=1.0	15d
円形局部 R/d=1.5	10d
円形局部 R/d=2.0	9d

(3) 外風による圧力損失 ⊿ P_t [Pa]

$$\Delta P_t = \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{1.2}{2} v^2$$

備考： 付属品の圧損は製造者仕様値を入力

24時間換気圧損計算書

階：1　室名：病室　　機器記号：FE-1ダクト用換気扇

風　量 Q [m³/h]	ﾀﾞｸﾄ径 d [m]	管種、付属品他	風　速 v [m/s]	圧力損失 [Pa/m・個]	実　長 [m]	相当長 [m]	数　量 [個]	圧損計 [Pa]	備　考
80	0.100	塩ﾋﾞ丸ﾀﾞｸﾄ	2.83	1.31	7.5			9.83	
		塩ﾋﾞ円形局部 R/d=1.0	2.83	1.31		1.5	1	1.97	
		塩ﾋﾞﾌﾚｷｼﾌﾞﾙﾀﾞｸﾄ	2.83	2.88	0.5			1.44	
		深型ﾌｰﾄﾞ		10.00			1	10.00	カタログ参照
		外風 2.0m/s						2.40	
							計	25.64	
							圧損修正値：	1.10	28

計算式の説明

・この入力例が建築確認に必要とする圧損計算書です。
・前頁と同じダクト扇で弱運転80m³/hで24時間換気に実際に対応できるかを算定した例です。
・圧損計は28Paと算定されましたので、これを満足するダクト扇のカタログコピーを添付して申請すればバッチリです！
・同じダクトでフードでも風量が小さくなると風速が遅くなり、圧損も小さいなることが容易に判断できます。
・これらの根拠とは？どこからきたものが曖昧ではソフトの信頼が全くなくなります。
答えは下記の式です。

(1) 直管ﾀﾞｸﾄの圧力損失 ΔP_t [Pa/m]

$$\Delta P_t = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_v = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

$$\lambda = 0.0055 \times [1 + (20{,}000 \times \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{R_e})^{1/3}]$$

$$R_e = \frac{v \cdot d}{\nu} \qquad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v \cdot 3{,}600$$

λ ＝ 直管の摩擦係数
l＝ 直管部の長さ [m]
d＝ 直径 [m]
v＝ 風速 [m/s]
ρ ＝ 空気密度 [kg/m³] (=1.2)
ε ＝ 絶対粗度 [m] (=1.5×10⁻⁴　鉄板) (=0.43×10-4　塩ﾋﾞ)
P_v＝ 動圧 [Pa]
R_e＝ ﾚｲﾉﾙｽﾞ数
ν ＝ 動粘性係数 [m²] (=1.50×10⁻⁵ (20℃))
μ ＝ 粘性係数 (=1.8×10⁻⁵ (20℃))
Q＝ 風量 [m³/h]

(2) 丸ﾀﾞｸﾄ曲管(直角)の直管相当長

条件 R/d	相当長
円形局部 R/d=0.5	43d
円形局部 R/d=0.75	23d
円形局部 R/d=1.0	15d
円形局部 R/d=1.5	10d
円形局部 R/d=2.0	9d

備考： 付属品の圧損は製造者仕様値を入力

(3) 外風による圧力損失 ΔP_t [Pa]

$$\Delta P_t = \frac{\rho}{2} v^2 = \frac{1.2}{2} v^2$$

設　計　計　算　書

令和　1年　5月

建築設備設計計算書の手引 平成　 年版 の様式集をエクセ
　版で用意しました。発注者からこの様式に基づいた書式で提
出して下さいと求められた場合にご利用下さい。
ほとんど手入力ですが慣れれば労働時間の短縮に役立ちます。
各シ　トの追加は左上のシ　トの追加をク　ックすることで可能
です。大規模物件で　 枚以上追加が必要な場合は、一旦
保存して再度別ファイ　として立上げて下さい。

確　認　印					

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 347、352、358

（様式　機－001）

屋内・屋外温湿度条件、建物方位，太陽位置図

建物名称	○　○　庁　舎	所 在 地	東　京　都　内	屋外条件選定地名	東京

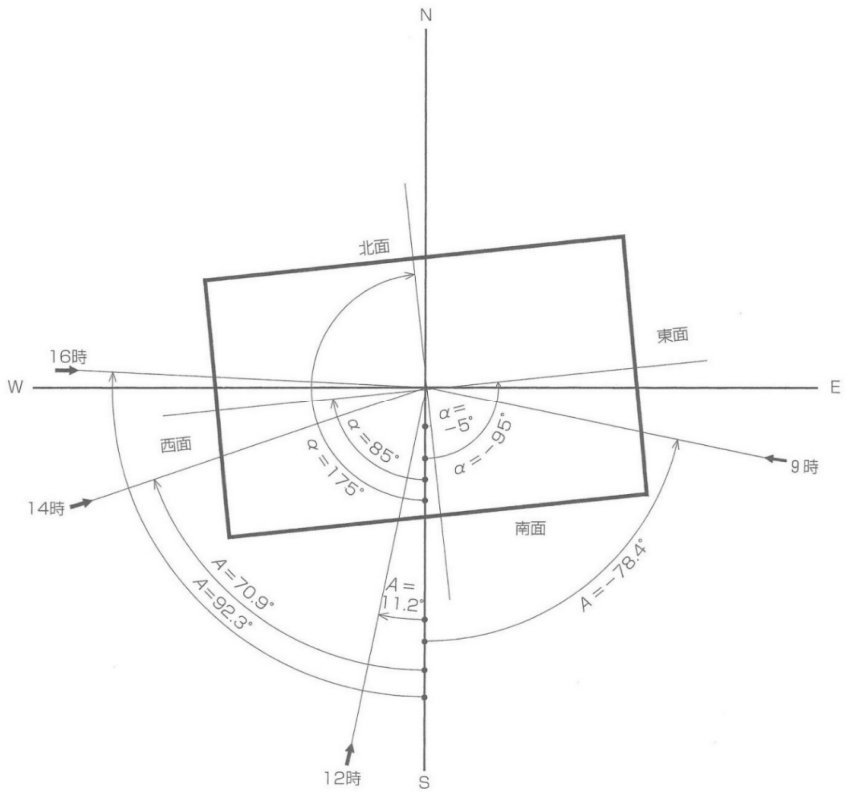
温湿度条件			夏期 DB [℃]	夏期 RH [%]	夏期 x [kg/kg(DA)]	夏期 h [kJ/kg(DA)]	冬期 DB [℃]	冬期 RH [%]	冬期 x [kg/kg(DA)]	冬期 h [kJ/kg(DA)]
屋内	1*	居室系統	28	45	0.0107	55.4	19	40	0.0054	32.9
屋内	2*	○○								
屋内	3*	○○								
屋外	最高		34.7	–	–	–	1.8	40.1	0.0017	6.1
屋外	9時		31.8	64.1	0.0192	81				
屋外	12時		34.2	56.3	0.0193	83.8				
屋外	14時		34.7	53.5	0.0188	83.1				
屋外	16時		33.5	58.1	0.0191	82.7				

クールビズ設定を考慮し、相対湿度を45%に設定した。

外気条件の4時刻表記

建物方位、太陽位置図

建物毎に作図する。



太陽高度 h 及び太陽方位 A

高度・方位＼時刻	9時	12時	14時	16時
高　度　h	50.3 °	74.2 °	57.0 °	33.0 °
方　位　A	−78.4 °	11.2 °	70.9 °	92.3 °

設計基準 表2-14
(p.366)東京地区より

窓面の法線と南のなす角 α

窓　　面	北面	東面	南面	西面
α	175.0 °	−95.0 °	−5.0 °	85.0 °

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 348、354～355

（様式　機－002）

各　室　設　計　条　件

階	室名	設計用屋内条件（様式機－001の*番号）	室の大きさ 縦 [m]	横 [m]	面積 A [m²]	天井高 [m]	容積 [m³]	階高 [m]	人員による負荷、及び必要外気量 人員密度 [人/m²]	人員 n [人]	人体発熱量 q_{HSP} [W/人] LH	人体発熱量 q_{HSP} [W/人] SH	人体負荷 q_{HS} [W] LH	人体負荷 q_{HL} [W] SH	一人当たりの外気量 Q_p [m³/(h・人)]	外気量 Q_o [m³/h]	照明による負荷 消費電力より算出 一台当たりの消費電力 [W]	台数 [台]	設計照度より算出 形式	照度 [lx]	設計照度による電力消費量 W_L [W／m²]	照明負荷 q_e [W]	その他の内部発熱負荷 事務機器、OA機器 消費電力 P_1 [W／m²]	負荷率 ϕ	負荷 q_{m1} (=P_1・A・ϕ) [W]	大型事務機器 消費電力 P_2 [W]	負荷率 ϕ	負荷 q_{m2} (=P_2・ϕ) [W]	事務機器負荷 q_M= q_{m1}+q_{m2} [W]
2	所長室	1	7.5	7.5	56.3	2.7	152.0	3.75	0.1	6	66	55	396	330	30	180	－	－	LEDルーバー	750	11	619	15	0.6	507	－	－	－	507
	事務室A	1	7.5	26.2	196.5	2.7	530.6	3.75	0.15	30	66	55	1,980	1,650	30	900	－	－	LEDルーバー	750	11	2,162	25	0.6	2,948	－	－	－	2,948
	前室	1	3.0	1.9	5.7	2.7	15.4	3.75	－	－	－	－	－	－	－	－	－	－	LED下面開放	100	2	11	－	－	－	－	－	－	0
	休養室	1	2.9	5.7	16.5	2.4	39.6	3.75	0.1	2	66	55	132	110	30	60	－	－	LEDルーバー	300	5	83	10	0.6	99	－	－	－	99
	交換室	1	5.5	3.2	17.6	2.7	47.5	3.75	実人員	2	66	55	132	110	30	60	－	－	LEDルーバー	500	8	141	10	0.6	106	－	－	－	106
	交換機械室	1	7.5	4.0	30.0	2.7	81.0	3.75	－	－	－	－	－	－	－	－	－	－	LED下面開放	500	7	210	－	－	－	1,500（交換機）	0.6	900	900
	事務室B	1	7.5	14.4	108.0	2.7	291.6	3.75	0.15	17	66	55	1,122	935	30	510	－	－	LEDルーバー	750	11	1,188	25	0.6	1,620	－	－	－	1,620
	事務室C	1	7.5	14.4	108.0	2.7	291.6	3.75	0.15	17	66	55	1,122	935	30	510	－	－	LEDルーバー	750	11	1,188	25	0.6	1,620	－	－	－	1,620
	会議室	1	7.5	4.7	35.3	2.7	95.3	3.75	0.5	18	62	55	1,116	990	30	540	－	－	LEDルーバー	500	8	282	25	0.6	530	－	－	－	530
	更衣室	1	7.5	2.8	21.0	2.7	56.7	3.75	0.15	4	66	55	264	220	30	120	－	－	LEDルーバー	200	3	63	－	－	－	－	－	－	0
	エレベーターホール	1	8.3	4.5	37.4	2.7	101.0	3.75	－	－	－	－	－	－	－	－	－	－	LED下面開放	100	2	75	－	－	－	－	－	－	0

仮定値

人員密度は、**設計基準 表2-8**（p.355）により算定した。

照明による負荷は、設計照度を元に**設計基準 表2-7**（p.354）により算定した。

備考

この様式は、詳細負荷計算に入る前の設計条件を入力するものです。

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 355～356、370～372

（様式　機－003）

各　室　設　計　条　件（すきま風）

階	室名	期間	外壁方位	設計用屋内条件 温度 t_i [℃]	設計用屋内条件 絶対湿度 x_i [kg/kg(DA)]	室内外温度差、湿度差 温度差 夏 $\Delta t(=t_o-t_i)$[℃] 冬 $\Delta t(=t_i-t_o)$[℃] 9時	温度差 12時	温度差 14時	温度差 16時	湿度差 夏 $\Delta x(=x_o-x_i)$[kg/kg(DA)] 冬 $\Delta x(=x_i-x_o)$[kg/kg(DA)] 9時	湿度差 12時	湿度差 14時	湿度差 16時
2	所長室	夏期	S	28.0	0.0107	3.8	6.2	6.7	5.5	0.0085	0.0086	0.0081	0.0084
	事務室Ｂ	冬期	N	19.0	0.0054	17.2	—	—	—	0.0037	—	—	—
	事務室Ｃ	冬期	N	19.0	0.0054	17.2	—	—	—	0.0037	—	—	—
	・												
	・												
	・												
	・												

室名	窓サッシのすきま風量 サッシの種類	気密性	サッシ面積 A [m^2]	面積辺りのすきま風量 Q_i [$m^3/(m^2 \cdot h)$]	すきま風量 Q_i (=$A \cdot Q_i$) [m^3/h]	顕熱負荷 $q_{LS}(=0.33Q_i \cdot \Delta t)$ [W] 9時	顕熱負荷 12時	顕熱負荷 14時	顕熱負荷 16時	潜熱負荷 $q_{LL}(=833Q_i \cdot \Delta x)$ [W] 9時	潜熱負荷 12時	潜熱負荷 14時	潜熱負荷 16時
所長室	引違い	B	11.0	2.4	26.40	33	54	58	48	187	189	178	185
事務室Ｂ	引違い	B	22.1	2.7	59.67	339	—	—	—	184	—	—	—
事務室Ｃ	引違い	B	22.1	2.7	59.67	339	—	—	—	184	—	—	—

室名	ドアによるすきま風量（外気に面するドア） 室容積 V [m^3]	換気回数（ドア） n[回]	すきま風量 $Q_i(=n \cdot V)$ [m^3/h]	顕熱負荷 $q_{LS}(=0.33Q_i \cdot \Delta t)$ [W] 9時	顕熱負荷 12時	顕熱負荷 14時	顕熱負荷 16時	潜熱負荷 $q_{LL}(=833Q_i \cdot \Delta x)$ [W] 9時	潜熱負荷 12時	潜熱負荷 14時	潜熱負荷 16時
所長室											
事務室Ｂ											
事務室Ｃ											

夏期は、4時刻の温度差、湿度差より算定する。

窓のサッシからすきま風があると仮定して計算例を示す。

設計用屋外条件		最多風向	最多風向に近い外壁2面の方位	風速 [m/s]	温度 t_o[℃] 9時	温度 12時	温度 14時	温度 16時	絶対湿度 x_o[kg/kg(DA)] 9時	絶対湿度 12時	絶対湿度 14時	絶対湿度 16時
	夏期	S	S、W	6.0	31.8	34.2	34.7	33.5	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191
	冬期	NNW	N、W	8.0	1.8				0.0017			

入力必須。入力することによって計算に反映されます。

備考

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 346～370

（様式　機－004）

構造体負荷・ガラス面日射負荷設計条件

構造体負荷						夏期				冬期	
階	方位	外壁・屋根の種類	壁タイプ	分類記号	熱通過率 K [W/(m²・K)]	実効温度差 ETD [℃] 9時	12時	14時	16時	温度差 Δt [℃]	方位係数 δ
1～5	N	コンクリート壁	Ⅲ	OW-1	0.9	2.0	4.0	5.0	6.0	17.2	1.1
〃	E	〃	〃	〃	〃	7.0	12.0	12.0	11.0	〃	1.1
〃	S	〃	〃	〃	〃	2.0	5.0	9.0	10.0	〃	1.0
〃	W	〃	〃	〃	〃	2.0	4.0	6.0	10.0	〃	1.1

設計基準 361ページを参照。

階	方位	ガラス面・内壁の種類	分類記号	熱通過率 K [W/(m²・K)]	温度差 Δt [℃] 9時	12時	14時	16時	温度差 Δt [℃]	方位係数 δ
1～5	S	低放射ｶﾞﾗｽ6mm (Low-εｶﾞﾗｽ) +透明ｶﾞﾗｽ6mm	ＯＧ－1	2.2	3.8	6.2	6.7	5.5	17.2	1.0
1～5	N	低放射ｶﾞﾗｽ6mm (Low-εｶﾞﾗｽ) +透明ｶﾞﾗｽ6mm	ＯＧ－1	2.2	3.8	6.2	6.7	5.5	17.2	1.1
〃		内　壁	ＩＷ－1	2.8	1.1	1.9	2.0	1.7	5.2	－

内壁IW－1は廊下と接しているので、温度差は設計基準352～353、369ページより、廊下一部還気方式の非空調隣室温度差係数γ＝0.3を用いて算定する。

建築図を見ながら全て手入力します。

ガラス面日射負荷

$SG=1$　$q_{G2n}=I_G \cdot SC$　　SGは「ガラス面日射面積率の算定」より

$SG<1$　$q_{G2n}=\{(I_G-I_{GS})\cdot SG+I_{GS}\}\cdot SC$

階	方位	ガラスの種類	ﾌﾞﾗｲﾝﾄﾞの有無	遮へい係数 SC・ガラス面日射面積率 SG	9時	12時	14時	16時	ガラス面日射負荷 q_{G2n} [w／m²]	9時	12時	14時	16時
2	N	明色ﾌﾞﾗｲﾝﾄﾞ +低放射ｶﾞﾗｽ6mm (Low-εｶﾞﾗｽ) +透明ｶﾞﾗｽ6mm	有（明色）	SC	0.34	0.34	0.34	0.34	I_G	42	43	42	38
				SG	0	0	0	0	q_{G2n}	14	15	14	12
〃	S	〃	〃	SC	0.34	0.34	0.34	0.34	I_G	77	180	108	36
				SG	0	0.99	0.29	0	q_{G2n}	14	61	21	12
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
				SC					I_G				
				SG					q_{G2n}				
									I_{GS}	42	43	42	36

ブラインドの使用状況は、日射取得I_Gの大きさ、施設の使用状況等に基づき決定する。ここでは、ブラインドの使用状況は常に閉じていると仮定した。0.34は設計基準365ページを参照。

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算　（一般構造壁体）

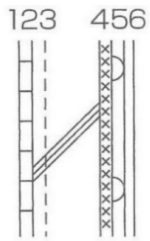
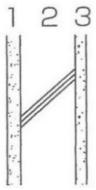
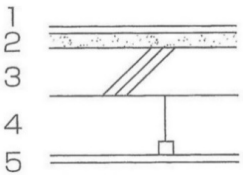
設計基準関連ページ 349～350、365

（様式　機－005）

熱　通　過　率　$K=\left(\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{\ell}{\lambda}+\Sigma\gamma_a+\frac{1}{\alpha_o}\right)^{-1}$

外表面熱伝達率	記号	種類	材質	風速 [m/s]	α_o [W/(m²・K)]
	α_{o1}	壁			23
	α_{o2}				
	α_{o3}				

内表面熱伝達率	記号	種類	熱流の方向	α_i [W/(m²・K)]
	α_{i1}	壁・床・天井	水平・垂直	9
	α_{i2}			
	α_{i3}			

階	記号	構造	番号	材料	厚さ ℓ [m]	熱伝導率 λ [W/(m・K)]	ℓ／λ γa [m2・K/W]	熱通過率 K [W/(m²・K)]	備考
	外壁 OW－1			αo1			0.043		
			1	外装タイル	0.010	1.3	0.008		
			2	増打コンクリート	0.025	1.4	0.018		
			3	ＲＣ	0.150	1.4	0.107		
			4	ポリスチレンフォーム	0.025	0.037	0.676		
			5	空気層		—	0.070		
			6	石こうボード	0.012	0.17	0.071		
				αi1			0.111		
						計	1.104	0.9	
	外壁 OW－1	低反射ガラス（Low－εガラス）6mm（外側）＋透明ガラス6mm（内側）設計基準 365ページ 表2-13						2.2	
	内壁 IW－1			αi1			0.111		
			1	モルタル	0.020	1.5	0.013		
			2	ＲＣ	0.150	1.4	0.107		
			3	モルタル	0.020	1.5	0.013		
				αi1			0.111		
						計	0.355	2.8	
	天井 C－1			αi1			0.111		
			1	ビニル床タイル	0.003	0.12	0.025		
			2	モルタル	0.027	1.5	0.018		
			3	ＲＣ	0.120	1.4	0.086		
			4	空気層		—	0.070		
			5	石こうボード	0.009	0.17	0.053		
				αi1			0.111		
						計	0.474	2.1	

熱伝導率は、設計基準表2-4 (p.350)による。

代表的な壁体について算定例を示す。

一般構造体の熱通過率　K　[W/(m²・K)]

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{\ell}{\lambda}+\Sigma\gamma_\alpha+\frac{1}{\alpha_O}}$$

α_o：外壁外表面熱伝達率　[W/(m²・K)](＝23)

α_i：室内表面熱伝達率　[W/(m²・K)](＝9)

ℓ　：構造体構成材料の厚さ　[m]

λ　：構造体構成材料の熱伝導率　[W/(m・K)](表参照)

γ_α：中間空気層の熱抵抗　[m²・K/W]

（非密閉中間層 γ_α＝0.07
密閉中間層 γ_α＝0.15）

材料の熱定数表

材料名	熱伝導率 λ [W/(m・K)]	材料名	熱伝導率 λ [W/(m・K)]
鋼	45	アスファルト類	0.11
土壌(粘土質)	1.5	防湿紙類	0.21
土壌(砂質)	0.9	畳	0.15
土壌(ローム質)	1.0	合成畳	0.07
土壌(火山灰質)	0.5	カーペット類	0.08
砂利	0.62	木材(重量)	0.19
PCコンクリート	1.5	木材(中量)	0.17
普通コンクリート	1.4	木材(軽量)	0.14
軽量コンクリート	0.78	合板	0.19
コンクリートブロック(重量)	1.1	グラスウール(24K)	0.042
コンクリートブロック(軽量)	0.53	グラスウール(32K)	0.040
モルタル	1.5	ロックウール保温材	0.042
プラスタ	0.79	ロックウール吹付け	0.051
石こう板・ラスボード	0.17	ロックウール吸音板	0.064
ガラス	1.0	ポリエチレンフォーム(ビーズ)	0.047
タイル	1.3	ポリエチレンフォーム(押出)	0.037
合成樹脂・リノリウム	0.19		

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算　（土壌に接する構造体）

（様式　機－005）

熱　通　過　率　$K=\left(\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{l}{\lambda}+\frac{\ell_e}{\lambda_e}\right)^{-1}$

外表面熱伝達率	記号	種類	材質	風速 [m/s]	α_o [W/(m²・K)]
	α_{o1}				
	α_{o2}				
	α_{o3}				

内表面熱伝達率	記号	種類	熱流の方向	α_i [W/(m²・K)]
	α_{i1}			
	α_{i2}			
	α_{i3}			

階	記　号	構　　造	番号	材　料	厚　さ ℓ [m]	熱伝導率 λ [W/(m・K)]	ℓ/λ γ_a [m2・K/W]	熱通過率 K [W/(m²・K)]	備考

土壌に接する構造体の熱通過率　K_e [W/(m²・K)]

$$K_e=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\Sigma\frac{\ell}{\lambda}+\frac{\ell_e}{\lambda_e}}$$

α_i：室内表面熱伝達率　[W/(m²・K)](＝9)

ℓ：構造体構成材料の厚さ　[m]

λ_e：土壌の熱伝導率　[W/(m・K)](表参照)

ℓ_e：土壌の厚さ　[m](ℓ_e≒1mとする。)

材料の熱定数表

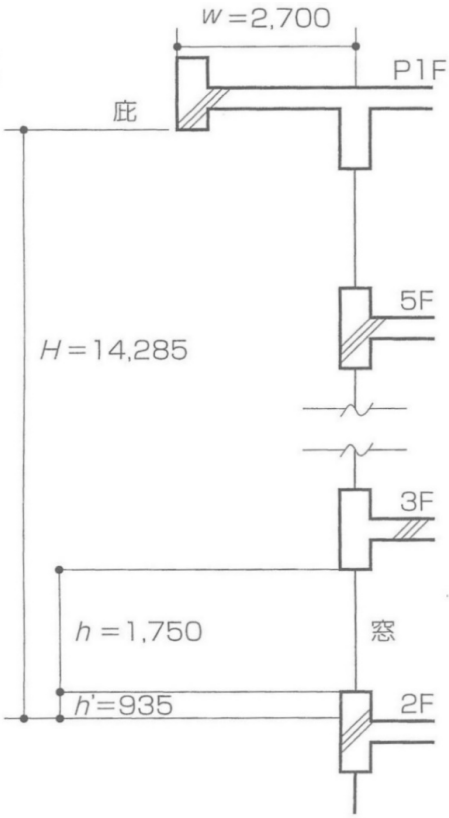
材料名	熱伝導率 λ [W/(m・K)]	材料名	熱伝導率 λ [W/(m・K)]
鋼	45	アスファルト類	0.11
土壌(粘土質)	1.5	防湿紙類	0.21
土壌(砂質)	0.9	畳	0.15
土壌(ローム質)	1.0	合成畳	0.07
土壌(火山灰質)	0.5	カーペット類	0.08
砂利	0.62	木材(重量)	0.19
PCコンクリート	1.5	木材(中量)	0.17
普通コンクリート	1.4	木材(軽量)	0.14
軽量コンクリート	0.78	合板	0.19
コンクリートブロック(重量)	1.1	グラスウール(24K)	0.042
コンクリートブロック(軽量)	0.53	グラスウール(32K)	0.040
モルタル	1.5	ロックウール保温材	0.042
プラスタ	0.79	ロックウール吹付け	0.051
石こう板・ラスボード	0.17	ロックウール吸音板	0.064
ガラス	1.0	ポリエチレンフォーム(ビーズ)	0.047
タイル	1.3	ポリエチレンフォーム(押出)	0.037
合成樹脂・リノリウム	0.19		

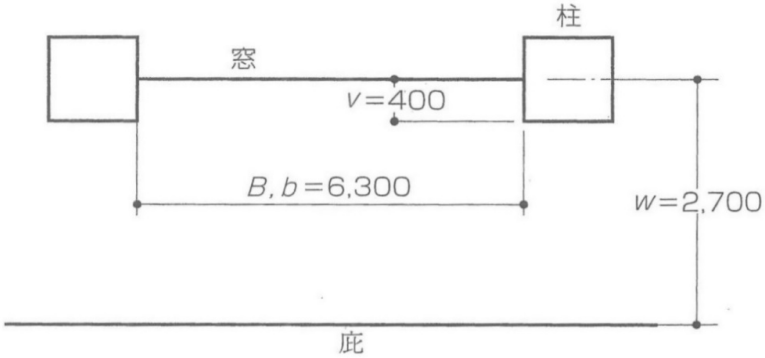
空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

ガ ラ ス 面 日 射 面 積 率 （ *SG* ） の 算 定

2階南面の窓について計算例を示す。

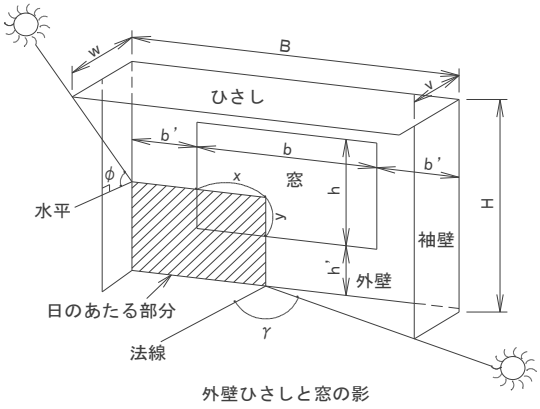




階	2	方位	S					
各部	B	6,300	b'	0	B－b'			6,300
寸法	H	14,285	h'	935	H－h'			13,350
〔mm〕	b	6,300	h	1,750	v	400	w	2,700

	9時	12時	14時	16時	備考
｜tanγ｜	4.88	0.20	2.89	—	
v ｜tanγ｜	1,952	80	1,156		
x （＝B-b'-v｜tanγ｜）	4,348	6,220	5,144		
$\frac{x}{b}$	0.69	0.99	0.82		
tanφ	6.01	3.61	4.72	—	
w tanφ	16,227	9,747	12,744		
y （＝H-h'-$W_{\tan\phi}$）	-2,877	3,603	606		
$\frac{y}{h}$	0	1	0.35		
$SG = \frac{x}{b} \cdot \frac{y}{h}$	0	0.99	0.29	0	

SGは $\frac{x}{b}$ 、 $\frac{y}{h}$ が、負の場合は0
1以上の場合は1



外壁ひさしと窓の影

太陽高度φ、太陽方位角γは、**設計基準 367 ページ 表 2-15** による。16時については日照がないので計算は行われない。

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ 350～373

（様式　機－006）

室内負荷						ゾーン名	インテリア	階	2	室名	所長室（１／２）　インテリアゾーン		
室面積	56.3 ㎡	階高	3.75 m	天井高	2.7 m	室容積	152 ㎡	設計用屋内条件	一般設計用	夏期	28 ℃	45%	
										冬期	19 ℃	40%	

構造体負荷・ガラス面通過熱負荷		方位	構造体の種類	寸法［m×m］	窓面積［㎡］	面積 A［㎡］	熱通過率 K［W/(㎡･K)］	KA［W/K］	夏期 9時 温度差［℃］	9時 間欠運転係数	9時 冷房負荷［W］	12時 温度差［℃］	12時 冷房負荷［W］	14時 温度差［℃］	14時 冷房負荷［W］	16時 温度差［℃］	16時 冷房負荷［W］	冬期 Δt［℃］	冬期 方位係数 δ	冬期 暖房負荷［W］
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	外皮																			
	構造体等負荷（外皮）小計 S1																			
	内部	W	OW-1	7.5× 3.75	—	28.1	0.9	25.3	2.0	—	51	4.0	101	6.0	152	10.0	253	17.2	1.1	479
	内部	N	IW-1	7.5× 2.70	—	20.3	2.8	56.8	1.1	—	62	1.9	108	2.0	114	1.7	97	5.2		295
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	内部																			
	構造体等負荷（内部）小計 I 1										113		209		266		350			774

インテリアゾーンの算定であるため外皮に入力はしていません。

構造体負荷･ガラス面通過熱負荷の温度差及び、ガラス面日射負荷は**様式　機－004**より記載する。

ガラス面日射負荷		方位	ガラスの種類	幅･高さ［m×m］	面積［㎡］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］
	外皮												
	外皮												
	外皮	ガラス面日射負荷（外皮）小計 S 2											
	内部												
	内部												
	内部	ガラス面日射負荷（内部）小計 I 2											

照明負荷	内部	照明負荷 q_e［W］			SH［W］				
		619			619	619	619	619	
人体負荷	内部	人体負荷 q_{HL} q_{HS}［W］		LH［W］	SH［W］				
		LH［W］	SH［W］						
		396	330	396	330	330	330	330	
その他の負荷	内部	その他の内部発熱負荷 q_M［W］			SH［W］				
		507			507	507	507	507	
照明･人体･その他の負荷（内部）小計 I 3				396	1,456	1,456	1,456	1,456	

照明負荷、人体負荷、その他の内部発熱負荷は、**様式　機－002**の値を記載する。

すきま風負荷			LH［W］ 9時	12時	14時	16時	SH［W］				LH［W］	SH［W］
	外皮	S 3										
	内部	I 4										

集計												
	補正係数	余裕係数(1.0～1.1)					—	1.05	1.05	1.05	1.05	—	1.05
		夏期:送風機負荷係数(1.05) 冬期:間欠運転係数(1.0～1.1)						1.05	1.05	1.05	1.05		1.1
		余裕係数×送風機負荷(間欠運転)係数　(1)					—	1.10	1.10	1.10	1.10	—	1.16
	外皮負荷小計（SH･LH 別） SH=$S1$+$S2$+$S3$　LH=$S3$　(2)							0	0	0	0		0
	内部負荷小計（SH･LH 別） SH=$I1$+$I2$+$I3$+$I4$　LH=$I3$+$I4$　(3)		396	396	396	396		1,569	1,665	1,722	1,806	0	774
	室内負荷小計（SH･LH別） 補正前　(4)=(2)+(3)		396	396	396	396		1,569	1,665	1,722	1,806	0	774
	室内負荷小計（SH･LH別） 補正後　(5)=(4)×(1)							1,726	1,832	1,894	1,987	0	898
	室内全熱負荷（SH･LH合計）　(6)							2,122	2,228	2,290	2,383		898
	㎡当たりの室内全熱負荷　(6)/室面積							38	40	41	42		16

備　　考

空　気　調　和　設　備

空　調　熱　負　荷　計　算

設計基準関連ページ350～373

（様式　機－006）

室内負荷							ゾーン名	ペリメーター	階	2	室名	所長室（２／２）　ペリメーターゾーン		
室面積	56.3 ㎡	階高	3.75 m	天井高	2.7 m	室容積	152 ㎥	設計用屋内条件	一般設計用	夏期	28 ℃	45%		
										冬期	19 ℃	40%		

		方位	構造体の種類	寸法［m×m］	窓面積［㎡］	面積 A［㎡］	熱通過率 K［W/(㎡･K)］	KA［W/K］	夏期 9時 温度差［℃］	9時 間欠運転係数	9時 冷房負荷［W］	12時 温度差［℃］	12時 冷房負荷［W］	14時 温度差［℃］	14時 冷房負荷［W］	16時 温度差［℃］	16時 冷房負荷［W］	冬期 Δt［℃］	冬期 方位係数 δ	冬期 暖房負荷［W］
構造体負荷・ガラス面通過熱負荷	外皮	S	OG－1	6.3× 1.75	－	11.0	2.2	24.2	3.8		92	6.2	150	6.7	162	5.5	133	17.2	1.0	416
		S	OW－1	7.5× 3.75	11	17.1	0.9	15.4	2.0	1.1	34	5.0	77	9.0	139	10.0	154	17.2	1.0	265
	構造体等負荷（外皮）小計 S1										126		227		301		287			681
	内部																			
	構造体等負荷（内部）小計 I 1																			

朝の予冷を考慮して、9時に日射を受ける面に補正する。

ペリメーターゾーンの算定であるため外皮に入力はしていません。

		方位	ガラスの種類	幅・高さ［m×m］	面積［㎡］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］	単位負荷［W／㎡］	冷房負荷［W］
ガラス面日射負荷	外皮	S	OG-1	6.3× 1.75	11.0	14.3	157	60.7	668	20.6	227	12.2	134
	ガラス面日射負荷（外皮）小計 S 2						157		668		227		134
	内部												
	ガラス面日射負荷（内部）小計 I 2												
照明負荷	内部	照明負荷 q_e［W］				SH［W］							
人体負荷	内部	人体負荷 q_{HL} q_{HS}［W］				LH［W］	SH［W］						
その他の負荷	内部	その他の内部発熱負荷 q_M［W］					SH［W］						
照明・人体・その他の負荷（内部）小計 I 3													

			LH［W］ 9時	12時	14時	16時	SH［W］				LH［W］	SH［W］
すきま風負荷	外皮	S 3										
	内部	I 4										
集計	補正係数	余裕係数(1.0～1.1)				—	1.05	1.05	1.05	1.05	—	1.05
		夏期:送風機負荷係数(1.05) 冬期:間欠運転係数(1.0～1.1)					1.05	1.05	1.05	1.05		1.1
		余裕係数×送風機負荷(間欠運転)係数　(1)				—	1.10	1.10	1.10	1.10	—	1.16
	外皮負荷小計（SH･LH 別） $SH=S1+S2+S3$　$LH=S3$　(2)						283	895	528	421		681
	内部負荷小計（SH･LH 別） $SH=I1+I2+I3+I4$　$LH=I3+I4$　(3)		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	室内負荷小計（SH･LH別） 補正前　(4)=(2)+(3)		0	0	0	0	283	895	528	421	0	681
	室内負荷小計（SH･LH別） 補正後　(5)=(4)×(1)						312	984	580	463	0	790
	室内全熱負荷（SH･LH合計）　(6)						312	984	580	463		790
	㎡当たりの室内全熱負荷　(6)/室面積						6	17	10	8		14

備　　考

空　気　調　和　設　備

熱　源　機　器　の　算　定

（様式　機－011）

熱負荷の集計(様式 機-022-1等(空気調和機の熱負荷計算)(全空気式)								用途	吸収冷温水機　RH－1用		
階	系統	冷房負荷						暖房負荷			備考
		時刻	室内負荷	外気負荷	時刻別負荷[W]（＝室内負荷＋外気負荷）				室内負荷	外気負荷	負荷合計(=室内負荷+外気負荷)
		時	[W]	[W]	9時	12時	14時	16時	[W]	[W]	[W]
B1	ACU－B1	9	38,293	39,168	77,461				44,273	41,004	85,277
		12	44,020	43,452		87,472					
		14	43,855	42,381			86,236				
		16	41,816	41,769				83,585			
1	ACU－1	9	37,460	23,552	61,012				22,684	24,656	47,340
		12	43,187	26,128		69,315					
		14	42,005	25,484			67,489				
		16	40,103	25,116				65,219			
2	ACU－2	9	37,509	23,552	61,061				17,728	24,656	42,384
		12	43,509	26,128		69,637					
		14	41,028	25,484			66,512				
		16	39,969	25,116				65,085			
3	ACU－3	9	36,467	23,808	60,275				14,269	24,924	39,193
		12	38,613	26,412		65,025					
		14	39,011	25,761			64,772				
		16	38,435	25,389				63,824			
4	ACU－4	9	36,385	23,808	60,193				13,869	24,924	38,793
		12	38,470	26,412		64,882					
		14	38,847	25,761			64,608				
		16	38,274	25,389				63,663			
5	ACU－5	9	39,135	23,808	62,943				24,650	24,924	49,574
		12	45,431	26,412		71,843					
		14	49,245	25,761			75,006				
		16	50,143	25,389				75,532			
		9									
		12									
		14									
		16									
		9									
		12									
		14									
		16									
		9									
		12									
		14									
		16									
		9									
		12									
		14									
		16									
小計	空気調和機系統				382,945	428,174	424,623	416,908			302,561
	FCU系統				－	－	－	－			－
合計					382,945	428,174	424,623	416,908			302,561
						(MAX)					

外気負荷についても、4時刻の計算をする。

空　気　調　和　設　備

熱　源　機　器　の　算　定

（様式　機－011）

熱負荷の集計　（様式 機-022-1等（空気調和機の熱負荷計算）
様式 機-026（ファンコイルユニットの熱負荷集計）より）

用途　吸収冷温水機　RH-1用

階	系統	冷房負荷 時刻	室内負荷 [W]	外気負荷 [W]	時刻別負荷 [W]（＝室内負荷＋外気負荷） 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷 [W]	外気負荷 [W]	負荷合計（=室内負荷+外気負荷） [W]	備考
B1	ACU－B1	9	36,415	39,168	75,583				38,712	41,004	79,716	
		12	41,411	43,452		84,863						
		14	41,078	42,381			83,459					
		16	39,264	41,769				81,033				
1	ACU－1	9	33,333	23,552	56,885				12,144	24,656	36,800	
		12	35,171	26,128		61,299						
		14	35,281	25,484			60,765					
		16	34,918	25,116				60,034				
2	ACU－2	9	35,298	23,552	58,850				7,866	24,656	32,522	
		12	36,455	26,128		62,583						
		14	36,574	25,484			62,058					
		16	36,411	25,116				61,527				
3	ACU－3	9	33,156	23,808	56,964				5,422	24,924	30,346	
		12	33,978	26,412		60,390						
		14	34,034	25,761			59,795					
		16	33,871	25,389				59,260				
4	ACU－4	9	33,090	23,808	56,898				5,129	24,924	30,053	
		12	33,867	26,412		60,279						
		14	33,921	25,761			59,682					
		16	33,774	25,389				59,163				
5	ACU－5	9	35,839	23,808	59,647				15,910	24,924	40,834	
		12	40,829	26,412		67,241						
		14	44,320	25,761			70,081					
		16	45,642	25,389				71,031				
		9										
		12										
		14										
		16										
全	ファンコイルユニット（南側）	9	10,920		10,920				27,435		27,435	
		12	21,039			21,039						
		14	18,089				18,089					
		16	15,237					15,237				
全	ファンコイルユニット（北側）	9	7,198		7,198				24,882		24,882	
		12	10,480			10,480						
		14	10,694				10,694					
		16	9,623					9,623				
		9										
		12										
		14										
		16										
		9										
		12										
		14										
		16										
小計	空気調和機系統				364,827	396,655	395,840	392,048			250,271	
	FCU系統				18,118	31,519	28,783	24,860			52,317	
合計					382,945	428,174	424,623	416,908	137,500	165,088	302,588	
						(MAX)						

空　気　調　和　設　備

冷　熱　源　機　器　の　算　定

様式　機－011より。

設計基準関連ページ 379～388

（様式　機－012）

冷　熱　源　機　器		種　別	吸収冷温水機	記　号	RH-1	台　数	1
冷凍能力 H_{RC} [kW]	$H_{RC}=K_1\cdot K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_m/1{,}000$	$K_1\cdot K_2\cdot K_3=$	1.05	設　計　仕　様			
	$K_1.K_2\cdot K_3$：ポンプ・配管損失・装置	$K_4=$	1.05	形　式	吸収冷温水機		
	負荷係数(=1.00～1.05)	$K_5=$	1.05	冷　凍　能　力	496	[kW]	
	K_4：経年係数(=1.05)	$q_m=$	428,174	加　熱　能　力	368	[kW]	
	K_5：能力補償係数(=1.05)	$H_{RC}\fallingdotseq$	496	冷　媒	水		
	q_m：建物時刻別冷房負荷集計の最大値 [W]			冷　水	水　量	1,420	[L/min]
	JIS条件への補正($=H_{RC}\div$設計条件能力比)	H_{RC}(JIS)≒	—		出口温度	7.0	[℃]
加熱能力 H_{Rh} [kW]	$H_{Rh}=K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_h/1{,}000$	$K_2=$	1.05		入口温度	12.0	[℃]
	K_2：配管損失係数(=1.00～1.05)	$K_3=$	1.05		損失水頭	107	[kPa]
	K_3：装置負荷係数(=1.00～1.10)	$K_4=$	1.05	温　水	水　量	1,420	[L/min]
	K_4：経年係数(=1.05)	$K_5=$	1.05		出口温度	55.0	[℃]
	K_5：能力補償係数(=1.05)	$q_h=$	302,588		入口温度	—	[℃]
	q_h：暖房負荷の集計値 [W]	$H_{Rh}\fallingdotseq$	368		損失水頭	—	[kPa]
	JIS条件への補正($=H_{Rh}\div$設計条件能力比)	H_{Rh}(JIS)≒	—	冷却水	水　量	2,322	[L/min]
冷水量 L_c [L/min]	$L_c=\dfrac{3600\cdot H_{RC}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wc1}-t_{wc2})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{RC}}{t_{wc1}-t_{wc2}}$	$t_{wc1}=$	12.0		出口温度	37.5	[℃]
	t_{wc1}：冷水入口温度 [℃]	$t_{wc2}=$	7.0		入口温度	32.0	[℃]
	t_{wc2}：冷水出口温度 [℃]	$L_c\fallingdotseq$	1,420		損失水頭	111	[kPa]
温水量 L_w [L/min]	$L_w=\dfrac{3600\cdot H_{Rh}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wh2}-t_{wh1})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{t_{wh2}-t_{wh1}}$	$t_{wh1}=$	51.0	電　源	主電源・相	3,200,50	[相, V, Hz]
	t_{wh1}：温水入口温度 [℃]	$t_{wh2}=$	55.0		操作電源・相	、　、	[相, V, Hz]
	t_{wh2}：温水出口温度 [℃]			電動機	圧縮機ほか	5.7（製造者値）	[kW]
		$L_w=L_c$			バーナー	1.5（製造者値）	[kW]
					電動機遮断容量		[kA]
	($L_w=L_c$とした場合、$t_{wh1}=t_{wh2}-\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{L_c}$)			バーナー	形　式	ガンタイプ	
					燃焼量	38.3	[m3(N)/h]
冷却水量 L_{ct} [L/min]		$L_{ct}=$	2,322		制御方式	比例	
	352kWを越える場合は，冷凍能力に基づき決定する。（様式　機－14による）			燃　料	種　類	都市ガス（13A）	
					低位発熱量	40,640	[kJ/m³(N)]

製造者名					
記号・形番					
冷凍能力 [kW]					
加熱能力 [kW]					
冷媒					
冷却水出口温度 [℃]					
冷却水入口温度 [℃]					
冷却水量 [L/min]					
損失水頭	冷水 [kPa]				
	温水 [kPa]				
	冷却水 [kPa]				
圧縮機バーナー	定格出力 [kW]				
	燃焼量 [m³(N)/h],[L/h]				
	制御方式				
蒸気流量 [kg/h]					
蒸気圧力 [kPa(G)]					
高温水流量 [L/min]					
高温水温度 [℃]					
電気容量 [kW]					
法定冷凍能力 [RT]					
必要保有水量 [L]					
運転質量 [kg]					
寸法 [m]					

冷凍能力が、352kW(100USRT)以下の場合は、**設計基準 3-3**「選定図表」(p.378)の選定形番にJIS補正した数値とする。352kW(100USRT)を超える場合は、求めた計算値とする。

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。なお、計算値が製造者仕様値をわずかに超えるために形番が上がるような場合は、係数の余裕と思われる範囲内で設計仕様の調整を検討してもよい。

空　気　調　和　設　備

冷　熱　源　機　器　の　算　定

様式　機－011より。

設計基準関連ページ 379～388

（様式　機－013）

冷　熱　源　機　器		種　別	空気熱源 ヒートポンプユニット	記　号		台　数	3
冷凍能力 H_{RC} [kW]	$H_{RC}=K_1\cdot K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_m/1{,}000$	$K_1\cdot K_2\cdot K_3=$	1.05	設　計　仕　様			
	$K_1.K_2\cdot K_3$：ポンプ・配管損失・装置	$K_4=$	1.05	形　式		モジュール形	
	負荷係数(=1.00～1.05)	$K_5=$	1.05	冷　凍　能　力		166	[kW]
	K_4：経年係数(=1.05)	$q_m=$	428,174	加　熱　能　力		135	[kW]
	K_5：能力補償係数(=1.05)	$H_{RC}\fallingdotseq$	496	冷　媒		R410A	
	q_m：建物時刻別冷房負荷集計の最大値 [W]			冷　水	水　量	520	[L/min]
	JIS条件への補正(＝H_{RC}÷設計条件能力比)	H_{RC}(JIS)≒	496		出口温度	7	[℃]
加熱能力 H_{Rh} [kW]	$H_{Rh}=K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot K_5\cdot q_h/1{,}000$	$K_2=$	1.05		入口温度	12.0	[℃]
	K_2：配管損失係数(=1.00～1.05)	$K_3=$	1.05		損失水頭	166	[kPa]
	K_3：装置負荷係数(=1.00～1.10)	$K_4=$	1.05	温　水	水　量	520	[L/min]
	K_4：経年係数(=1.05)	$K_5=$	1.05		出口温度	45.0	[℃]
	K_5：能力補償係数(=1.05)	$q_h=$	302,588		入口温度	—	[℃]
	q_h：暖房負荷の集計値 [W]	$H_{Rh}\fallingdotseq$	368		損失水頭	—	[kPa]
	JIS条件への補正(＝H_{Rh}÷設計条件能力比)	H_{Rh}(JIS)≒	404	電　源	主電源・相	3,200,50	[相, V, Hz]
冷水量 L_c [L/min]	$L_c=\dfrac{3600\cdot H_{RC}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wc1}-t_{wc2})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{RC}}{t_{wc1}-t_{wc2}}$	$t_{wc1}=$	12.0	電　動　機　容　量		94.2	[kW]
		$t_{wc2}=$	7.0	モジュールユニット全体の能力(モジュール形の場合)			
	t_{wc1}：冷水入口温度 [℃]	$L_c\fallingdotseq$	1,420	冷　凍　能　力		498	[kW]
	t_{wc2}：冷水出口温度 [℃]	※モジュール形の場合は参考値		加　熱　能　力		405	[kW]
温水量 L_w [L/min]	$L_w=\dfrac{3600\cdot H_{Rh}}{60\cdot 4.19\cdot(t_{wh2}-t_{wh1})}\fallingdotseq\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{t_{wh2}-t_{wh1}}$	$t_{wh1}=$	41.0	冷　水	水　量	1,560	[L/min]
		$t_{wh2}=$	45.0	温　水	水　量	1,560	[L/min]
	t_{wh1}：温水入口温度 [℃]			電　動　機　容　量		282.6	[kW]
	t_{wh2}：温水出口温度 [℃]	$L_w=L_c$					
	($L_w=L_c$とした場合、$t_{wh1}=t_{wh2}-\dfrac{14.3\cdot H_{Rh}}{L_c}$)						

冷媒は、オゾン層破壊係数ODP：0のR-410Aとしている。

冷房能力が352kW(100USRT)を超えているので、求めた計算値としている。冷房能力からモジュール形を3台した場合の例としている。

製造者名					
記号・形番					
冷凍能力 [kW]					
加熱能力 [kW]					
冷媒					
損失水頭	冷水 [kPa]				
	温水 [kPa]				
圧縮機	電動機出力 [kW]				
送風機	電動機出力 [kW]				
ポンプ	電動機出力 [kW]				
法定冷凍能力 [RT]					
必要保有水量 [L]					
運転質量 [kg]					
寸法 [m]					

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。なお、計算値が製造者仕様値をわずかに超えるために形番が上がるような場合は、係数の余裕と思われる範囲内で設計仕様の調整を検討してもよい。

空　気　調　和　設　備

冷　却　塔　の　算　定

設計基準関連ページ 388～393

（様式　機－014）

冷　却　塔			記　号	CT-1	系　統	RH-1
冷熱源機器	種　類	二重効用吸収冷凍機	時間平均補給水量 Q_{ch} [L/h]	(参考) $Q_{ch}=60\ K_3 \cdot q_c \cdot H_{RC}$ 二重効用		
	冷凍能力 H_{RC} [kW]	496		$=$ 60 × 0.01 × 4.8 × 496		
冷却能力及び冷却水量の計算				$\fallingdotseq$ 1,428		
冷却能力 H_{ct} [kW]	$H_{ct}=K_6 \cdot H_{RC}$ [圧縮式冷凍機の場合]			K_3：補給水係数		
	$=$			$=$ 0.01		
	K_6：冷却定数(=1.3)			q_c：1kW当りの冷却水量 [L/(min・kW)]		
				$=$ 4.8		

様式　機－012より。

設　計　仕　様		
形　式		直交流形
冷　却　能　力		893 [kW]
冷　却　水　量		2,322 [L/min]
冷却水温度	入　口	37.5 [℃]
	出　口	32.0 [℃]
外　気　湿　球　温　度		27.1 [℃]
電　動　機	電　源	3、200、50 [相, V, Hz]
	定格出力	5.5（製造者値） [kW]
塔　内　圧　力　損　失		47（製造者値） [kPa]
騒　音　値		64（製造者値） [dB(A)]
補　給　水　量		— [L/min]
凍　結　防　止　ヒ　ー　タ　ー		— [kW]
台　数		1 [台]
運　転　質　量		[kg]

$H_{ct}=K_7 \cdot H_{RC}$ [吸収式冷凍機の場合]

$=$ 1.8 × 496 ＝ 893

$=$ 1.8

（＝2.7　一重効用吸収冷凍機
＝1.8　二重効用吸収冷凍機
吸収冷温水機）

冷却水量 L_{ct} [L/min]

$L_{ct}=\dfrac{3{,}600 \cdot H_{ct}}{60 \cdot 4.19 \cdot \Delta t} \fallingdotseq \dfrac{14.3 \cdot H_{ct}}{\Delta t}$

$=$ 14.3×893÷5.5＝ 2,322

Δt：冷却水出入口温度差 37.5−32.0＝ 5.5

機種 ＼ 冷却水温度	入　口	出　口
圧縮式冷凍機	37℃	32℃
一重効用吸収冷凍機	40℃	32℃
二重効用吸収冷凍機、吸収冷温水機	37.5℃	32℃

カタログ等で確認する。

製造者名					
記号・形番					
冷却能力 [kW]					
冷却水量 [L/min]					
電動機 定格出力 [kW]					
電動機 台数					
塔内圧力損失 [kPa]					
騒音値 [dB(A)]					
運転質量 [kg]					
寸法 [m]					

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。騒音値は、敷地境界における、規制値を考慮した数値を記載する。

空　気　調　和　設　備

温熱源機器の算定

設計基準関連ページ 394～399

（様式　機－015）

温　熱　源　機　器	種類	鋳鉄製ボイラー	記号	BS－1

暖房用熱交換器　（様式　機－016-2　熱源付機器(2)より）

厨房貯湯タンク　（様式　機－113-2　貯湯タンク　加熱能力より）

負荷集計 [kW]

熱交換器なし

負荷の種類	暖房負荷(空調機負荷) q_1	給湯負荷等 q_2
計		

熱交換器あり

負荷の種類	熱交換器の交換熱量 H_E	熱交換器を除く負荷 q_3
暖房用熱交換器	419	
暖房貯湯タンク		119.2
計	419	119.2

温熱源機器定格出力 H [kW]

熱交換器なし

$H = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 (q_1 + q_2)$

K_2：配管損失係数(=1～1.05(温水)、1～1.1(蒸気))

K_3：装置負荷係数(=1～1.1(温水)、1～1.15(蒸気))

K_4：経年係数(=1.05)

K_5：能力補償係数(=1.05)

$q_1 =$

$q_2 =$

$K_2 =$

$K_3 =$

$K_4 =$

$K_5 =$

$H =$

熱交換器あり

$H = (H_E + K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot q_3) \cdot K_5$

$= (419 + K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 . 119.2) \cdot K_5 = 599$

K_2：配管損失係数(=1～1.05(温水)、1～1.1(蒸気))

K_3：装置負荷係数(=1～1.1(温水)、1～1.15(蒸気))

K_4：経年係数(=1.05)

K_5：能力補償係数(=1.05)

H＝599となるので、表4-1より

定格出力599kWを選定

$H_E =$	419
$q_3 =$	119.2
$K_2 =$	1.1
$K_3 =$	1.1
$K_4 =$	1.05
$K_5 =$	1.05
$H =$	599

バーナーの標準燃焼量

$$C = \frac{3{,}600 \cdot H}{\eta_B \cdot H_l \cdot \rho_o}$$

$$= \frac{3{,}600 \times 599}{0.90 \times 40{,}640} = 59$$

C：燃料消費量 [L/h、m³(N)/h]

H：温熱源機器定格出力 [kW]

η_B：温熱源機器効率 [－]

(鋳鉄製ボイラーは0.86)

H_l：燃料の低位発熱量

[kJ/kg、kJ/m³(N)]

ρ_o：燃料の密度 [kg/L]

(ガスの場合は不要)

製造者提示値による。

$H =$	599
$\eta_B =$	0.9
$H_l =$	40,640
$\rho_o =$	—
$C =$	59.0

設　計　仕　様

形式		鋳鉄製ボイラー	
種類		蒸気	
最高使用圧力		0.1	[Mpa]
使用圧力		0.035	[Mpa]
温水出口温度		—	[℃]
バーナー	消費量	59.0	[m³(N)/h]
	制御方式	Hi-Lo-OFF	
	電動機	1.5	[kW]
	電源	3、200、50	[相, V, Hz]
燃料	種類	都市ガス（13A）	
	低位発熱量	40,640	[kJ/m³(N)]
台数		1	台

製造者名				
記号				
定格出力 [kW]				
最高使用圧力 [MPa]				
バーナー	形式			
	燃焼量[L/h],[m³(N)/h]			
	制御方式			
伝熱面積 [㎡]				
安全弁・逃し管 [mm]				
煙道接続径 [mm]				
缶水容量 [L]				
効率 [%]				
運転質量 [kg]				
外形寸法 [m]				

空　気　調　和　設　備

熱源付属機器の算定

設計基準関連ページ 400～403

（様式　機－016-1）

熱　源　付　属　機　器 (1)

記号	機種名	計　　算　　式	計　　算	仕　　様	備　　考
TOS-1	オイルサービスタンク	タンク容量 [L]：$V_s=C\cdot t_1$ C：熱源機器の燃料消費量 [L/h] t_1：貯蔵時間(1～1.5) [h]	V_s= 70×1.25 ≒ 88	TOS- 100	C= 70.0 t_1= 1.25
TOSF-1	地下オイルタンク	タンク容量 [L]：$V_o=C\cdot t_2\cdot d$ C：熱源機器の燃料消費量 [L/h] t_2：運転時間(=6,標準) [h/d] d：貯蔵日数(=7,標準) [d]	V_o= 70×6×7 ≒ 2,940	TO- 3	C= 70.0 t_2= 6 d= 7
PO-1	オイルポンプ	吐出量 [L/min]：$Q_o=K_9\cdot C/60$ 揚程 [m]：$h=K_{10}(h_1+h_2)$ C：熱源機器の燃料消費量 [L/h] K_9：余裕係数(=2.0) K_{10}：余裕係数(=1.2) h_1：実揚程 [m] h_2：配管摩擦抵抗 [m]	Q_o= 2×70/60 = 2.3 h= 1.2×(0+4.6) = 5.5	口　径　20(製造者値) [mm] 吐出量　2.4 [L/min] 揚　程　6.0 [m] 電動機　0.4(製造者値) [kW] 台　数　2 [台]	C= 70.0 K_9= 2.0 K_{10}= 1.2 h_1= 0 h_2= 4.6 (仮定)

BS－1を灯油だきとした場合の、算定例を示す。
オイルタンクよりも下方にオイルサービスタンクが設置される例とし、オイルポンプの実揚げ程(h_1)は0とした。

空　気　調　和　設　備

熱源付属機器の算定

設計基準関連ページ 400～403、583

（様式　機－016-2）

熱源付属機器(2)

ボイラー定格出力　（様式　機－015温熱源機器の算定より）
熱交換器　加熱負荷（様式　機－011暖房負荷合計より）

記号	機種名	計算式	計算	仕様			備考
PB-1	ボイラー給水ポンプ	給水量 [L/min]：$Q=K_{12}\cdot 1.60\cdot H/60$ 揚程 [m]：$h=K_{13}\cdot(h_1+h_2+h_3)$ H：ボイラー定格出力 [kW] K_{12}：余裕係数(=1.5～2.0) K_{13}：余裕係数(=1.1～1.2) h_1：ボイラーの最高使用圧力に相当する水頭 [m] h_2：配管損失水頭 [m] h_3：ボイラー水面と還水タンク水面との高低差による水頭 [m]	$Q=2.0\times1.60\times599/60$ $=31.9$ $h=1.2\times(10+3+0)$ $=15.6$	形式	遠心ポンプ		$H=599$
				口径	32	[mm]	$K_{12}=2.0$
				給水量	32	[L/min]	$K_{13}=1.2$
				揚程	16	[m]	$h_1=10$
				電動機	0.75	[kW]	$h_2=3$ (仮定)
				液体温度	80.0	[℃]	$h_3=0$ (仮定)
HE-1	熱交換器	交換熱量 [kW]：$H_E=K_2\cdot K_3\cdot K_4\cdot q_4$ K_2：配管損失係数 K_3：装置負荷係数 K_4：経年係数(=1.05) q_4：加熱負荷 [kW] 設計凝縮水量 [kg/h]：$G=1.6\cdot H_E$	$H_E=1.1\times1.2\times1.05\times302.588$ $=419$ $G=1.6\times419$ $=670$ トラップ能力 $Q=G\times3$ $=670\times3$ $=2,010$	形式	U字管式円筒多筒管		$K_2=1.1$
				交換熱量	419	[kW]	$K_3=1.2$
				温水量	1,198	[L/min]	$K_4=1.05$
				入口温度	50.0	[℃]	$q_4=302.588$
				出口温度	55.0	[℃]	
				最高使用水頭	300	[kPa]	
				損失水頭	30(製造者値)	[kPa]	
				蒸気圧力	0.035	[Mpa]	
				蒸気量	670	[kg/h]	
				トラップ形式	フロート式		
				トラップ能力	2,010	[kg/h]	
				トラップ口径	40(製造者値)	[mm]	
				コイル形式			

設計凝縮水量は、

$$G=\frac{H_E\times3,600}{\gamma}=1.6H_E$$

γ：蒸気の潜熱2,257[kJ/kg]として求めた。

空　気　調　和　設　備

熱源付属機器の算定

設計基準関連ページ 400～403

（様式　機－016-3）

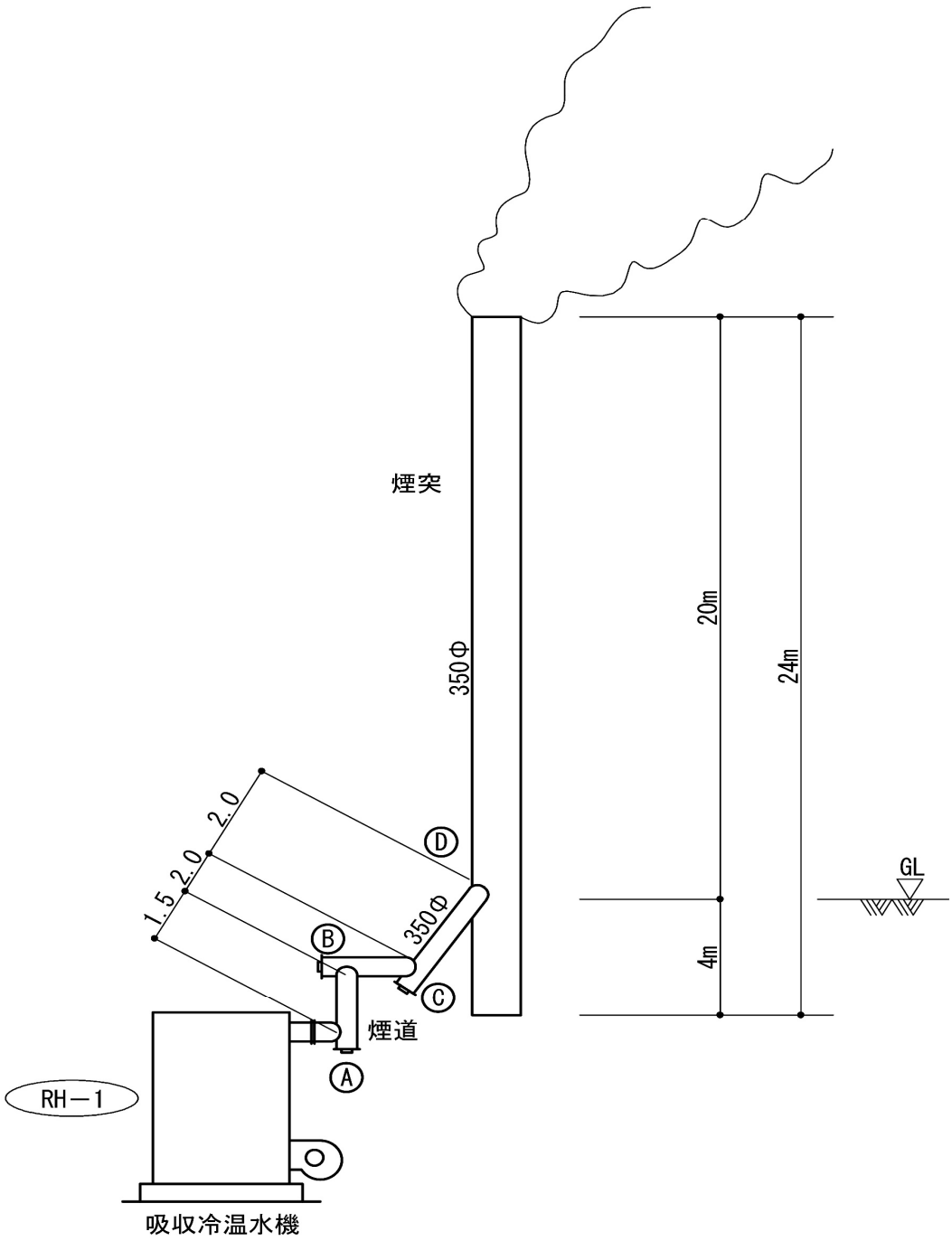
熱　源　付　属　機　器 (3)

ボイラー定格出力　（様式　機－015熱源付属機器の算定より）

熱交換器　（様式　機－016 - 2より）、厨房貯湯タンク　（様式　機113－2より）

記号	機種名	計　算　式	計　算	仕　様	備　考
THW-1	還水タンク	タンク容量 [L]：$V_R = K_{11} \cdot Q_v$ K_{11}：余裕係数(1.5～2.0) Q_v：最大蒸発量　[L/h] (=1.60×ボイラー定格出力) H：ボイラー定格出力 [kW]	V_R＝ 2×1.6×599 ≒ 1,917	寸法及び板厚	K_{11}＝ 2.0 H＝ 599 Q_v＝ 1.6×599
PV-1	真空給水ポンプユニット	(ボイラーに給水する場合) 相当放熱面積 [m²]：EDR $= \frac{860 \cdot H}{650}$ H：ボイラー定格出力 [kW]	EDR＝ ≒	形　式 給水量　[L/min] 揚　程　[m] 電動機　[kW]	H＝
		(還水タンクに給水する場合) $EDR = K_{14} \frac{860 \cdot q_5}{650}$ K_{14}：余裕係数(＝1.5～2.0) q_5：放熱器，熱交換器などの相当放熱量　[kW]	EDR＝ 2.0×860 ×538.2/650 ≒ 1,424	形　式　複式 給水量　100(製造者値)　[L/min] 揚　程　10.0　[m] 電動機　0.75x4(製造者値)　[kW] EDR　1,424　[m²]	K_{14}＝ 2.0 'q_5＝ 419 ＋ 119.2 ＝ 538.2

煙　突　・　煙　道　系　統　図



空　気　調　和　設　備

煙　突　・　煙　道　の　算　定

設計基準関連ページ 404～411

（様式　機－017-1）

煙突・煙道（排ガス平均温度・排ガス量）の算定			系統	RH-1
燃料消費量（様式　機－012又は様式　機－015より）				
燃料種類	都市ガス(13A)	低位発熱量	H_l＝ 40,640	kJ/m³(N)
	計　算　式		計　算	備　考
燃料消費量　気体燃料	Q＝ C [m³(N)/h] C：燃料消費量 [m³(N)/h]		Q＝ 59	C＝ 59.0
機器出口排ガス温度	t_b＝ 300.0 [℃]			（製造者）
煙突入口排ガス温度	t_{g1}＝ t_b－L・⊿t [℃] L：煙道長さ [m] ⊿t：煙道内の温度降下 [℃/m]		t_{g1}＝ 300－5.5×1 ＝ 294.5	L＝ 5.5 ⊿t＝ 1
煙突出口排ガス温度	t_{g2}＝ t_{g1}－H_c・⊿t [℃] H_c：煙突高さ [m] ⊿t：煙突内の温度降下 [℃/m]		t_{g2}＝ 294.5－20×1 ＝ 274.5	H_c＝ 20 ⊿t＝ 1
煙道内排ガス平均温度	t_f＝ (t_b+t_{g1}) / 2 [℃]		t_f＝ (300＋294.5)/2 ＝ 297.3	
煙突内排ガス平均温度	t_g＝ t_{g1}－0.6(t_{g1}－t_{g2}) [℃]		t_g＝ 294.5－0.6×(294.5－274.5) ＝ 282.5	
外気の密度（表 7-2）	ρ_a＝ 353/(273＋t_a) [kg/m³] t_a：外気温度 [℃]		ρ_a＝ 353/(273＋35) ＝ 1.146	t_a＝ 35
排ガスの平均密度　気体燃料	煙道内 ρ_{g1} [kg/m³] ρ_{g1}＝358 / (273 + t_f)		ρ_{g1}＝ 358/(273+297.3) ＝ 0.63	t_f＝ 297.3
	煙突内 ρ_{g2} [kg/m³] ρ_{g2}＝358 / (273 + t_g)		ρ_{g2}＝ 358/(273+282.5) ＝ 0.64	t_g＝ 282.5
理論空気量（表 7-2）	L_o＝ 10.71 [m³(N)/m³(N)]			
理論排ガス量（表 7-2）	G_o＝ 11.80 [m³(N)/m³(N)]			
標準単位排ガス量（表 7-2）	G_N＝ G_o+(m−1)L_o [m³(N)/kg] m：空気比		G_N＝ 11.8＋(1.2-1)×10.71 ＝ 13.94	m＝ 1.2
単位排ガス量　煙道内 G_{tf}	G_{tf}＝ G_N(273 + t_f) / 273 [m³/kg] t_f：煙道内排ガス平均温度 [℃]		G_{tf}＝ 13.94×(273＋297.3)/273 ＝ 29.12	t_f＝ 297.3
単位排ガス量　煙道内 G_{tg}	G_{tg}＝ G_N(273 + t_g) / 273 [m³/kg] t_g：煙突内排ガス平均温度 [℃]		G_{tg}＝ 13.94×(273＋282.5)/273 ＝ 28.37	t_g＝ 282.5
排ガス量　煙道内 G_f	G_f＝ G_{tf}・Q [m³/h]		G_f＝ 29.12×59 ＝ 1,718	Q＝ 59 G_f＝ 1,718
排ガス量　煙道内 G_c	G_g＝ G_{tc}・Q [m³/h]		G_c＝ 28.37×59 ＝ 1,674	Q＝ 59 G_c＝ 1,674

空　気　調　和　設　備

煙　突　・　煙　道　の　算　定

設計基準関連ページ 404～411

（様式　機－017-2）

煙突・煙道（煙突高さ、煙突断面積）の算定

煙道内排ガス平均流速 V_f [m/s]、煙突内排ガス平均流速 V_c [m/s]を風速(3～5) [m/s]の範囲で仮定する。

ここでは、　Vf= 5 [m/s]　Vc= 5 [m/s]　と仮定する

排ガス量		煙道内 G_f	1,718 [m³/h]		様式　機－017-1より
		煙突内 G_c	1,674 [m³/h]		様式　機－017-1より
断面積	煙道部 A_f	$A_f = G_f / (3{,}600 \cdot V_f)$ [m²]	A_f= 1,718/（3,600×5）＝	0.095	V_f= 5
	煙突部 A_c	$A_c = G_g / (3{,}600 \cdot V_c)$ [m²]	A_c= 1,674/（3,600×5）＝	0.093	V_c= 5
直径（等価直径）	煙道部 D_f (D_{fe})	$D_f = 1.13\sqrt{A_f}$、$D_{fe} = 4A_f / P_f$　P_f：煙道内面の周長 [m]	D_f= 1.13×√0.095＝	0.348	A_f= 0.095
	煙突部 D_c (D_{ce})	$D_c = 1.13\sqrt{A_c}$、$D_{ce} = 4A_c / P_c$　P_c：煙突内面の周長 [m]	D_c= 1.13×√0.093＝	0.345	A_c= 0.093

煙突の高さ H_c [m]、煙道の断面積 D_f (D_{fe})、D_c (D_{ce}) [mm]を仮定し、$Z > h_z$ となるまで計算を繰返す。

上記の計算と、図面よりここでは　H_c= 20　D_f= 0.35　D_c= 0.35　と仮定する。

すると、煙道内排ガス平均流速 V_f [m/s]、煙突内排ガス平均流速 V_c [m/s]は

$V_f = 1.27 \times G_f / ((D_f)^2 \cdot 3{,}600)$ = 4.95 [m/s]

$V_c = 1.27 \times G_c / ((D_f)^2 \cdot 3{,}600)$ = 4.82 [m/s]　と再計算される。

この値を用いて、通風力(Z)が通風抵抗(h_z)より大きいことを確認する。

	計算式	計算	備考
煙道の通風力	$Z_1 = H_f \cdot g(\rho_a - \rho_{g1})$ [Pa] H_f：煙道の通風高さ(図面より) [m] ρ_a：外気の密度 [kg/m³] ρ_{g1}：煙道内排ガスの平均密度 [kg/m³] g：重力加速度(＝9.81)	Z_1= 1.5×9.81×(1.146－0.63) ＝ 7.59 $p_a p_{g1}$は様式　機－017-1より	H_f= 1.5 ρ_a= 1.146 ρ_{g1}= 0.63
煙突の通風力	$Z_2 = H_c \cdot g(\rho_a - \rho_{g2})$ [Pa] H_c：煙突高さ [m] ρ_a：外気の密度 [kg/m³] ρ_{g2}：煙突内排ガスの平均密度 [kg/m³] g：重力加速度(＝9.81)	Z_2= 20×9.81×(1.146－0.64) ＝ 99.28 $p_a p_{g2}$は様式　機－017-1より	H_c= 20 ρ_a= 1.146 ρ_{g2}= 0.64
送風機による強制通風力		Z_3=	
通風力の合計	$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3$ [Pa]	Z= 7.59＋99.28＋0＝　106.87	

		計算式	備考
摩擦抵抗	煙道部 h_{f1}	$h_{f1} = \lambda \cdot \frac{L}{D_f} \cdot \frac{V_f^2}{2} \cdot \rho_{g1}$ [Pa]	λ：摩擦抵抗係数
	煙突部 h_{c1}	$h_{c1} = \lambda \cdot \frac{H_c}{D_c} \cdot \frac{V_c^2}{2} \cdot \rho_{g2}$ [Pa]	(金属板0.03　RC その他 0.06)
局部抵抗	煙道部 h_{f2}	$h_{f2} = \zeta \cdot \frac{V_f^2}{2} \cdot \rho_{g1}$ [Pa]	ζ：抵抗係数
	煙突部 h_{c2}	$h_{c2} = \zeta \cdot \frac{V_c^2}{2} \cdot \rho_{g2}$ [Pa]	
煙突排出部の通風抵抗 h_d		$h_d = \frac{V_c^2}{2} \cdot \rho_{g2}$ [Pa]	
機器内抵抗 h_b		h_b= 0 [Pa]	
通風抵抗の合計 h_z		$h_z = h_{f1} + h_{c1} + h_{f2} + h_{c2} + h_d + h_b$	

L：煙道の長さ(図面より)	5.5	m
H_c：煙突の高さ	20	m
D_f：煙道直径	0.35	m
D_c：煙突直径	0.35	m
V_f：煙道内排ガス平均流速	4.95	m/s
V_c：煙突内排ガス平均流速	4.82	m/s
ρ_{g1}：煙道内排ガスの平均密度	0.63	kg/m³
ρ_{g2}：煙突内排ガスの平均密度	0.64	kg/m³

$D_e = \frac{4A}{P}$　D_e：等価直径 m　A：断面積 m²　P：内面の周長 m²

種類	排ガス量 [m³/h]	平均密度 [kg/m³]	排ガス流速 [m/s]	煙路寸法(直径)[m]	動圧 [Pa]	長さ [m]	摩擦抵抗係数 λ	抵抗係数 ζ	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]
街道	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72	5.5	0.03		3.64	
A	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
B	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
C	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
D	1,718	0.63	4.95	0.35	7.72			1.10	8.49	
煙突	1,674	0.64	4.82	0.35	7.43	20	0.06		25.47	
排出部	1,674	0.64	4.82	0.35	7.43				7.43	
										70.50

確認 $Z > h_z$	Z 値	h_z 値	寸法 煙道	寸法 煙突 ϕ[m]×H_z[m]
	106.87	> 70.50	0.35φm	0.35φ×24m

空　気　調　和　設　備

エ　ア　バ　ラ　ン　ス

設計基準関連ページ 348

室構成、風量については、当該ページで個別に設定し、記載している。

（様式　機－021）

エ　ア　バ　ラ　ン　ス

階	系統	室名	空調			換気				エアバランス［㎥/h］
			機器番号	SA［㎥/h］	RA［㎥/h］	機器番号	OA［㎥/h］	機器番号	EA［㎥/h］	
B1	B-01	便所						FE-1	570	
B1	B-02	熱源機械室				FS-1	1,890	FE-1	1,890	
B1	B-03	電気室				FS-2	3,400	FE-2	3,400	
B1	ACU-B1	食堂	ACU-B1	4,800	2,880					
B1	B-5	厨房				FS-3	6,200	FE-3	7,300	
B1	B-7	湯沸室						FE-4	70	
		階小計		4,800	2,880		11,490		13,230	180
1	1-01	ロビー	ACU-1	300	180					
1	1-02	事務室	ACU-1	1,800	1080					
1	1-03	便所						FE-1	490	
1	1-04	湯沸室						FE-4	70	
		階小計		2,100	1,260		0		560	280
2	2-01	事務室	ACU-2	3,000	1,800					
2	2-02	会議室	ACU-2	900	540					
2	2-03	便所						FE-1	660	
2	2-04	湯沸室						FE-4	70	
2	2-05	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,900	2,340		0		1,410	150
3	3-01	事務室	ACU-3	2,700	1,620					
3	3-02	所長室	ACU-3	150	90					
3	3-03	会議室	ACU-3	900	540					
3	3-04	便所						FE-1	660	
3	3-05	湯沸室						FE-4	70	
3	3-06	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,750	2,250		0		1,410	90
4	4-01	事務室	ACU-4	3,000	1,800					
4	4-02	会議	ACU-4	900	540					
4	4-03	便所						FE-1	660	
4	4-04	湯沸室						FE-4	70	
4	4-05	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,900	2,340		0		1,410	150
5	5-01	事務室	ACU-5	3,000	1,800					
5	5-02	会議	ACU-5	900	540					
5	5-03	便所						FE-1	660	
5	5-04	湯沸室						FE-4	70	
5	5-05	倉庫						FE-6	680	
		階小計		3,900	2,340		0		1,410	150
合計				22,350	13,410		11,490		19,430	1,000

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－022-1）

熱負荷集計・各室風量

系　統：2F　　空調機記号：ACU－2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（**様式　機－006**より）　外気量（**様式　機－002**より）
線図上吹出温度差Δt_c[℃]（**様式　機－022 - 2**より）

階	室名	室容積 V [m³]	冷房 時刻別室内負荷[W] SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	時刻別外気負荷[W] ($=Q_0 \cdot \Delta h/3 \times \eta$) TH_0 9時	12時	14時	16時	時刻別熱負荷（室内＋外気）[W] $TH(=TH_i+TH_0)$ 9時	12時	14時	16時	各室の最大熱負荷時における室内冷房顕熱負荷 qrs[W]	外気量 Q_0 [m³/h]	送風量 Q_r [m³/h]	Q_0/Q_r [%]	換気回数 [回/h]	暖房 室内負荷 q_{rh} [W] SH	TH	外気負荷 [W]	熱負荷（室内＋外気）q_h [W]	暖房温度差 Δt_h [℃]
																						（参考）						（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	1,536	1,704	1,662	1,638	3,970	4,916	4,532	4,484	2,816	180	680	26	4.5	1,688	=SH	1,608	3,296	7.4
	事務室A	530.0	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	7,424	8,236	8,033	7,917	20,327	23,984	22,200	21,542	13,834	870	3,320	26	6.3	5,157	=SH	7,772	12,929	4.7
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96					70	110	110	96	110	—	30	—	1.9	263	=SH		263	26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	512	568	554	546	1,228	1,562	1,381	1,333	862	60	210	29	5.3	449	=SH	536	985	6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	512	568	554	546	1,299	1,701	1,456	1,394	1,001	60	240	25	5.1	403	=SH	536	939	5.0
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947					1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	—	550	—	6.8	1,198	=SH		1,198	6.5
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	4,096	4,544	4,432	4,368	11,153	11,994	11,892	11,691	6,394	480	1,630	29	5.2	2,847	=SH	4,288	7,135	5.6
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	4,096	4,544	4,432	4,368	11,078	11,869	11,767	11,584	6,269	480	1,500	32	5.1	2,510	=SH	4,288	6,798	5.0
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	4,608	5,112	4,986	4,914	8,337	9,019	8,897	8,761	2,719	540	650	83	6.8	1,188	=SH	4,824	6,012	5.5
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	768	852	831	819	1,593	1,835	1,874	1,937	920	90	220	41	3.9	1,283	=SH	804	2,087	17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316					248	360	360	316	360	—	90	—	0.9	742	=SH		742	24.7
				(MAX)				(MAX)				(MAX)				(MAX)												
合計			31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	23,552	26,128	25,484	25,116	61,061	69,637	66,512	65,085	—	2,760	9,120	30	—	17,728	—	24,656	42,384	—

外気負荷についても、4時刻で算定する。

	設計用屋内条件 夏期	冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	コイル入り口の外気条件（全熱交換器有の場合） 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	—	—	—	—	—
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	—	—	—	—	—
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	—	—	—	—	—
Δh（＝外気－室内）[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	—	—	—	—	—

全熱交換効率 η [%]	基準時刻	SHF（冷）	線図上吹出温度差 Δt_c[℃]	外気量 Q_0 決定値 [m³/h]	Q_0/Q_r 修正値 [%]	SHF（暖）	吹出温度差 Δt_h[℃]（下記計算より）
—	12時	0.86	12.5	—	—	—	5.9

$$SHF=\frac{SH_{i\,基準時刻}}{TH_{i\,基準時刻}} \qquad Q_s=\Sigma Q_r \quad Q_s=\frac{3.6q_{rs}}{C_p\rho\Delta t_c}=\frac{3.6q_{rs}}{1\times1.2\times\Delta t_c}=\frac{3q_{rs}}{\Delta t_c}\ [m^3/h] \qquad \Delta t_h=\frac{3\times各室暖房負荷(q_{rh})の累計値}{送風量(Q_s)}$$

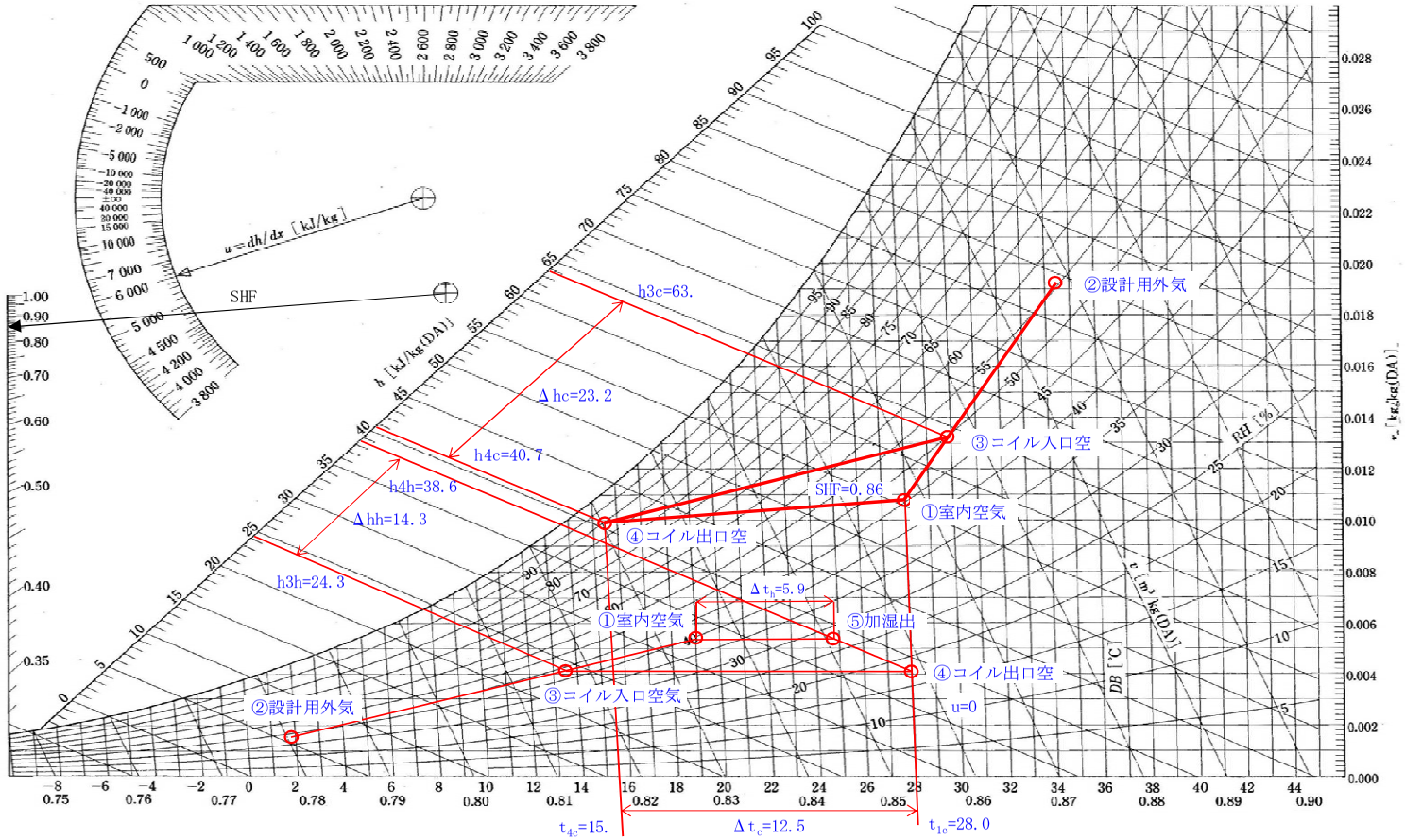
空気調和設備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

設計基準関連ページ 412～417

（様式 機－022-2）

シングルコイル空気調和機	種類		記号	ACU－2	系統	2階	時刻	12時



	SHF	① 室内空気			② 設計用外気(全熱交換器の場合は、コイル入り口外気)			風量 [m³/h]		$\frac{Qo}{Qs}=\frac{①③}{①②}$
		温度t_1 [℃]	湿度x_1 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	温度t_2 [℃]	湿度x_2 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	送風量Q_s	外気量Q_o	
冷房	0.86	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	83.8	9,020	2,760	0.31
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	1.8	0.0017	6.1			

	④ コイル出口温度 t_{4c} [℃]	吹出温度差 $\Delta t_c=(t_{1c}-t_{4c})$ [℃]		$\Delta h_c=(h_{3c}-h_{4c})$ [kJ/kg(DA)]	冷却量 $(=Q_s\cdot\Delta h_c/3)$ [W]			空気温度 [℃] ③コイル入口 DB	③コイル入口 WB	④コイル出口 DB	④コイル出口 WB	
冷房	15.5	12.5		23.2	69,755			30.1	21.8	15.5	14.5	

	吹出温度差 $\Delta t_h=(t_{5h}-t_{1h})$ [℃]	⑤ 吹出空気温度 $t_{5h}=(\Delta t_h+t_{1h})$ [℃]	熱水分比 u [kJ/kg]	$\Delta h_h=(h_{4h}-h_{3h})$ [kJ/kg(DA)]	加熱量 $(=Q_s\cdot\Delta h_h/3)$ [W]			空気温度 [℃] ③コイル入口 DB	③コイル入口 WB	④コイル出口 DB	④コイル出口 WB	⑤加湿出口 DB	⑤加湿出口 WB	加湿量 $Gs=1.2Qo(x_1-x_2)$ [kg/h]
暖房	5.9	24.9	0	14.3	42,995			13.5	7.7	27.9	13.9	24.9	13.9	12.3

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 412～427

（様式　機－022-3）

機器能力・機器選定	ユニット形空気調和機	記 号	ACU－2	系 統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-022-2 より

能力算定

① 冷却能力 H_C

$H_C = \dfrac{Q_S \cdot \rho (h_{3c} - h_{4c}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \dfrac{Q_S \Delta h_c}{3}$ ＝K_4×コイルの冷却量＝ 69,775×1.05＝ 73,264 [W]

$H_C = \dfrac{Hc}{1,000}$ ≒ 73.3 [kW]

コイル冷却量 ＝ 69,775

H_C ＝ 73.3

② 加熱能力 H_H

$H_h = \dfrac{Q_S \cdot \rho (h_{4h} - h_{3h}) \cdot K_4}{3.6} = K_4 \dfrac{Q_S \Delta h_h}{3}$ ＝K_4×コイルの加熱量＝ 42,995×1.05＝ 45,145 [W]

$H_H = \dfrac{H_h}{1,000}$ ≒ 45.1 [kW]

コイル加熱量 ＝ 42,995

H_H ＝ 45.1

H_c：冷却能力 [W]　H_h：加熱能力 [W]　Q_S：送風量 [m^3/h]　ρ：空気の密度 [kg/m^3](≒1.2)　K_4は経年係数(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]

$L_{cw} = \dfrac{3,600 \cdot H_c}{60 \cdot 4.19 \cdot \Delta t_{wc}} \fallingdotseq \dfrac{14.3 \cdot H_c}{\Delta t_{wc}}$　　$\dfrac{3,600 \times 73.3}{60 \times 4.19 \times 5.0}$ ＝ 210

Δt_{wc}：冷水出口温度差

H_C＝ 73.3

Δt_{wc}＝ 5.0

L_{cw}＝ 210

風　量 [m^3/h]			入　口 空気温度 [℃]				
送風量	9,020		冷　房　WB	21.8	冷水入口温度 [℃]	7.0
外気量	2,760		暖　房　DB	13.5	温水入口温度 [℃]	55.0

空気調和機の選定

形番選定(仮)（表 7-1）	ACU	—100	機器風量 [m^3/h]	10,000	コイル列数	8 列	③ 冷却能力 [kW]	82.5
					冷温水量 [L/min]	234	④ 加熱能力 [kW]	93.0

風量比による補正値（図 7-2）

風量比 ＝ $\dfrac{送風量}{機器風量}$ ＝ $\dfrac{9,020}{10,000}$ ＝ 0.90

㋑	冷却	0.94
㋺	加熱	0.92

入口空気温度による補正値（図 7-3 ～ 8）				計算式		計 算	
㋩	冷却	1.12		冷却能力 ＝ ③ × ㋑ × ㋩ ＝		82.5×0.94×1.12 ＝	86.9
㋥	加熱	1.05		加熱能力 ＝ ④ × ㋺ × ㋥ ＝		93×0.92×1.05 ＝	89.8

判定		加湿量 G_S [kg/h]（様式 機－022-2より）	12.3	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T = \dfrac{G_S}{\eta}$ ＝ $\dfrac{12.3}{0.4}$ ＝ 30.8	加湿効率 η ： 気化式 0.4
8 列	86.9 ≧ ①					
8 列	89.8 ≧ ②					

設計仕様

形 式	風　量 [m^3/h]			コ イ ル				フィルター 種 類	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]		
	9,020	2,760	6,260	8	2.5	210	65	自動巻取形	2.5

区分	空 気 温 度 [℃]						能 力 [kW]			備 考
	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	30.1	15.5	—	13.5	27.9		73.3	—	45.1	
WB	21.8	14.5	—	7.7	13.9					

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			
					抵抗 [Pa]			電動機 [kW]
			加熱	再熱	機外全圧	動圧	機外静圧	
気化式	12.3	30.8	—	—	460	140	320	5.5

備考

損失水頭は**設計基準 425 ページ 図8-12** より求めた。
フィルターは**様式　機－031**より、送風機の動圧及び機外制圧は**様式　機－051**より選定する。

形番は、送風量に基づき仮選定する。コイル列数は用途に応じて仮選定し、その能力を風量比及び入口空気温度により補正を行い、能力算定値以上であることを確認する。
能力が不足する場合は、形番及びコイル列数を調整し再度確認する。

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－022-1）

熱負荷集計・各室風量	系　統	2F	空調機記号	ACU－2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（**様式　機－006**より）　外気量（**様式　機－002**より）
線図上吹出温度差Δt_c[℃]（**様式　機－022 - 2**より）

階	室名	室容積 V [m³]	冷房 時刻別室内負荷[W] SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	時刻別外気負荷[W] ($=Q_0 \cdot \Delta h/3 \times \eta$) TH_0 9時	12時	14時	16時	時刻別熱負荷（室内＋外気）[W] $TH(=TH_i+TH_0)$ 9時	12時	14時	16時	各室の最大熱負荷時における室内冷房顕熱負荷 qrs[W]	外気量 Q_0 [m³/h]	送風量 Q_r [m³/h]	Q_0/Q_r [%]	換気回数 [回/h]	暖房 室内負荷 q_{rh} [W] SH	TH	外気負荷 [W]	熱負荷（室内＋外気）q_h [W]	暖房温度差 Δt_h [℃]
																						（参考）						（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	1,536	1,704	1,662	1,638	3,970	4,916	4,532	4,484	2,816	180	600	30	3.9	1,688	=SH	1,608	3,296	7.4
	事務室A	530.0	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	7,424	8,236	8,033	7,917	20,327	23,984	22,200	21,542	13,834	870	2,960	29	5.6	5,157	=SH	7,772	12,929	4.7
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96					70	110	110	96	110		20	—	1.3	263	=SH		263	26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	512	568	554	546	1,228	1,562	1,381	1,333	862	60	180	33	4.5	449	=SH	536	985	6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	512	568	554	546	1,299	1,701	1,456	1,394	1,001	60	210	29	4.4	403	=SH	536	939	5.0
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947					1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	—	490	—	6.0	1,198	=SH		1,198	6.5
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	4,096	4,544	4,432	4,368	11,153	11,994	11,892	11,691	6,394	480	1,370	35	4.7	2,847	=SH	4,288	7,135	5.6
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	4,096	4,544	4,432	4,368	11,078	11,869	11,767	11,584	6,269	480	1,340	36	4.6	2,510	=SH	4,288	6,798	5.0
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	4,608	5,112	4,986	4,914	8,337	9,019	8,897	8,761	2,719	540	580	93	6.1	1,188	=SH	4,824	6,012	5.5
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	768	852	831	819	1,593	1,835	1,874	1,937	920	90	200	45	3.5	1,283	=SH	804	2,087	17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316					248	360	360	316	360	—	80	—	0.8	742	=SH		742	24.7
				(MAX)				(MAX)				(MAX)				(MAX)												
合計			31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	23,552	26,128	25,484	25,116	61,061	69,637	66,512	65,085	—	2,760	8,030	34	—	17,728	—	24,656	42,384	—

	設計用屋内条件 夏期	冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	コイル入り口の外気条件（全熱交換器有の場合） 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	—	—	—	—	—
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	—	—	—	—	—
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	—	—	—	—	—
Δh（＝外気－室内）[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	—	—	—	—	—

全熱交換効率 η [%]	基準時刻	SHF（冷）	線図上吹出温度差 Δt_c[℃]	外気量 Q_0 決定値 [m³/h]	Q_0/Q_r 修正値 [%]	SHF（暖）	吹出温度差 Δt_h[℃]（下記計算より）
—	12時	—	14	—	—	—	6.6

$$SHF=\frac{SH_{i\,基準時刻}}{TH_{i\,基準時刻}} \qquad Q_s=\Sigma Q_r \quad Q_s=\frac{3.6q_{rs}}{C_p\rho\Delta t_c}=\frac{3.6q_{rs}}{1\times1.2\times\Delta t_c}=\frac{3q_{rs}}{\Delta t_c}\ [m^3/h] \qquad \Delta t_h=\frac{3\times各室暖房負荷(q_{rh})の累計値}{送風量(Q_s)}$$

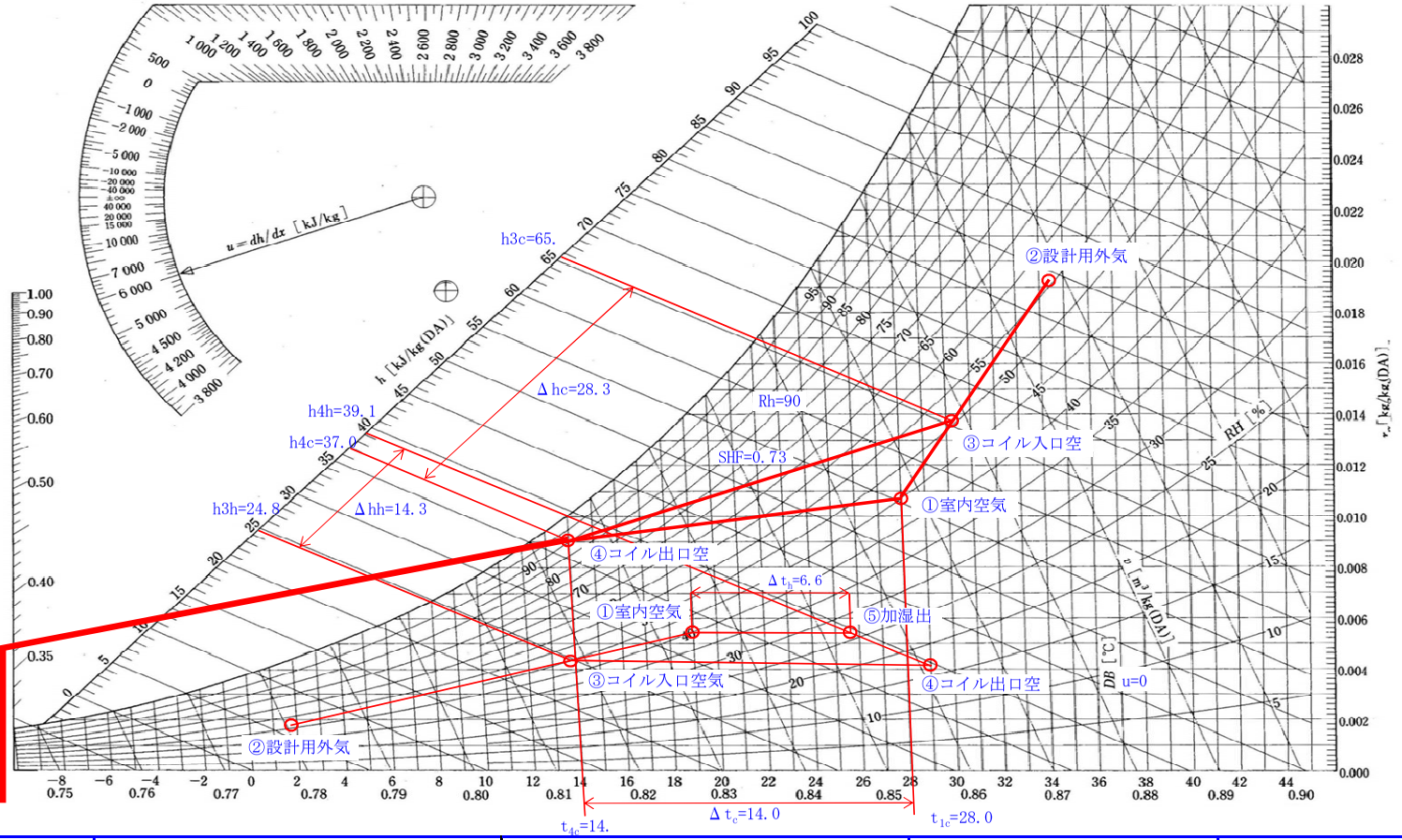
空気調和設備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

設計基準関連ページ 412～417

（様式 機－022-2）

シングルコイル空気調和機	種類	大温度差	記号	ACU－2	系統	2階	時刻	12時



④は標準値14℃として設定した例を示す。

	SHF	① 室内空気 温度t_1 [℃]	湿度x_1 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	② 設計用外気(全熱交換器の場合は、コイル入り口外気) 温度t_2 [℃]	湿度x_2 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	風量 [m³/h] 送風量Q_s	外気量Q_o	$\frac{Q_o}{Q_s}=\frac{①③}{①②}$
冷房	—	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	83.8	8,030	2,760	0.34
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	1.8	0.0017	6.1			

	④ コイル出口温度 t_4 [℃]	吹出温度差 $\Delta t_c=(t_1-t_4)$ [℃]		$\Delta h_c=(h_{3c}-h_{4c})$ [kJ/kg(DA)]	冷却量 $(=Q_s\cdot\Delta h_c/3)$ [W]			空気温度 [℃] ③コイル入口 DB	WB	④コイル出口 DB	WB
冷房	14.0	14.0		28.3	75,750			30.4	22.1	14.0	13.0

	吹出温度差 $\Delta t_h=(t_{5h}-t_{1h})$ [℃]	⑤ 吹出空気温度 $t_{5h}=(\Delta t_h+t_{1h})$ [℃]	熱水分比 u [kJ/kg]	$\Delta h_h=(h_{4h}-h_{3h})$ [kJ/kg(DA)]	加熱量 $(=Q_s\cdot\Delta h_h/3)$ [W]			空気温度 [℃] ③コイル入口 DB	WB	④コイル出口 DB	WB	⑤加湿出口 DB	WB	加湿量 $G_s=1.2Q_o(x_1-x_2)$ [kg/h]
暖房	6.6	25.6	0	14.3	38,276			13.9	7.7	29.0	14.0	25.6	14.0	12.3

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 412～425

（様式 機－022-3）

機器能力・機器選定	ユニット形空気調和機（大温度差）	記 号	ACU－2	系 統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-022-2 より

能力算定

① 冷却能力 H_C

$H_C = \frac{Q_S \cdot \rho (h_{3c} - h_{4c}) \cdot K_4}{3.6} = \frac{Q_S \Delta h_c}{3} K_4$ ＝コイルの冷却量×K_4＝ 75,750×1.05＝ 79,538 [W]

$H_C = \frac{Hc}{1,000}$ ≒ 79.5 [kW]

コイル冷却量 ＝ 75,750

H_C ＝ 79.5

② 加熱能力 H_H

$H_h = \frac{Q_S \cdot \rho (h_{4h} - h_{3h}) \cdot K_4}{3.6} = \frac{Q_S \Delta h_h}{3} K_4$ ＝コイルの冷却量×K_4＝ 38,276×1.05＝ 40,190 [W]

$H_H = \frac{H_h}{1,000}$ ≒ 40.2 [kW]

コイル加熱量 ＝ 38,276

H_H ＝ 40.2

H_c：冷却能力 [W]　H_h：加熱能力 [W]　Q_S：送風量 [m³/h]　ρ：空気の密度 [kg/m³](≒1.2)　K_4は経年係数(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]

$L_{cw} = \frac{3,600 \cdot H_c}{60 \cdot 4.19 \cdot \Delta t_{wc}} \fallingdotseq \frac{14.3 \cdot H_c}{\Delta t_{wc}}$　　$\frac{3,600 \times 79.5}{60 \times 4.19 \times 7}$ ＝ 163

Δt_{wc}：冷水出口温度差

H_C＝ 79.5

Δt_{wc}＝ 7.0

L_{cw}＝ 163

風　量 [m³/h]			入　口 空気温度 [℃]				
送風量	8,030		冷　房　WB	22.1	冷水入口温度 [℃]	7.0
外気量	2,760		暖　房　DB	13.9	温水入口温度 [℃]	55.0

空気調和機の選定

形番選定(仮)（表 3-1）	ACU	仮 90 / 決定 125	機器風量 [m³/h]	12,500	コイル列数	8 列	③ 冷却能力 [kW]	94.1
					冷温水量 [L/min]	192.8	④ 加熱能力 [kW]	104.6

風量比による補正値（図 7-2）

風量比 ＝ $\frac{送風量}{機器風量}$ ＝ $\frac{8,030}{12,500}$ ＝ 0.64

㋑	冷却	0.87
㋺	加熱	0.84

入口空気温度による補正値（図 7-3 ～ 8）	㋩	冷却	1.02	計算式	冷却能力 ＝ ③ × ㋑ × ㋩ ＝	計 算	94.1×0.87×1.02 ＝ 83.5
	㋥	加熱	1.05		加熱能力 ＝ ④ × ㋺ × ㋥ ＝		104.6×0.84×1.05 ＝ 92.3

判定	8 列　83.5 ≧ ① 8 列　92.3 ≧ ②	加湿量 G_S [kg/h]（様式 機－022-2より）	12.3	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T = \frac{G_S}{\eta} = \frac{12.3}{0.4}$ ＝ 30.8	加湿効率 η ： 気化式 0.4

設計仕様

形式	風量 [m³/h] 送風量	外気量	還気量	コイル 列数	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	フィルター種類	ろ材通過風速 [m/s]
	8,030	2,760	5,270	8	2.5	162	63	自動巻取形	2.5

区分	空気温度 [℃] 冷却 入口	冷却 出口	冷却 再熱出口	加熱 入口	加熱 出口	加熱 加湿出口	能力 [kW] 冷房 ① 冷却	冷房 再熱	暖房 ② 加熱	備考
DB	30.4	14.0	—	13.9	29.0	25.6	79.5	—	40.2	
WB	22.1	13.0	—	7.7	14.0	14.0				

加湿形式	加湿量 G_s[kg/h]	噴霧量 G_T[kg/h]	蒸気量 [kg/h] 加熱	蒸気量 再熱	送風機 抵抗 [Pa] 機外全圧	動圧	機外静圧	電動機 [kW]
気化式	12.3	30.8	—	—	460	140	320	5.5

備考

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－023-1）

熱負荷集計・各室風量（潜熱・顕熱分離方式（ダブルコイル空調機））

系　統	2F	空調機記号	ACU－2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（様式 機－006より）
外気量(様式 機-002より)、線図上吹出温度差 Δt_c[℃]（様式　機－023-2より）

$$q_{cr} = q_{cSH} - q'_{co} = q_{cSH} - \frac{Q_o \cdot \rho \cdot (t_{1c} - t_{4c})}{3.6} = q_{cSH} - \frac{Q_o \cdot (t_{1c} - t_{4c})}{3}$$

$$Q_{RA} = q_{cr} - \frac{q_{cr} \cdot 3.6}{\rho \cdot \Delta t_{cr}} = \frac{q_{cr} \cdot 3}{\Delta t_{cr}}$$

階	室名	室容積 V [m³]	冷房 時刻別室内負荷[W] SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	時刻別外気負荷[W] (＝Q_o・⊿h/3×η) TH_o 9時	12時	14時	16時	時刻別熱負荷(室内＋外気)[W] TH(＝TH_i＋TH_o) 9時	12時	14時	16時	各室の最大熱負荷時における室内冷房顕熱負荷 qrs[W]	顕熱（室内負荷用）コイルの顕熱負荷の最大値 q_{cr} [　]	外気量 Q_o [m³/h]	還気量 Q_{RA} [m³/h]	送風量 Q_S (=Q_o+Q_{RA}) [m³/h]	Q_o/Q_S [%]	換気回数 [回/h]	暖房 室内負荷 q_{rh} [W] SH	TH	外気負荷 [W]	熱負荷(室内＋外気) q_h [W]	暖房温度差 ⊿t_h [℃]
																								(参考)						(参考)
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	1,536	1,704	1,662	1,638	3,970	4,916	4,532	4,484	2,816	1,976	180	520	700	26	4.6	1,688	=SH	1,608	3,296	7.4
	事務室A	530.0	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	7,424	8,236	8,033	7,917	20,327	23,984	22,200	21,542	13,834	9,774	870	2,570	3440	25	6.5	5,157	=SH	7,772	12,929	4.5
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96					70	110	110	96	110	110		30	30	—	1.9	263	=SH	0	263	26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	512	568	554	546	1,228	1,562	1,381	1,333	862	582	60	150	210	29	5.3	449	=SH	536	985	6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	512	568	554	546	1,299	1,701	1,456	1,394	1,001	721	60	190	250	24	5.3	403	=SH	536	939	4.8
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947					1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	2,287		600	600	—	7.4	1,198	=SH	0	1,198	6.0
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	4,096	4,544	4,432	4,368	11,153	11,994	11,892	11,691	6,404	4,164	480	1,100	1580	30	5.4	2,847	=SH	4,288	7,135	5.4
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	4,096	4,544	4,432	4,368	11,078	11,869	11,767	11,584	6,279	4,039	480	1,060	1540	31	5.3	2,510	=SH	4,288	6,798	4.9
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	4,608	5,112	4,986	4,914	8,337	9,019	8,897	8,761	2,723	203	540	50	590	92	6.2	1,188	=SH	4,824	6,012	6.0
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	768	852	831	819	1,593	1,835	1,874	1,937	920	500	90	130	220	41	3.9	1,283	=SH	804	2,087	17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316					248	360	360	316	360	360		90	90	—	0.9	742	=SH	0	742	24.7
				(MAX)				(MAX)				(MAX)				(MAX)														
	合　計		31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	23,552	26,128	25,484	25,116	61,061	69,637	66,512	65,085	37,596	24,716	2,760	6,490	9,250	70	—	17,728	—	24,656	42,384	—

外気負荷についても、4時刻で算定する。

	設計用屋内条件 夏期	冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	コイル入り口の外気条件(全熱交換器有の場合) 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	—	—	—	—	—
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	—	—	—	—	—
比エンタルピー[kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	—	—	—	—	—
⊿h(＝外気－室内)[kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	—	—	—	—	—

全熱交換効率 η[%]	SHF(冷)	室内温度－潜熱(外気負荷用)コイル出口空気温度(冷房)(=t_{1c}－t_{4c})[℃]	顕熱(室内負荷用)コイル出入口空気温度差(冷房) Δt_{cr}[℃](=t_{1c}－t_{3c})（様式 機023-2空気線図より）	外気量Q_o決定値[m³/h]	Q_o/Q_r修正値[%]	SHF(暖)	吹出温度差 Δt_h[℃]（下記計算より）
—	0.86	14	11.4	—	—	—	5.7

$$SHF = \frac{SH_{\ i\ 基準時刻}}{TH_{\ i\ 基準時刻}}$$

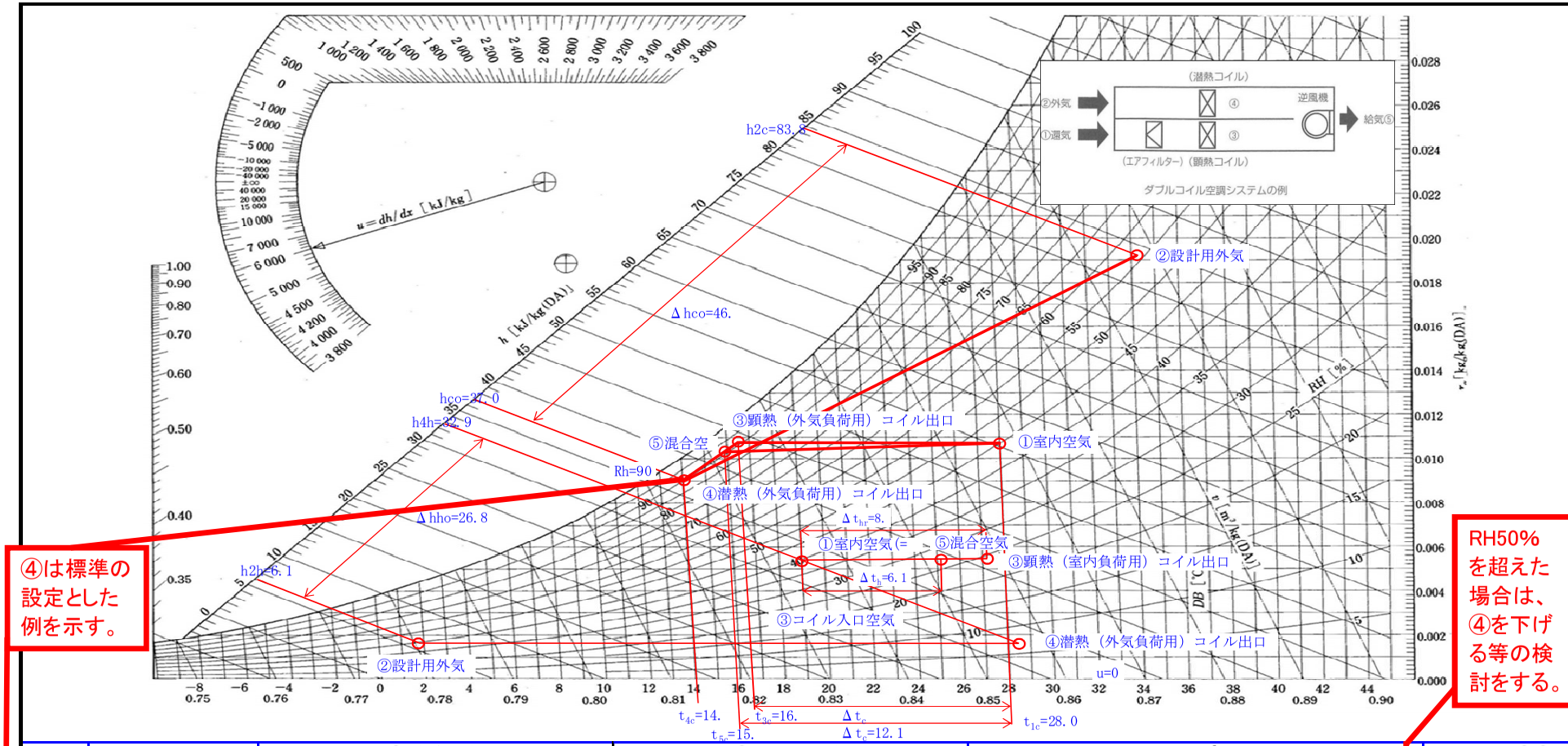
顕熱(室内負荷用)コイル出入口空気温度差(暖房) Δt_{hr}(=3×q_{rh}の累計値/Q_{RA})[℃]

8.2

$$\Delta t_{hr} = \frac{3 \times 各室暖房負荷(q_{rh})の累計値}{送風量(Q_{RA})}$$

ダブルコイル空気調和機

記号	系統
ACU-2	2階



④は標準の設定とした例を示す。

RH50%を超えた場合は、④を下げる等の検討をする。

	SHF	① 室内空気			② 設計用外気			風量 [m³/h]			$\frac{Q_o}{Q_s}=\frac{③⑤}{③④}$
		温度t_1 [℃]	湿度x_1 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	温度t_2 [℃]	湿度x_2 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	送風量Q_s	還気量Q_{RA}	外気量Q_o	
冷房	0.86	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	83.8	9,250	6,490	2,760	0.30
暖房	—	19.0	0.0054	32.9	1.8	0.0017	6.1				

		(顕熱)冷却量q_{hr} (様式 機－023-1より) [W]	(潜熱)冷却量q_{co} (=Q_0・⊿h_{ho}/3) [W]	空気温度[℃] ③顕熱(室内負荷用)コイル出口 DB	WB	④潜熱(外気負荷用)コイル出口 DB	WB	⑤混合空気温度 t_{5c} [℃]	吹出温度差 ⊿t_{cr}=(t_{1c}−t_{5c}) [℃]	
冷房		24,557	43,332	16.6	15.6	14.0	13.0	15.9	12.1	吹出空気状態点⑤より、SHF線を引いた際の28℃上の湿度判定 50%以下 → ＯＫ

	熱水分比 u [kJ/kg]	(顕熱)冷却量q_{hr} (様式 機－023-1より) [W]	(潜熱)冷却量q_{ho} (=Q_0・⊿h_{ho}/3) [W]	空気温度[℃] ③顕熱(室内負荷用)コイル出口 DB	WB	④潜熱(外気負荷用)コイル出口 DB	WB	④'加湿出口 DB	WB	加湿量 G_s=1.2Q_o(x_{1h}−x_{2h}) [kg/h]	⑤吹出空気温度 t_{5h} [℃]	吹出温度差 ⊿t_{hr}=(t_{5h}−t_{1h}) [℃]
暖房	0	17,728	24,656	27.2	14.8	28.3	11.6	19.0	11.6	12.3	25.1	6.1

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 428～431

（様式　機－023-3）

顕熱・潜熱分離方式（ダブルコイル空気調和機）	記号		系統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機－023-2より

能力算定

顕熱（室内負荷用）コイル	冷却能力 H_{CR}	$H_{cr}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\rho(t_{1c}-t_{3c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\Delta t_{cr}}{3}K_4$	= 24,662×1.05= 25,895 [W]	コイル冷却量 =	24,662
		$H_{CR}=\frac{Hcr}{1,000}\fallingdotseq$	25.9 [kW]	H_{CR} =	25.9
	加熱能力 H_{HR}	$H_{hr}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\rho(t_{3h}-t_{1h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{(Q_S-Q_0)C_P\Delta t_{hr}}{3}K_4$	= 17,728×1.05= 18,614 [W]	コイル加熱量 =	17,728
		$H_{HR}=\frac{H_{hr}}{1,000}\fallingdotseq$	18.6 [kW]	H_{HR} =	18.6
	冷温水量 L_{cwr} [L/min]	$L_{cwr}=\frac{3,600\cdot H_{CR}}{60\cdot 4.19\cdot \Delta t_{wcr}}\fallingdotseq\frac{14.3\cdot H_{CR}}{\Delta t_{wcr}}$	$\frac{3,600\times 25.9}{60\times 4.19\times 5}$ = 74.2	Δt_{wcr}=	5.0
				L_{cwr}=	74.2
潜熱（外気負荷用）コイル	冷却能力 H_{CO}	$H_{CO}=\frac{Q_0\rho(h_{2c}-h_{4c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_0\Delta t_{co}}{3}K_4$	= 43,332×1.05= 45,499 [W]	コイル冷却量 =	43,332
		$H_{CO}=\frac{Hco}{1,000}\fallingdotseq$	45.5 [kW]	H_{CO} =	45.5
	加熱能力 H_{HO}	$H_{ho}=\frac{Q_0\rho(h_{4h}-h_{2h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_0\Delta h_{ho}}{3}K_4$	= 24,656×1.05= 25,889 [W]	コイル加熱量 =	24,656
		$H_{HO}=\frac{H_{ho}}{1,000}\fallingdotseq$	25.9 [kW]	H_{HO} =	25.9
	冷温水量 L_{cwo} [L/min]	$L_{cwo}=\frac{3,600\cdot H_{CO}}{60\cdot 4.19\cdot \Delta t_{wco}}\fallingdotseq\frac{14.3\cdot H_{CO}}{\Delta t_{wco}}$	$\frac{3,600\times 45.5}{60\times 4.19\times 5}$ = 130.3	Δt_{wco}=	5.0
				L_{cwo}=	130
	加湿量 G_S(様式 機－023-2より) [kg/h]	G_S= 1.2$Q_0(x_{1h}-x_{2h})$ = 12.3 [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	$G_T=\frac{G_S}{\eta}=\frac{12.3}{0.4}$ = 30.8 [kg/h]	加湿効率 η：1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式、水加圧噴霧)	G_S= 12.3
						G_T= 30.8

H_{cr}：顕熱(屋内負荷用)冷却能力 [W]　H_{hr}：顕熱(屋内負荷用)加熱能力 [W]　H_{co}：潜熱(外気負荷用)冷却能力 [W]　H_{ho}：潜熱(外気負荷用)加熱能力 [W]

Q_S-Q_0：還気量 [m³/h]　Q_0：外気量 [m³/h]　ρ：空気の密度 [kg/m³] (≒1.2)　K_4：経年係数(1.05)

t_{1c}, t_{3c}：顕熱(屋内負荷用)冷却コイル入口、出口空気の温度 [℃]　t_{1h}, t_{3h}：顕熱(屋内負荷用)加熱コイル入口、出口空気の温度 [℃]　h_{2c}, h_{4c}：潜熱(外気負荷用)冷却コイル入口出口空気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)]　h_{2h}, h_{4h}：潜熱(外気負荷用)加熱コイル入口出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]

Δt_{wcr}：顕熱(屋内負荷用)コイル冷水出入口温度差 [℃]　L_{cwr}：顕熱(屋内負荷用)コイル冷温水量 [L/min]　Δt_{wco}：潜熱(外気負荷用)コイル冷水出入口温度差 [℃]　L_{cwo}：潜熱(外気負荷用)コイル冷温水量 [L/min]

G_S：加湿量 [kg/h]　x_{1h}, x_{2h}：室内空気、設計外気の絶対湿度[kJ/kg(DA)]　G_T：噴霧量 [kg/h]

設計仕様

形式	横形	送風機	用途	送風量 [m³/h]	機外全圧 [Pa]	動圧 [Pa]	機外静圧 [Pa]	台数
			顕熱空調用	6,490				1
			潜熱空調用	2,760				

コイル	用途	列数 [列]	面風速 [m/s]	冷温水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	温度条件 [℃]	空気側条件 夏季 DB	夏季 WB	冬季 DB	冬季 WB
	顕熱(屋内負荷用)コイル		2.5	74		入口	28.0	19.5	19.0	11.6
						出口	16.6	15.6	27.2	14.8
	潜熱(外気負荷用)コイル		2.5	130		入口	34.2	26.8	1.8	-1.8
						出口	14.0	13.0	28.3	11.6

加湿器	形式	有効加湿量[kg/h]	噴霧量[kg/h]	蒸気量[kg/h]

エアフィルター	形式	通過風速[m/s]

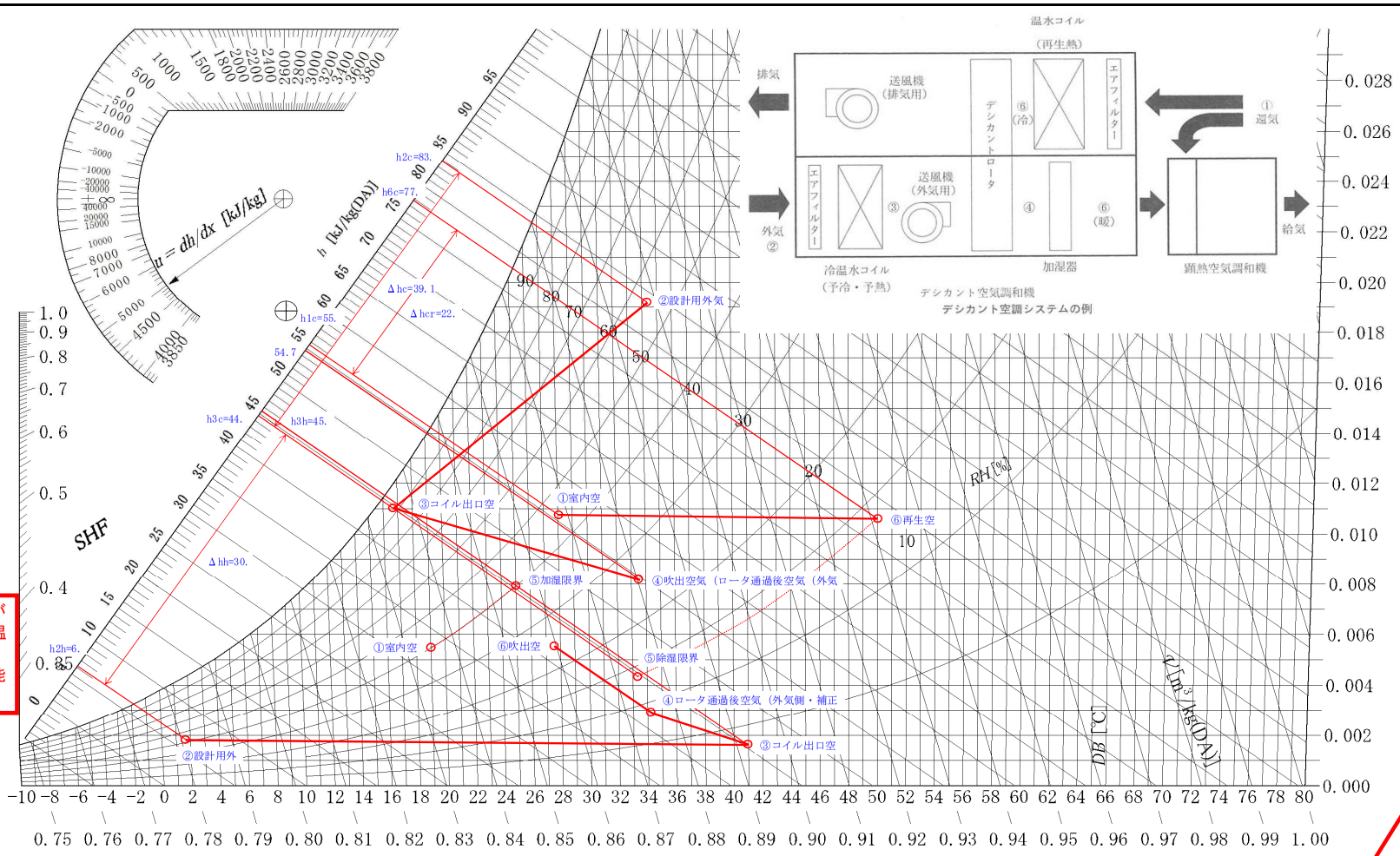
備考

空気調和設備

空気調和機の算定（湿り空気線図）

潜熱・顕熱分離方式　デシカント空気調和機

設計基準関連ページ 431～436



再生熱が55℃の温水として供給可能と想定。

③18℃での算定ではデシカントローター必要効率が55%を超えるため、1℃下げた17℃としている。

再生温水の利用熱量が再生コイル加熱能力以上有としている。

	再生熱				再生空気出口⑥		再生コイル加熱能力		再生温水の利用熱量
	種別（温水、蒸気）	温度 [℃]	流量 [L/min]	蒸気量 [kg/h]	温度 t_{6c} [℃]	比エンタルピー h_{6c} [kJ/kg(　)]	H_{cr}[　] $=Q_{RA}(h_{6c}-h_{1c})K_4/3$	H_{cr}[　]≦H_R[　]（≦でない場合は、再生空気温度 t_{6c} を再設定）	H_R[　]=流量×Δt×4.19/60×1000
	温水	55.0	340	—	50.0	77.8	115,875	≦	118,717

	①室内空気			②設計用外気				風量[m³/h]		風量比 Q_{RA}/Q_O	デシカントローター効率（潜熱）[%]	※冷房時の必要効率の確認（≧でない場合は、③を再設定）	デシカントローター必要効率（潜熱）[%]（=発現率×K_4/K_g）
	温度(DB) t_1 [℃]	絶対湿度 x_1 [kg/kg(　)]	比エンタルピー [kJ/kg(　)]	温度(　) t_2 [℃]	絶対湿度 x_2 [kg/kg(　)]	温度(　) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(　)]	還気量 Q_{RA}	外気量 Q_o				
冷房	28.0	0.0107	55.4	34.2	0.0193	26.8	83.8	14,780	18,480	0.8	55%	≧	52.1%
暖房	19.0	90.0000	32.9	1.8	0.0017	-1.8	6.1				25%	OK	—

	③予冷コイル出口空気					⑤除湿限界点		発現率	④デシカントローター通過後(吹出空気)					(予冷)冷却量 $q_c=Q_o\Delta h_c/3$ [　]
冷房	温度(DB) t_{3c} [℃]	相対湿度 [%]	絶対湿度 x_{3c} [kg/kg(　)]	温度(　) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(　)]	絶対湿度 x_{5c} [kg/kg(　)]	相対湿度 [%]		絶対湿度 x_{4c} [kg/kg(　)]	温度(　) t_{4c}[℃] $t_{4c}=0.5(t_{3c}+t_{6c})$	温度(　) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(　)]		
	17.0	90.0	0.0109	15.8	44.7	0.0044	13.8	0.45	0.0080	33.5	19.0	54.7	240,856	

	③予熱コイル出口空気					⑤加湿限界点		デシカントローターの効率（潜熱）×K_g/K_4（発現率）	④デシカントローター通過後				(予熱)加熱量 $q_h=q_c$ [　]	⑥加湿出口		
暖房	温度(DB) t_{3h} [℃]	相対湿度 [%]	絶対湿度 x_{3h} [kg/kg(　)]	温度(　) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(　)]	絶対湿度 x_{5h} [kg/kg(　)]	相対湿度 [%]		絶対湿度 x_{4h} [kg/kg(　)]	温度(　) t_{4h}[℃] $t_{4h}=0.7t_{3h}+0.3t_{1h}$	温度(WB) [℃]	比エンタルピー [kJ/kg(　)]		加湿量 $G_s=1.2Q_o(x_{1h}-x_{4h})$ [kg/h]	温度(　) [℃]	温度(　) [℃]
	40.9	3.8	0.0017	16.2	45.2	0.0080	40.0	0.21	0.0031	34.3	14.8	41.9	240,856	51.0	27.5	14.8

記号　ACU-2　系統　2階

（様式 機－024-1）

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 431～436

（様式　機－024-2）

顕熱・潜熱分離方式　デシカント空気調和機	記号		系統	

冷却量、加熱量は、様式　機－024-1より

能力算定

冷温水コイル（予冷・予熱）	冷却能力 H_C	$H_c = q_c \cdot K_4 = \frac{Q_0 \rho (h_{2C}-h_{3C}) \cdot K_4}{3.6} = \frac{Q_0 \Delta h_c}{3} K_4$ ＝コイル冷却量×K_4＝ 240,856×1.05＝ 252,899 [W] $H_C = \frac{H_C}{1,000} \fallingdotseq$ 252.9 [kW]	コイル冷却量 ＝ 240,856 H_C ＝ 252.9	
	加熱能力 H_H	$H_h = q_h \cdot K_4 = \frac{0.8 Q_0 \rho (h_{3h}-h_{2h}) \cdot K_4}{3.6} = \frac{0.8 Q_0 \Delta h_h}{3} K_4$ ＝コイル加熱量×K_4＝ 240,856×1.05＝ 252,899 [W] $H_H = \frac{H_h}{1,000} \fallingdotseq$ 252.9 [kW]	コイル加熱量 ＝ 240,856 H_H ＝ 252.9	
	冷温水量 L_{cw} [L/min]	$L_{cwr} = \frac{3,600 \cdot H_C}{60 \cdot 4.19 \cdot \Delta t_{wc}} \fallingdotseq \frac{14.3 \cdot H_C}{\Delta t_{wc}}$　$\frac{14.3 \times 252.9}{5}$ ＝ 723.3	Δt_{wc}＝ 5.0 L_{cw}＝ 723.3	
温水コイル（再生熱）	加熱能力 H_{CR}	$H_{cr} = \frac{0.8 Q_0 \rho (h_{6c}-h_{1h}) \cdot K_4}{3.6} = \frac{0.8 Q_0 \Delta h_{cr}}{3} K_4$ ＝コイル加熱量×K_4＝ 1.05×110,357＝ 115,875 [W] $H_{CR} = \frac{H_{cr}}{1,000} \fallingdotseq$ 115.9 [kW]	コイル加熱量 ＝ 110,357 H_{co} ＝ 115.9	
	温水量 L_W [L/min]	$L_{cw} = \frac{3,600 \cdot H_{CR}}{60 \cdot 4.19 \cdot \Delta t_{wc}} \fallingdotseq \frac{14.3 \cdot H_{CR}}{\Delta t_{wc}}$　$\frac{14.3 \times 115.9}{5}$ ＝ 331.5	Δt_{wcr}＝ 5.0 L_{cw}＝ 331.5	
加湿器	加湿量 G_S(様式 機－024-1より) [kg/h]	$G_S = 1.2 Q_0 (x_{1h} - x_{2h})$ ＝ 51.0 [kg/h] 噴霧量 G_T [kg/h] $G_T = \frac{G_S}{\eta} = \frac{51.0}{0.4}$ ＝ 127.5 [kg/h] 加湿効率 η：1.0(蒸気加湿) 0.4(気化式、水加圧噴霧)	G_S＝ 51.0 G_T＝ 127.5	

H_c：予冷冷却能力 [W]　H_h：予熱加熱能力 [W]　H_{cr}：再生加熱能力 [W]　Q_0：外気量 [m³/h]

ρ：空気の密度 [kg/m³] (≒1.2)　K_4：経年係数(1.05)　h_{2c}, h_{3c}：予冷コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]　h_{2h}, h_{3h}：予熱コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]

h1c,h6c：再生コイル入口、出口空気の比エンタルピー [kJ/kg(DA)]　Δt_{wc}：予冷コイル冷水出入口温度差 [℃]　L_{cw}：予冷コイル冷温水量 [L/min]　Δt_{wh}：再生コイル温水出入口温度差 [℃]

L_w：再生コイル温水量 [L/min]　G_S：加湿量 [kg/h]　x_{1h}, x_{2h}：室内空気、設計外気の絶対湿度[kJ/kg(DA)]　G_T：噴霧量 [kg/h]

設計仕様

送風機	形式	送風量 [m³/h]	機外全圧 [Pa]	動圧 [Pa]	機外静圧 [Pa]	台数
		18,480				

コイル	用途	列数 [列]	面風速 [m/s]	水量 [L/min]	損失水頭 [kPa]	温度条件 [℃]	空気側条件 夏季 DB	夏季 WB	冬季 DB	冬季 WB
	温水コイル（再生熱）		2.5	340		入口	28.0		—	
						出口	50.0		—	
	冷温水コイル（予冷・予熱）		2.5	730		入口	34.2	26.8	1.8	-1.8
						出口	17.0	15.8	40.9	16.2

デシカントロータ	形式	通過風速 [m/s]	デシカントロータ効率(潜熱)[%]	圧力損失 [Pa]	温度条件 [℃]	空気側条件 夏季 DB	夏季 WB	冬季 DB	冬季 WB
					入口	（予冷・予熱コイル出口参照）			
			55.0		出口	33.5	19.0	34.3	14.8

加湿器	形式	加湿量 G_S [kg/h]	噴霧量 G_T [kg/h]	蒸気量 [kg/h]	入口		↑	
					出口		27.5	14.8

エアフィルター	種類	ろ材通過風速 [m/s]

備考

空　気　調　和　設　備

空　気　調　和　機　の　算　定

（様式　機－025-1）

熱負荷集計・各室風量（顕熱空気調和機）（デシカント空気調和機用）	系　統	2F	空調機記号	ACU-2

インテリアゾーン及びペリメーターゾーンの集計　冷房負荷　暖房負荷（**様式　機-006**より）　外気量（**様式　機-002**より）
線図上吹出温度差⊿t_c〔℃〕（**様式　機-025-2**より）

階	室　名	室容積 V [m³]	冷房 時刻別室内負荷〔W〕 SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	室内顕熱負荷の最大値 q_{rs}〔W〕	外気量 Q_o [m³/h]	送風量 Q_r [m³/h]	Q_o/Q_r [%]	換気回数 〔回/h〕	暖房 室内負荷 q_{rh}〔W〕 SH	LH	暖房温度差 ⊿th [℃]
														（参考）				（参考）
2	所長室	152.0	2,038	2,816	2,474	2,450	2,434	3,212	2,870	2,846	2,816	180	680	26	4.5	1,688		7.4
	事務室A	530.6	10,989	13,834	12,253	11,711	12,903	15,748	14,167	13,625	13,834	870	3,320	26	6.3	5,157		4.7
	前室	15.4	70	110	110	96	70	110	110	96	110	—	30	—	1.9	263		26.3
	休養室	39.6	584	862	695	655	716	994	827	787	862	60	210	29	5.3	449		6.4
	交換室	47.5	655	1,001	770	716	787	1,133	902	848	1,001	60	240	25	5.1	403		5.0
	交換機械室	81.0	1,758	2,287	2,043	1,947	1,758	2,287	2,043	1,947	2,287	—	550	—	6.8	1,198		6.5
	事務室B	291.6	6,001	6,394	6,404	6,267	7,057	7,450	7,460	7,323	6,404	480	1,540	31	5.3	2,847		5.5
	事務室C	291.6	5,926	6,269	6,279	6,160	6,982	7,325	7,335	7,216	6,279	480	1,510	32	5.2	2,510		5.0
	会議室	95.3	2,541	2,719	2,723	2,659	3,729	3,907	3,911	3,847	2,723	540	650	83	6.8	1,188		5.5
	更衣室	56.7	627	785	845	920	825	983	1,043	1,118	920	90	220	41	3.9	1,283		17.5
	エレベーターホール	101.0	248	360	360	316	248	360	360	316	360	—	90	—	0.9	742		24.7
								(MAX)										
合　計			31,437	37,437	34,956	33,897	37,509	43,509	41,028	39,969	37,596	2,760	9,040	31	—	17,728	—	—

SHF	線図上吹出温度差⊿t_c〔℃〕	外気量Q_o決定値　[m³/h]	Q_o/Q_r修正値[%]	SHF	吹出温度差 ⊿t_h〔℃〕（下記計算より）
0.86	12.5	—	—	—	5.9

$$Q_S = \Sigma Q_r \qquad Q_r = \frac{3.6 q_{rs}}{C_p \rho \ \Delta t_c} = \frac{3.6 q_{rs}}{1 \times 1.2 \times \Delta t_c} = \frac{3 q_{rs}}{\Delta t_c} [m^3/h]$$

$$\Delta t_h = \frac{3 \times \text{各室暖房負荷}(q_{rh})\text{の累計値}}{\text{送風量}(Q_s)}$$

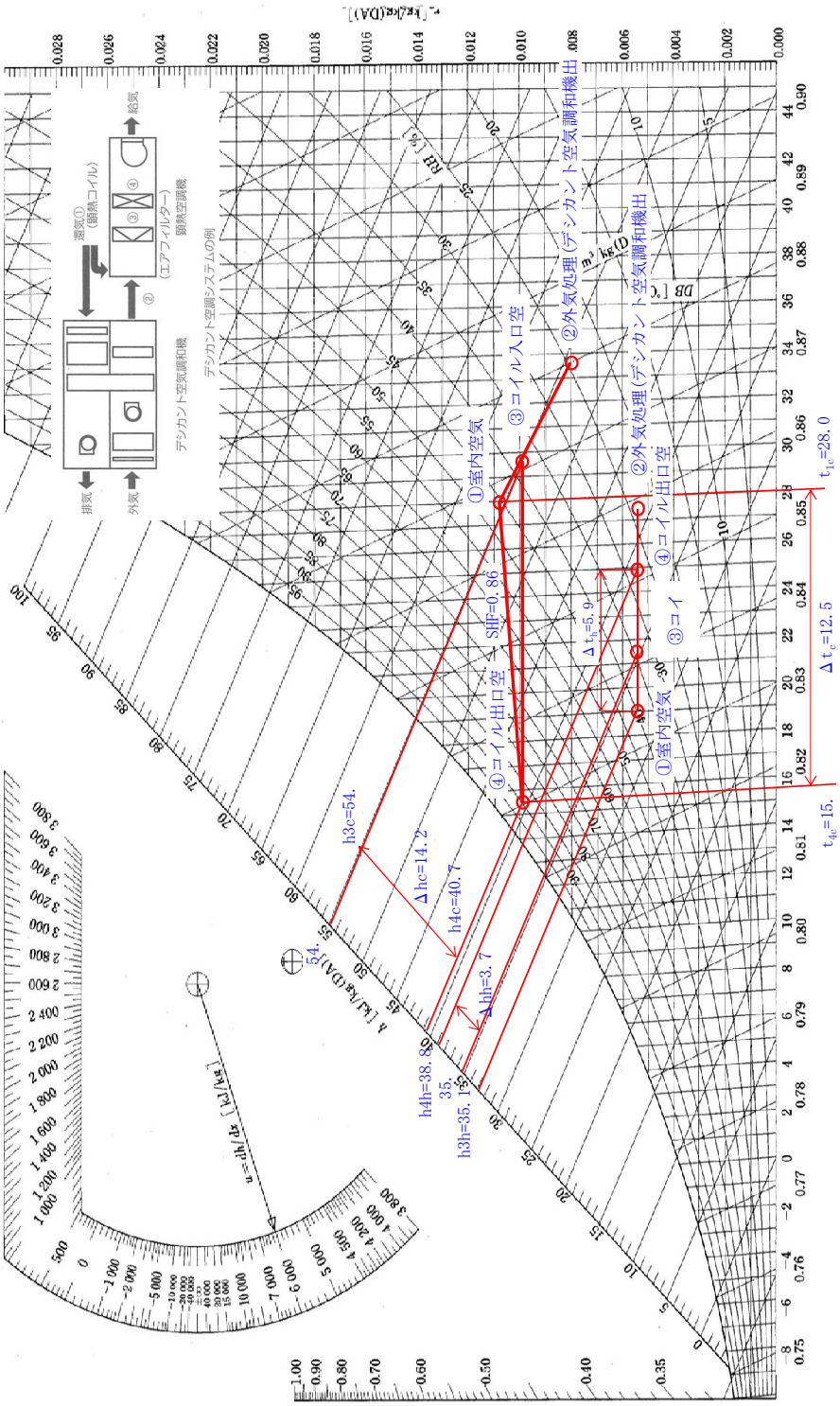
空　気　調　和　設　備

空気調和機の選定（湿り空気線図）

設計基準関連ページ 415～417

（様式　機－025-2）

シングルコイル空気調和機	種類	デシカント用顕熱	記号	ACU-2	系統	2階	時刻	12時



		SHF	① 室内空気			② 外気処理(デシカント空気調和機出口)			風量 [m³/h]		$\frac{Q_o}{Q_s}=\frac{①③}{①②}$
			温度t_1 [℃]	温度x_1 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	温度t_2 [℃]	温度x_2 [kg/kgDA]	比エンタルピー [kJ/kgDA]	送風量Q_s	外気量Q_o	
冷房		—	28.0	0.0107	55.4	33.5	0.0080	54.7	9,040	2,760	0.31
暖房		—	19.0	0.0054	32.9	27.5	0.0054	41.9			
冷房	④コイル出口温度	温度$\Delta t_{4c}=(t_{1c}-t_{4c})$ [℃]	15.5	比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	40.7	吹出温度差 $\Delta t_c=(t_{1c}-t_{4c})$ [℃]	12.5	冷却量 $(=Q_s\cdot\Delta h_c/3)$ [W]	42,789		
暖房	吹出温度差 $\Delta t_h=3\times q_{rh}/Q_s$ [℃]	温度$\Delta t_h=(t_{1h}+\Delta t_h)$	5.9	④コイル出口温度 比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	24.9	38.8	熱水分比 u [kJ/kg]	0	加熱量 $(=Q_s\cdot\Delta h_h/3)$ [W]	11,752	

	空気温度 [℃]			
	③コイル入口		④コイル出口	
	DB	WB	DB	WB
	29.6	19.2	15.5	14.5

	空気温度 [℃]			
	③コイル入口		④コイル出口	
	DB	WB	DB	WB
	21.6	12.5	24.9	13.8

空　気　調　和　設　備

空 気 調 和 機 の 算 定

設計基準関連ページ 412～425

（様式　機－025-3）

機器能力・機器選定	ユニット形空気調和機（顕熱空調機）	記 号	ACU-2	系 統	2階

冷却量、加熱量及び風量は、様式 機-025-2より

能力算定

① 冷却能力 H_C	$H_C=\frac{Q_S\cdot\rho(h_{3c}-h_{4c})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_S\Delta h_c}{3}K_4$ ＝コイル冷却量×K_4＝ 42,789×1.05＝ 44,928 [W] $H_C=\frac{Hc}{1,000}$ ≒ 44.9 [kW]	コイル冷却量 ＝	42,789
		H_C ＝	44.9
② 加熱能力 H_H	$H_h=\frac{Q_S\cdot\rho(h_{4h}-h_{3h})\cdot K_4}{3.6}=\frac{Q_S\Delta h_h}{3}K_4$ ＝コイル冷却量×K_4＝ 11,752×1.05＝ 12,340 [W] $H_H=\frac{H_h}{1,000}$ ≒ 12.3 [kW]	コイル加熱量 ＝	11,752
		H_H ＝	12.3

H_c：冷却能力 [W]　H_h：加熱能力 [W]　Q_S：送風量 [m³/h]　ρ：空気の密度 [kg/m³](≒1.2)　K_4は経年係数(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]	$L_{cw}=\frac{3,600\cdot H_c}{60\cdot 4.19\cdot\Delta t_{wc}}$ ≒ $\frac{14.3\cdot H_c}{\Delta t_{wc}}$　$\frac{3,600\times 44.9}{60\times 4.19\times 5}$ ＝ 129	H_C＝	44.9
		Δt_{wc}＝	5.0
	Δt_{wc}：冷水出口温度差	L_{cw}＝	129

風　量 [m³/h]			入　口 空気温度 [℃]				
送風量	9,040		冷　房　WB	19.2	冷水入口温度 [℃]	7.0
外気量	2,760		暖　房　DB	21.6	温水入口温度 [℃]	55.0

空気調和機の選定

形番選定(仮)（表 8-1）	ACU	-100	機器風量 [m³/h]	10,000	コイル列数	8 列	③ 冷却能力 [kW]	82.5
					冷温水量 [L/min]	234	④ 加熱能力 [kW]	93.0

風量比による補正値（図 8-11）	風量比 ＝ 送風量 / 機器風量 ＝ 9,040 / 10,000 ＝ 0.90	㋑	冷却	0.94
		㋺	加熱	0.92

入口空気温度による補正値（図 8-5 ～ 10）	㋩ 冷却	0.71	計算式	冷却能力 ＝ ③ × ㋑ × ㋩ ＝	計 算	82.5×0.94×0.71 ＝ 55.1
	㋥ 加熱	0.87		加熱能力 ＝ ④ × ㋺ × ㋥ ＝		93×0.92×0.87 ＝ 74.4

判定	
8 列　55.1 ≧ ①	
8 列　74.4 ≧ ②	

設計仕様

形 式	風　量 [m³/h]			コ イ ル				フィルター種 類	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]		
	9,040	2,760	6,280	8	2.5	234	65	自動巻取形	2.5

空 気 温 度 [℃]							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	29.6	15.5	—	21.6	24.9	—	44.9	—	12.3	
WB	19.2	14.5	—	12.5	13.8	—				

送 風 機			
抵抗 [Pa]			電動機 [kW]
機外全圧	動圧	機外静圧	

備考

空　気　調　和　設　備

ファンコイルユニットの算定

（様式 機－026）

熱負荷集計・機器能力・機器選定	冷水入口温度	7℃	経年係数 K_4	1.05	ファンコイル冷温水量L_{CW}	標準水量
	温水入口温度	55℃	能力保証係数 K_5	1.05		

ファンコイル系統　室内負荷（様式 機-006 より）

階	方位	室名	室内負荷 [W] 冷房 SH_i 9時	12時	14時	16時	TH_i 9時	12時	14時	16時	SHF	暖房	台数 N	ファンコイル必要能力[kW] q_{fc}＝室内負荷×K_4・K_5/(1000・N) 冷房 SH	冷房 TH	暖房	形式	形番	冷温水量 L_{CW} [L/min]	損失水頭（表 11-1） [kPa]
2	S	所長室	312	984	580	463	312	984	580	463	1.00	790	2	0.54	0.54	0.44	床置形	FCU-3	12	18
	S	事務室Ａ	1,208	3,741	2,173	1,746	1,208	3,741	2,173	1,746	1.00	3,091	7	0.59	0.59	0.49	床置形	FCU-3	42	18
	S	休養室	128	389	222	188	128	389	222	188	1.00	333	1	0.43	0.43	0.37	床置形	FCU-3	6	18
	S	交換室	165	512	281	227	165	512	281	227	1.00	403	1	0.56	0.56	0.44	床置形	FCU-3	6	18
	S	交換機械室	184	567	322	265	184	567	322	265	1.00	471	1	0.63	0.63	0.52	床置形	FCU-3	6	18
	S	（2階　計）	1,997	6,193	3,578	2,889	1,997	6,193	3,578	2,889	1.00	5,088								
																		（系統水量　72L/min）		

空　気　調　和　設　備

パッケージ形空気調和機の算定

（様式 機－027）

熱負荷集計	用途	空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機 ACP － 例 － 1

内部、外皮及び外気負荷、室内条件、室内負荷（様式 機-002、様式 機-006 より）

階	系統	冷房負荷 時刻 [時]	室内負荷 [W]	外気負荷 外気量 Q_o [m³/h]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 外気	比エンタルピー 室内	⊿h (=外気－室内) [kJ/kg(DA)]	負荷 (=Qo・⊿h/3) [W]	時刻別負荷 [W] (=室内負荷+外気負荷) 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷 [W]	外気負荷 外気量 Q_o [m³/h]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 室内	比エンタルピー 外気	⊿h (=室内－外気) [kJ/kg(DA)]	負荷 (=Qo・⊿h/3) [W]	負荷合計 (=室内負荷+外気負荷) [W]	備考
2	事務室Ａ	9	12,903	870	81.0	55.4	25.6	7,424	20,327				5,157	870	32.9	6.1	26.8	7,772	12,929	
		12	15,748		83.8		28.4	8,236		23,984										
		14	14,167		83.1		27.7	8,033			22,200									
		16	13,625		82.7		27.3	7,917				21,542								
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
合計				870				31,610	20,327	23,984	22,200	21,542	5,157	870				7,772	12,929	
									(MAX)											

外気負荷についても、4時刻の算定としている。

	設計用屋内条件 夏期	設計用屋内条件 冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	空調機入り口の外気条件(全熱交換器有の場合) 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	－	－	－	－	－
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	－	－	－	－	－
比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	－	－	－	－	－
Δh(=外気-室内) [kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	－	－	－	－	－

全熱交換効率 η [%]
－

空　気　調　和　設　備

空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式　機－028）

空気熱源ヒートポンプパッケージ形空気調和機	記号	ACP－例－1	系統	事務室Ａ

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_c = \dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_m}{1,000} = \dfrac{1.05 \times 1.05 \times 23,984}{1,000} = 26.44$

暖房能力[kW]：$H_h = \dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_h}{1,000} = \dfrac{1.05 \times 1.05 \times 12,929}{1,000} = 14.25$

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_c：冷房能力 [kW]　H_h：暖房能力

q_m：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_h：暖房負荷の集計値 [W]

q_m＝	23,984
H_c＝	26.44
q_h＝	12,929
H_h＝	14.25

様式　機－027 による。

外気量

外気処理ユニット用：必要外気量[m³/h]　送風量Q_o[m³/h]：

必要外気量 ≦ 送風量 →

補正値算出

	補正値算定用諸元値						補正値
外気温度による補正値 ①(図 10-2、図 10-3 より)	外気温度[℃]	冷房	DB	34.2	WB	26.8	①冷房＝ 1.00
		暖房	WB	-1.9	湿度[%]	40.1	①暖房＝ 0.83
室内吸込空気温度による補正値 ②(図 10-4、図 10-5 より)	室内吸込空気温度[℃]	冷房	DB	28.6	WB	20.3	②冷房＝ 1.03
		暖房	DB	17.1	WB	10.3	②暖房＝ 1.00
冷媒管長さ及び高低差による補正値 ③ (図 10-6(a)(b))	圧縮機	屋内型	冷媒相当配管長(片道)[m]	12.0 (仮定)	高低差[m]	-5 (仮定)	③冷房＝ 0.98
							③暖房＝ 0.99

能力補正

冷房能力[kW]：$H_C = \dfrac{H_c}{①_{冷房} \times ②_{冷房} \times ③_{冷房}} = \dfrac{26.44}{1 \times 1.03 \times 0.98} = 26.19$

暖房能力[kW]：$H_H = \dfrac{H_h}{①_{暖房} \times ②_{暖房} \times ③_{暖房}} = \dfrac{14.25}{0.83 \times 1 \times 0.99} = 17.34$

H_c＝	26.44
H_C＝	26.19
H_h＝	14.25
H_H＝	17.34

加湿

有効加湿量G_s[kg/h]：$G_s = 1.2 Q_o(x_1 - x_2) = 1.2 \times 870 \times (0.0054 - 0.0017) = 3.9$

Q_o：外気量[m³/h]

x_1：室内空気の絶対湿度[kg/kg(DA)]　x_2：設計用外気の絶対湿度[kg/kg(DA)]

Q_o＝	870
x_1＝	0.0054
x_2＝	0.0017
G_s＝	3.9

選定

形式	床置ダクト形	形番選定（表 10-1 ～ 3）		ACP-45
電源周波数 [Hz]	50	圧縮機		屋内
定格冷房能力 [kW]	40.0	定格暖房能力 [kW]		45.0
圧縮機出力 [kW]	10.4			
補助電気ヒーターの有無及び容量	無 [kW]			

製造者名	設計仕様			
製造者記号				
形式	床置ダクト形			
冷房能力 [kW]	26.2	(Hc より)		
圧縮機 電動機出力 [kW]	10.4			
圧縮機 容量制御	インバーター			
圧縮機 圧縮機位置	屋内			
送風機 屋内 電動機出力 [kW]	3.7			
送風機 屋内 送風量 [m³/h]	7,200			
送風機 屋内 機外静圧 [Pa]	730			
送風機 屋外電動機出力 [kW]	0.58			
暖房能力 [kW]	17.4	(H_Hより)		
ヒーター 種類				
ヒーター 加熱能力 [kW]				
ヒーター 温水入口温度 [℃]				
ヒーター 温水量 [L/min]				
ヒーター 蒸気量 [kg/h]				
ヒーター 電気容量 [kW]				
加湿器 形式	水気化式（滴下式）			
加湿器 有効加湿量 [kg/h]	3.9			
加湿器 消費電力 [kW]	―			
備考				

設計基準 442 ページ 表 10-2 により ACP-45を選定。
なお、圧縮機電動機出力、送風機電動機出力、屋外機電動機出力、送風量は表中の値を記載した。
機外静圧は、設計図書から計算する必要があるが、ここでは 126～730[Pa]より、730[Pa]を記載した。

空　気　調　和　設　備

パッケージ形空気調和機の算定

（様式 機－027）

熱負荷集計	用途	マルチパッケージ形空気調和機 ACP － 例 － 2

内部、外皮及び外気負荷、室内条件、室内負荷（様式 機-002、様式 機-006 より）

階	系統	時刻 時	冷房負荷 室内負荷 [W]	外気負荷 外気量 Q_o [m³/h]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 外気	比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 室内	⊿h (=外気－室内) [kJ/kg(DA)]	負荷 (=Qo・⊿h/3) [W]	時刻別負荷 [W] (＝室内負荷＋外気負荷) 9時	12時	14時	16時	暖房負荷 室内負荷 [W]	外気負荷 外気量 Q_o [m³/h]	比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 室内	比エンタルピー [kJ/kg(DA)] 外気	⊿h (=室内－外気) [kJ/kg(DA)]	負荷 (=Qo・⊿h/3) [W]	負荷合計 (=室内負荷+外気負荷) [W]	備考
2	交換室	9	787						787				403						403	
		12	1,133							1,133										
		14	902							(MAX)	902									
		16	848									848								
2	交換機械室	9	1,758						1,758				1,198						1,198	
		12	2,287							2,287										
		14	2,043							(MAX)	2,043									
		16	1,947									1,947								
—	外気処理ユニット用	9		1,000	81.0	55.4	25.6	8,533	8,533					1,000	32.9	6.1	26.8	8,933	8,933	
		12			83.8		28.4	9,467		9,467										
		14			83.1		27.7	9,233		(MAX)	9,233									
		16			82.7		27.3	9,100				9,100								
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
		9																		
		12																		
		14																		
		16																		
合計				1,000				36,333	11,078	12,887	12,178	11,895	1,601	1,000				8,933	10,534	
									(MAX)											

居室相当として、1,000[㎥/h]と仮定した。

入力必須。入力することにより自動計算します。

	設計用屋内条件 夏期	設計用屋内条件 冬期	設計用屋外条件 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期	空調機入り口の外気条件(全熱交換器有の場合) 夏期 9時	12時	14時	16時	冬期
温度[℃]	28.0	19.0	31.8	34.2	34.7	33.5	1.8	－	－	－	－	－
湿度[kg/kgDA]	0.0107	0.0054	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	0.0017	－	－	－	－	－
比エンタルピー [kJ/kg(DA)]	55.4	32.9	81.0	83.8	83.1	82.7	6.1	－	－	－	－	－
Δh(=外気-室内) [kJ/kg(DA)]			25.6	28.4	27.7	27.3	-26.8	－	－	－	－	－

全熱交換効率 η [%]
－

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-1）

	種　類	屋内機	記　号	ACP－例－2－1	系　統	交換室

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_{ci}=\dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{ci}}{1,000}=\dfrac{1.05\times1.05\times1,133}{1,000}=1.25$

暖房能力[kW]：$H_{hi}=\dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{hi}}{1,000}=\dfrac{1.05\times1.05\times403}{1,000}=0.44$

$q_{ci}=$ 1,133　$H_{ci}=$ 1.25　$q_{hi}=$ 403　$H_{hi}=$ 0.44

様式　機－027 による。

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_{ci}：冷房能力 [kW]　H_{hi}：暖房能力

q_{ci}：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_{hi}：暖房負荷の集計値 [W]

補正値算出

	補　正　値　算　定　用　諸　元　値					補　正　値
室内吸込空気温度による補正値①(図 10-4、図 10-5 より)	室内吸込空気温度 [℃]	冷房	DB	28.0	WB	19.5	①冷房＝ 1.02
		暖房	DB	19.0	WB	11.7	①暖房＝ 1.02

能力補正

冷房能力[kW]：$H_{ci1}=\dfrac{H_{ci}}{①冷房}=\dfrac{1.25}{1.02}=1.23$

暖房能力[kW]：$H_{hi1}=\dfrac{H_{hi}}{①暖房}=\dfrac{0.44}{1.02}=0.43$

$H_{ci}=$ 1.25　$H_{ci1}=$ 1.23　$H_{hi}=$ 0.44　$H_{hi1}=$ 0.43

加湿

有効加湿量 G_s [kg/h] : $G_s = 1.2Q_o(x_1-x_2)=$

Q_o：外気量 [m^3/h]

x_1：室内空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]　x_2：設計用外気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

$Q_o=$　$x_1=$　$x_2=$　$G_s=$

選定

形　式	カセット形（2方向）	形　番　選　定（表 10-4～5）	ACP-2.2
電源周波数 [Hz]	50	圧縮機駆動方式	EHP
定格冷房能力 (H_{ci2}) [kW]	2.2	定格暖房能力 (H_{hi2}) [kW]	2.5

製造者名		設計仕様			
製造者記号					
形　式		カセット形（2方向）			
冷房能力 [kW]		1.3			
送風機	屋内	電動機出力 [kW]	0.09		
		送風量 [m^3/h]	390		
		機外静圧 [Pa]			
暖房能力 [kW]		0.5			
加湿器	形　式				
	有効加湿量 [kg/h]				
	消費電力 [kW]				
備　考					

設計基準 445 ページ 表 10-5(a) 及び 446 ページ 表 10-5(c)により ACP-2.2を選定。
なお、動機出力、送風量は表中の値を記載した。
但し、冷房能力及び暖房能力は、計算値を記載した。

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-2）

外気処理ユニット	種　類	屋内機	記　号	ACP－例－2－3	系　統	○○

冷房・暖房能力

冷房能力[kW]：$H_{ci}=\dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{ci}}{1,000}=\dfrac{1.05\times1.05\times9,467}{1,000}=10.44$

暖房能力[kW]：$H_{hi}=\dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{hi}}{1,000}=\dfrac{1.05\times1.05\times8,933}{1,000}=9.85$

K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_{ci}：冷房能力 [kW]　H_{hi}：暖房能力

q_{ci}：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_{hi}：暖房負荷の集計値 [W]

$q_{ci}=$	9,467
$H_{ci}=$	10.44
$q_{hi}=$	8,933
$H_{hi}=$	9.85

様式　機－027 による。

外気量

必要外気量[m³/h]：1,000　　送風量Q_o[m³/h]：1,080

必要外気量 ≦ 送風量 → OK

設計基準 表 1-5(a)(p.445) による。

加湿

有効加湿量G_s[kg/h]：$G_s = 1.2Q_o(x_1-x_2)=1.2\times1080\times(0.0054-0.0017)=4.8$

Q_o：外気量 [m³/h]

x_1：室内空気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]　x_2：設計用外気の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

$Q_o=$	1,080
$x_1=$	0.0054
$x_2=$	0.0017
$G_s=$	4.8

選定	形　式	床置形	形番選定（表 10-4 ～ 6）	ACP-14
	電源周波数 [Hz]	50	圧縮機駆動方式	EHP
	定格冷房能力 (H_{ci2}) [kW]	14.0	定格暖房能力 (H_{hi2}) [kW]	16.0
製造者名		設計仕様		
製造者記号				
形　式		床置形		
冷房能力 [kW]		10.5		
送風機	屋内 電動機出力 [kW]	0.75		
	屋内 送風量 [m³/h]	1,080		
	屋内 機外静圧 [Pa]			
暖房能力 [kW]		9.9		
加湿器	形　式			
	有効加湿量 [kg/h]			
	消費電力 [kW]			
備　考				

設計基準 445 ページ 表 10-5(a) 及び446 ページ 表 10-5(c) により ACP-14を選定。なお、動機出力、送風量は表中の値を記載した。但し、冷房能力及び暖房能力は、計算値を記載した。

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-3）

	種　類	屋外機	記　号	ACP－例－2－外	系　統	交換室

冷房・暖房能力	冷房能力[kW]：$H_{co}=\dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{co}}{1,000}=\dfrac{1.05\times1.05\times12,887}{1,000}=14.21$	$q_{co}=$ 12,887	$H_{co}=$ 14.21
	暖房能力[kW]：$H_{ho}=\dfrac{K_4 \cdot K_5 \cdot q_{ho}}{1,000}=\dfrac{1.05\times1.05\times10,534}{1,000}=11.61$	$q_{ho}=$ 10,534	$H_{ho}=$ 11.61
	K_4：経年係数(=1.05)　K_5：能力補償係数(=1.05)　H_{co}：冷房能力 [kW]　H_{ho}：暖房能力		
	q_{co}：時刻別冷房全熱負荷の集計値の最大値 [W]　q_{ho}：暖房負荷の集計値 [W]		

様式　機－027 による。

補正値算出		補正値算定用　諸元値						補　正　値
	外気温度による補正値 ①(図 10-2、図 10-3 より)	外気温度 [℃]	冷房	DB	34.2	WB	26.8	①冷房＝ 1.00
			暖房	WB	-1.9	湿度 [%]	40.1	①暖房＝ 0.83
	冷媒管長さ及び高低差による補正値 ② (図 10-6(a)(b))	冷媒相当配管長 (片道) [m]		25.0 (仮定)	高　低　差　[m]		-8.0 (仮定)	②冷房＝ 0.94
								②暖房＝ 0.99

能力補正	冷房能力[kW]：$H_{co1}=\dfrac{H_{co}}{①_{冷房}\times②_{冷房}}=\dfrac{14.21}{1\times0.94}=15.12$	$H_{co}=$ 14.21 $H_{co1}=$ 15.12
	暖房能力[kW]：$H_{ho1}=\dfrac{H_{ho}}{①_{暖房}\times②_{暖房}}=\dfrac{11.61}{0.83\times0.99}=14.13$	$H_{ho}=$ 11.61 $H_{ho1}=$ 14.13

選定	形番選定　(表 10-6)	ACP-16	ガス種別	-
	電源周波数 [Hz]	50	圧縮機駆動方式	EHP
	定格冷房能力(H_{co2}) [kW]	16.0	定格暖房能力(H_{ho2}) [kW]	16.0
製造者名		設計仕様		
製造者記号				
冷房能力 [kW]		15.2		
電動機等	機器入力 [kW]	6.00		
	ガス消費量 [kW]	-		
	ガス種別	-		
暖房能力 [kW]		14.2		
備考				

設計基準 447 ページ 表 10-6(a) により ACP-16を選定。
なお、機器入力は表中の値を記載した。
但し、冷房能力及び暖房能力は、計算値を記載した。
※○印の一部メーカーで選定する場合は複数社見積可能か確認する。

空　気　調　和　設　備

マルチパッケージ形空気調和機の算定

設計基準関連ページ 437～450

（様式 機-029-4）

屋内機と屋外機の組合せの確認		記号	ACP－例－2	系統	交換室

室内機冷暖房出力		室内機記号	① 定格能力 [kW]（冷房H_{ci2}、暖房H_{hi2}）	② 室内吸込空気温度による補正値（様式 機－029-1）	③ 室内機出力（①×②）[kW]（冷房H_{ci3}、暖房H_{hi3}）
	冷房	ACP－例－2－1	2.2	1.02	2.24
		ACP－例－2－2（仮定）	2.8	1.02	2.86
		ACP－例－2－3	14.0	—	14.00
				外気処理ユニットのため補正値は入力しない。	
					（合計）④ H_{ci4}＝ 19.10
	暖房	ACP－例－2－1	2.5	1.02	2.55
		ACP－例－2－2（仮定）	3.2	1.02	3.26
		ACP－例－2－3	16.0	—	16.00
					（合計）⑤ H_{hi4}＝ 21.81

屋外機冷暖房出力	屋外機記号	ACP－例－2－外		
	⑥ 定格能力 [kW]	⑦ 外気温度による補正値（様式 機－029-3）	⑧ 冷媒管長及び高低差による補正値（様式 機－029-3）	屋外機出力（⑥×⑦×⑧）[kW]
冷房	H_{co2}＝ 28.0	1.00	0.94	⑨ H_{co3}＝ 26.32
暖房	H_{ho2}＝ 28.0	0.83	0.99	⑩ H_{ho3}＝ 23.01
確認	④（19.10）≦ ⑨（26.32）かつ ⑤（21.81）≦ ⑩（23.01）→			OK

各室内機に配分される冷暖房出力の確認（⑨ ＜ ④ 又は ⑩ ＜ ⑤ となる場合）

配分出力		室内機記号	③ 室内機出力（①×②）[kW]（冷房H_{ci3}、暖房H_{hi3}）	出力配分計算式	室内機に配分される出力 [kW]（冷房H_{ci5}、暖房H_{hi5}）	確認	室内機の必要出力 [kW]（冷房H_{ci1}、暖房H_{hi1}）（様式 機－029-2、029-3）
	冷房			$H_{ci5}=\frac{③}{④}\times⑨=\frac{H_{ci3}}{H_{ci4}}\times H_{co3}$			
	暖房			$H_{ci5}=\frac{③}{⑤}\times⑩=\frac{H_{hi3}}{H_{hi4}}\times H_{ho3}$			

空　気　調　和　設　備

全熱交換器の算定

設計基準関連ページ 478～480

（様式　機－030）

全　熱　交　換　器

外気負荷を、4時刻による算定としている。

温湿度条件		乾球温度 [℃]				絶対湿度 [kg/kg(DA)]				比エンタルピー [kJ/kg(DA)]			
		9時	12時	14時	16時	9時	12時	14時	16時	9時	12時	14時	16時
夏期	外気	31.8	34.2	34.7	33.5	0.0192	0.0193	0.0188	0.0191	81.0	83.8	83.1	82.7
	排気	28.0				0.0107				55.4			
冬期	外気	1.8				0.0017				6.1			
	排気	19.0				0.0054				32.9			

設計仕様	
記　号	HEAR
形　式	回転式
給　気　風　量 [m³/h]	18,480
排　気　風　量 [m³/h]	11,200
熱　交　換　効　率 [%]	50
面　風　速 [Pa]	2.5
初　期　抵　抗 [Pa]	150（製造者値）
電　動　機 [kW]	0.4（製造者値）
熱交換効率　η	0.5
	風量比＝ 1.65
給気量[m³/h]	18,480
排気量[m³/h]	11,200

計　算　式	計　算
給気乾球温度　t_{SA}　[℃] $t_{SA}=t_{OA}-\eta(t_{OA}-t_{RA})$ t_{OA}:外気の乾球温度　[℃] t_{RA}:排気の乾球温度　[℃] η:全熱交換器の交換効率	(夏期) 9時: 31.8−0.5（31.8−28.0）＝ 29.9 12時: 34.2−0.5（34.2−28.0）＝ 31.1 14時: 34.7−0.5（34.7−28.0）＝ 31.4 16時: 33.5−0.5（33.5−28.0）＝ 30.8 (冬期) 1.8−0.5(1.8−19.0) ＝ 10.4
給気絶対湿度　x_{SA}[kg/kg(DA)] $X_{SA}=X_{OA}-\eta(X_{OA}-X_{RA})$ X_{OA}:外気の絶対湿度[kg/kg(DA)] X_{RA}:排気の絶対湿度[kg/kg(DA)] η:全熱交換器の交換効率	(夏期) 9時: 0.0192−0.5（0.0192−0.0107）＝ 0.0150 12時: 0.0193−0.5（0.0193−0.0107）＝ 0.0150 14時: 0.0188−0.5（0.0188−0.0107）＝ 0.0148 16時: 0.0191−0.5（0.0191−0.0107）＝ 0.0149 (冬期) 0.0017−0.5(0.0017−0.0054) ＝ 0.0036
給気比エンタルピー　h_{SA}[kJ/kg(DA)] $h_{SA}=h_{OA}-\eta(h_{OA}-h_{RA})$ h_{OA}:外気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)] h_{RA}:排気の比エンタルピー[kJ/kg(DA)] η:全熱交換器の交換効率	(夏期) 9時: 81.0−0.5（81.0−55.4）＝ 68.2 12時: 83.8−0.5（83.8−55.4）＝ 69.6 14時: 83.1−0.5（83.1−55.4）＝ 69.3 16時: 82.7−0.5（82.7−55.4）＝ 69.1 (冬期) 6.1−0.5(6.1−32.9) ＝ 19.5

		夏期		冬期
給気乾球温度	[℃]	9時	29.9	10.4
		12時	31.1	
		14時	31.4	
		16時	30.8	
給気絶対湿度 [kg/kg(DA)]		9時	0.0150	0.0036
		12時	0.0150	
		14時	0.0148	
		16時	0.0149	
給気比エンタルピー [kg/kg(DA)]		9時	68.2	19.5
		12時	69.6	
		14時	69.3	
		16時	69.1	

製造者名		
記　号　・　形　番		
エ　レ　メ　ン　ト　材　質		
給　気　風　量　[m³/h]		
排　気　風　量　[m³/h]		
熱　交　換　効　率　[%]		
面　風　速　[m/s]		
初　期　抵　抗　[Pa]		
電　動　機　[kW]		

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。

階	系　統	外気量 [m³/h]	便所排気量 [m³/h]	湯沸室排気量 [m³/h]	その他排気量 [m³/h]	余剰排気量 [m³/h]	排気量合計 [m³/h]	外気量−排気量 [m³/h]
B1	ACU-B1	4,590	560	450		3,350	4,360	230
1	ACU-1	2,760	490	450		1,680	2,620	140
2	ACU-2	2,760	650	450		1,520	2,620	140
3	ACU-3	2,790	650	450		1,550	2,650	140
4	ACU-4	2,790	650	450		1,550	2,650	140
5	ACU-5	2,790	650	450		1,550	2,650	140
	合　計	18,480	3,650	2,700		11,200	17,550	930

空　気　調　和　設　備

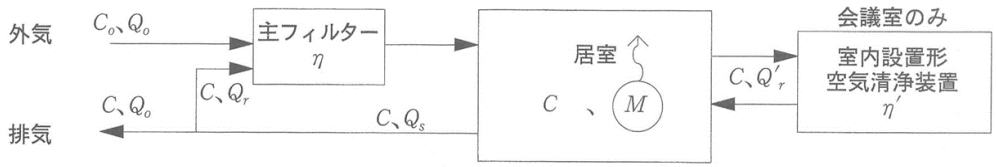
空気清浄装置の算定

設計基準関連ページ 493～496

（様式　機－031）

空　気　清　浄　装　置

空気清浄装置構成系統	系統	ACU-2



階	室　名	各室送風量 q_s [m³/h]	各室風量比 ε [-] (=q_s/Q_s)	標準単位発じん量 K_1 [mg/(h･人)]	各室人員 n [人]	①各室内発じん量 m [mg/h] (=K_1n)	②各室粉じん濃度 C' [mg/m³]	③室内設置形空気清浄装置循環風量 有	Qr'[m³/h]
2	署長室	680	0.075	2	6	12	0.041		
	事務室Ａ	3,320	0.368	2	29	58	0.041		
	前室	30	0.003	2	－	－	－		
	休養室	210	0.023	2	2	4	0.044		
	交換室	240	0.027	2	2	4	0.040		
	交換機械室	550	0.061	2	－	－	－		
	事務室Ｂ	1,530	0.170	2	16	32	0.046		
	事務室Ｃ	1,500	0.166	2	16	32	0.047		
	会議室	650	0.072	2	18	36	0.094		
	更衣室	220	0.024	2	3	6	0.055		
	エレベーターホール	90	0.010	2	－	－	－		
	合　計	9,020	1.000	―	92	184	0.408	―	

Qr'算出後に仮定したη'の値について製造者仕様を確認する。

①　各室内粉じん量計算

各室風量比 [-]：

$$\varepsilon = \frac{q_s}{Q_s}$$

各室発生粉じん量 [mg/h]：　m＝ K_1n

室内発生粉じん量 [mg/h]：　M＝ Σm

Q_s：空調機送風量 [m³/h]（熱負荷集計より）	9,020
ε：各室風量比 [-]	結果は表へ
m：各室発生粉じん量 [mg/h]	結果は表へ
M：室内発生粉じん量 [mg/h]	184

主フィルターの計算

設計基準：　図17-1(a)　に該当

図17-1(a) の場合

$$\eta = \frac{M+C_oQ_o-CQ_o}{CQ_r+C_oQ_o}$$

図17-1(b) の場合

$$\eta = \frac{M+C_oQ_o(1-\eta_o)-CQ_o}{CQ_r+C_oQ_o(1-\eta_o)}$$

Q_o：外気取入量 [m³/h]（熱負荷集計より）	2,760
Q_r：還気量 [m³/h]　（熱負荷集計より）	6,260
C：設計用室内粉じん濃度 [mg/m³] (≦0.15)	0.15
C_o：設計用外気粉じん濃度 [mg/m³] (=0.1)	0.1
η：主フィルターの必要粒子捕集率 [%]	4%

②　各室内粉じん濃度の計算

粒子捕集率を自動巻取形の60%に仮定した。

設計基準：　図17-1(a)　に該当

図17-1(a) の場合

$$C' = \frac{m+C_oQ_o(1-\eta)\varepsilon}{(Q_o+Q_r\eta)\varepsilon}$$

図17-1(b) の場合

$$C' = \frac{m+C_o(1-\eta_o)Q_o(1-\eta)\varepsilon}{(Q_o+Q_r\eta)\varepsilon}$$

η：主フィルターの粒子捕集率 [%]	60%
η_o：外気フィルターの粒子捕集率 [%]	－
C'：各室粉じん濃度C' [mg/h]	結果は表へ

③　室内設置形空気清浄装置を設置する場合の計算

設計基準：　図17-1(a')　に該当

図17-1(a') の場合

$$Q_r' = \frac{m+(C_oQ_o(1-\eta)-CQ_r\eta-CQ_o)\varepsilon}{C\eta'}$$

図17-1(b') の場合

$$Q_r' = \frac{m+(C_oQ_o(1-\eta)(1-\eta_o)-CQ_r\eta-CQ_o)\varepsilon}{C\eta'}$$

η'：室内設置形空気清浄装置の粒子捕集率 [%]	90%（仮定）
Q_r'：循環風量 [m³/h]	結果は表へ

設　計　仕　様

記号	系　統	形　式	風　量 [m³/h]	粒子捕集率 [%]	初期抵抗 [Pa]	相	[V]	[kW]	数量
AFR	ACU-2	自動巻取形	9,020	25	120	―	―	―	1

空　気　調　和　設　備

水蓄熱システムの算定

設計基準関連ページ 511～516

（様式　機－032）

水蓄熱システム			記号	AHP-1	系統	1次熱源
日熱負荷 Q_d [kW・h/日]	$Q_d = \Sigma q_i$ [kW・h/日] q_i：時刻iの空調熱負荷 [kW] ただし、空調時間が9時から17時までで、予冷・予熱時間が1時間の場合は次式で求めてもよい。 夏期：$Q_{ds} = 2.87q_{9時} + 2.50q_{12時} + 2.00q_{14時} + 1.50q_{16時}$ 冬期：$Q_{dw} = 9q_{暖房負荷} \times \alpha$ α：日負荷係数	$q_i =$ –	設	計	仕	様
		$q_{9時} =$ 382.945	形	式	連　通　管　式	
		$q_{12時} =$ 428.174	熱源機器種類［空冷/水冷、HP/冷専、冷媒］		空冷HP、R○○○	
		$q_{14時} =$ 424.623				
		$q_{16時} =$ 416.908	日量冷却能力	[kW・h/日]		3,644
		$Q_{ds} =$ 3,644	日量加熱能力	[kW・h/日]		1,580
		$q_{暖房負荷} =$ 302.588	台　数	[台]		2
		$\alpha =$ 0.58	機器冷却能力	[kW/台]		117
		$Q_{dw} =$ 1,580	機器加熱能力	[kW/台]		50
熱源機器容量 H_R [kW]	$H_R = \dfrac{K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 \cdot Q_d}{n_1 + n_2}$ K_6：配管、蓄熱槽等の熱損失係数(=1.1) K_7：K_7:経年係数(=1.05) K_8：能力補償係数(=1.05) n_1：熱源機器蓄熱運転時間数[h](=3～10) n_2：熱源機器追いかけ運転時間数 [h]	$Q_d =$ 3,644	冷房蓄熱量	[kW・h]		2,332
		$n_1 =$ 10	暖房蓄熱量	[kW・h]		2,332
		$n_2 =$ 9	冷水温度	入口 [℃]		13.0
		$K_6 =$ 1.1		出口 [℃]		6.0
		$K_7 =$ 1.05	温水温度	入口 [℃]		39.0
		$K_8 =$ 1.05		出口 [℃]		46.0
		$H_R =$ 233	冷温水量	[L/min・台]		239
水蓄熱槽容量 V [m³]	$V = \dfrac{1{,}000 \cdot (n_1 \cdot H_R - \Sigma q_n)}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta_s}$ q_n：蓄熱運転時間内に発生する時刻nの空調熱負荷 [kW] Δt：蓄熱槽利用温度差(=7℃) η_s：蓄熱槽効率 c_w：水の比熱 [W・h/(kg・K)] (=1.163) ρ_w：水の密度 [kg/m³](=1,000)	$\Sigma q_n =$ 0	圧縮機（製造者値）	[相]		3
		$n_1 =$ 10		[V]		200
		$\Delta t =$ 7		[kW/台]		30×2
		$\eta_s =$ 0.8	備考			
		$c_w =$ 1.163				
		$\rho_w =$ 1,000				
		$V =$ 358				
年間熱負荷夜間移行率 η_y [%]	$\eta_d = \dfrac{V \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta_s \cdot 100}{1{,}000 \cdot Q_d}$ η_d：ピーク日の熱負荷夜間移行率 [%]	$\eta_d =$ 64.0				
		$\eta_y =$ 86.0				

様式　機－011 による。

η_y は、算出した η_d に基づき設計基準515ページ 図22-7 より決定する。

製造者名					
製造者記号					
形式					
機器冷却能力 [kW/台]					
機器加熱能力 [kW/台]					
冷房蓄熱量 [kW・h]					
暖房蓄熱量 [kW・h]					
冷水温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
温水温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
冷温水量 [L/min・台]					
冷却水温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
冷却水量 [L/min・台]					
圧縮機	[相]				
	[V]				
	[kW/台]				
損失水頭	冷水 [kPa]				
	温水 [kPa]				
	冷却水 [kPa]				
法定冷凍能力 [RT]					
運転質量 [kg]					
寸　法 [m]					

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。

備考

空　気　調　和　設　備

現場施工形氷蓄熱システムの算定

設計基準関連ページ 516～522

（様式　機－033）

現　場　施　工　形　氷　蓄　熱　シ　ス　テ　ム			記号	BHP-1	系統	1次熱源
日熱負荷 Q_d [kW・h/日]	$Q_d = \Sigma qi$ [kW・h/日]	q_i = –	設計仕様			
	q_i：時刻iの空調熱負荷 [kW]	$q_{9時}$ = 382.945	形式		スタティック外融式	
	ただし、空調時間が9時から17時までで、予冷・予熱時間が1時間の場合は次式で求めてもよい。	$q_{12時}$ = 428.174	熱源機器種類 [空冷/水冷、HP/冷専、冷媒]		空冷HP、R○○○	
		$q_{14時}$ = 424.623				
		$q_{16時}$ = 416.908	日量冷却能力		[kW・h/日]	3,644
	夏期：$Q_{ds} = 2.87q_{9時}+2.50q_{12時}+2.00q_{14時}+1.5q_{16時}$	Q_{ds} = 3,644	日量加熱能力		[kW・h/日]	1,580
		$q_{暖房負荷}$ = 302.588	台数		[台]	2
	冬期：冬期：$Q_{dw} = 9q_{暖房負荷} \times \alpha$	α = 0.58	機器冷却能力(蓄熱時)		[kW/台]	94
	α：日負荷係数	Q_{dw} = 1,580	機器冷却能力(追いかけ時)		[kW/台]	140
熱源機器容量 H_R [kW]	$H_R = \dfrac{K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 \cdot Q_d}{n_1 \cdot K_9 + n_2}$	Q_d = 3,644	機器加熱能力		[kW/台]	61
	K_6：配管、蓄熱槽等の熱損失係数(=1.1)	K_6 = 1.10	冷房蓄熱量		[kW・h]	1,911
	K_7：経年係数(=1.05)	K_7 = 1.05	暖房蓄熱量		[kW・h]	268
	K_8：能力補償係数(=1.05)	K_8 = 1.05	圧縮機		[相]	3
	K_9：製氷時の熱源能力係数	K_9 = 0.67	（製造者値）		[V]	200
	スタティック外融式(=0.67)	n_1 = 10			[kW/台]	30×2
	スタティック内融式(=0.72)	n_2 = 9	冷媒ポンプ		[相]	–
	ダイナミック式(=0.77)	H_R = 281	（製造者値）		[V]	–
	n_1：熱源機器蓄熱運転時間数 [h]				[kW/台]	–
	n_2：熱源機器追いかけ運転時間数 [h]		備考			
氷蓄熱槽容量 V_i [m³]	$V_i = \dfrac{1{,}000 \cdot (n_1 \cdot K_9 \cdot H_R - \Sigma q_n)}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta + IPF \cdot c_i \cdot \rho_i}$	Σq_n = 0				
	q_n：蓄熱運転時間内に発生する時刻nの空調熱負荷 [kW]	n_1 = 10				
		Δt = 6				
	Δt：蓄熱槽利用温度差(=0～6) [℃]	IPF = 0.4				
	IPF：氷充填率	c_w = 1.163				
	スタティック外融式(=0.1～0.45)	c_i = 93				
	スタティック内融式(=0.5～0.9)	ρ_w = 1,000				
	ダイナミック式(=0.2～0.4)	ρ_i = 920				
	c_w：水の比熱 [W・h/(kg・K)] (=1.163)	η = 0.8				
	c_i：氷の融解潜熱 [W・h/(kg・K)] (=93)	V_i = 48				
	ρ_w：水の密度 [kg/m³] (=1000)					
	ρ_i：氷の密度 [kg/m³] (=920)					
	η：蓄熱槽効率(=0.7～0.9)					
年間熱負荷夜間移行率 η_y [%]	$\eta_d = \dfrac{V_i \cdot (c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t \cdot \eta + IPF \cdot c_i \cdot \rho_i) \cdot 100}{1{,}000 \cdot Q_d}$	η_d = 52.4				
	η_d：ピーク日の熱負荷夜間移行率 [%]	η_y = 75.0				

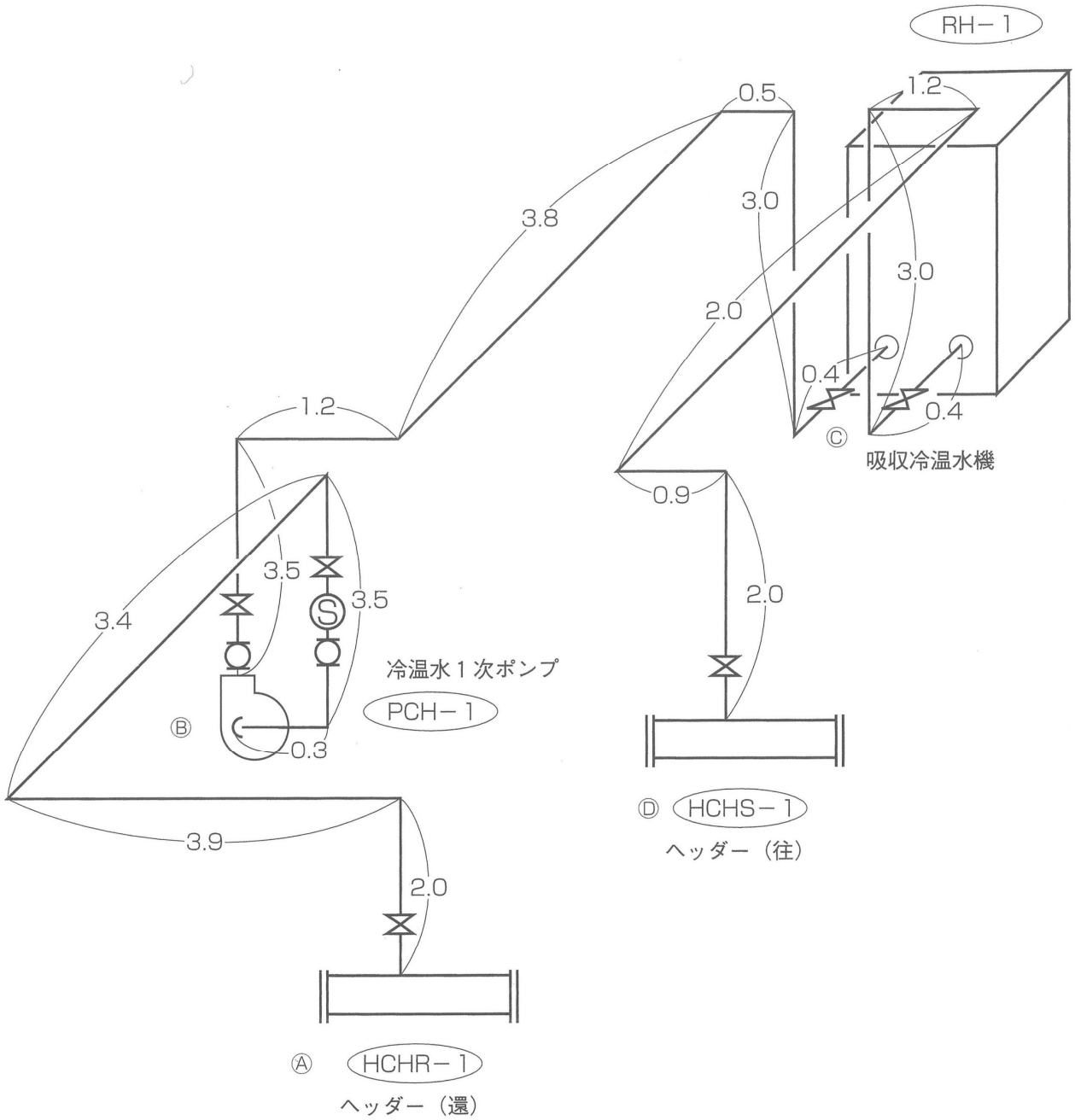
様式　機－011 による。

η_y は、算出した η_d に基づき設計基準 515ページ 図22-7 より決定する。

製造者名					
製造者記号					
形式					
日量冷却能力 [kW・h/日]					
日量加熱能力 [kW・h/日]					
機器冷却能力(蓄熱時) [kW/台]					
機器冷却能力(追いかけ時) [kW/台]					
機器加熱能力(蓄熱時) [kW/台]					
機器加熱能力(追いかけ時) [kW/台]					
冷房蓄熱量 [kW・h]					
暖房蓄熱量 [kW・h]					
冷媒種別					
冷媒流量 [L/min・台]					
冷媒温度	入口 [℃]				
	出口 [℃]				
圧縮機	[相]				
	[V]				
	[kW/台]				
冷媒ポンプ	[相]				
	[V]				
	[kW/台]				
法定冷凍能力 [RT]					
運転質量 [kg]					
寸法 [m]					
備考					

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。

冷　温　水　１　次　ポ　ン　プ　系　統　ア　イ　ソ　メ　図



空　気　調　和　設　備

ポ　ン　プ　の　算　定

設計基準関連ページ 474～478

（様式　機－041）

空　調　用　ポ　ン　プ

記　号	用　途	系　統	口　径 [mm]	水　量 [L/min]	揚　程 [m]	電動機出力 [kW]	始動方式	極　数	台　数	備　考
PCH-1	冷温水	PH-1	100	1,420	19.9	11.0	スターデルタ	4	1	単段
PCH-2	冷温水	2次ポンプ	65	384	21.3	3.7	直入	4	3	多段
PCD-1	冷却水	CT-1	125	2,322	23.4	15.0	スターデルタ	4	1	単段

電動機出力は、**設計基準 476ページ 図 14-3 (a)** により決定した。

PCH-1の電動機出力を設計基準 475ページの計算式により算出する場合の例を示す。

$$P_S = \frac{Q \cdot h}{6{,}120 \times \eta_p} = \frac{1{,}400 \times 19.9}{6{,}120 \times 0.55} = 8.28$$

$$P_m = \frac{P_S}{\eta_t} = \frac{8.28}{1.0} = 8.28 \rightarrow 11.0\ \mathrm{kW}$$

始動方式は11 kW 未満を直入方式とし、11 kW 以上を始動装置（スターデルタ）によるものとした。

空　気　調　和　設　備

配管　（全揚程）　の算定

設計基準関連ページ 566～572

（様式　機－042）

冷温水１次配管の算定											管　種	配管用炭素鋼鋼管（白）	
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 $L+L'+l'$ 又は $L(1+K)+l'$ [m]		単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 $R(L+L')$ 又は機器等の抵抗 [kPa]	備　考
				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	1,420	1.7	125					13.1	73.2		0.4	29.3	
（様式　機－012）				GV	0.99	2	2.0						
				Y形ストレーナー	31.57	1	31.6	60.1					
				90°エルボ	5.1	5	25.5						
				防振継手	0.99	1	1.0						
B ～ C	1,420	1.7	125					12.4	40.9		0.4	16.4	
				GV	0.99	2	2.0						
				90°エルボ	5.1	5	25.5	28.5					
				防振継手	0.99	1	1.0						
C ～ D	1,420	1.7	125					9.5	37.0		0.4	14.8	
				GV	0.99	2	2.0	27.5					
				90°エルボ	5.1	5	25.5						

配管抵抗（小計）	P_1	[kPa]	60.5	
機器内圧力損失　吸収冷温水機	P_2	[kPa]	107.0	
機器内圧力損失　ヘッダー（往・還）	P_3	[kPa]	10.0	（仮定値）
機器内圧力損失	P_4	[kPa]		
機器内圧力損失	P_5	[kPa]		
機器内圧力損失	P_6	[kPa]		
計	$P'= P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	[kPa]	177.5	
余裕係数	K(=1.1～1.2)		1.1	
全揚程	$H= K\cdot P'/9.81$	[m]	19.9	

様式　機－012
による。

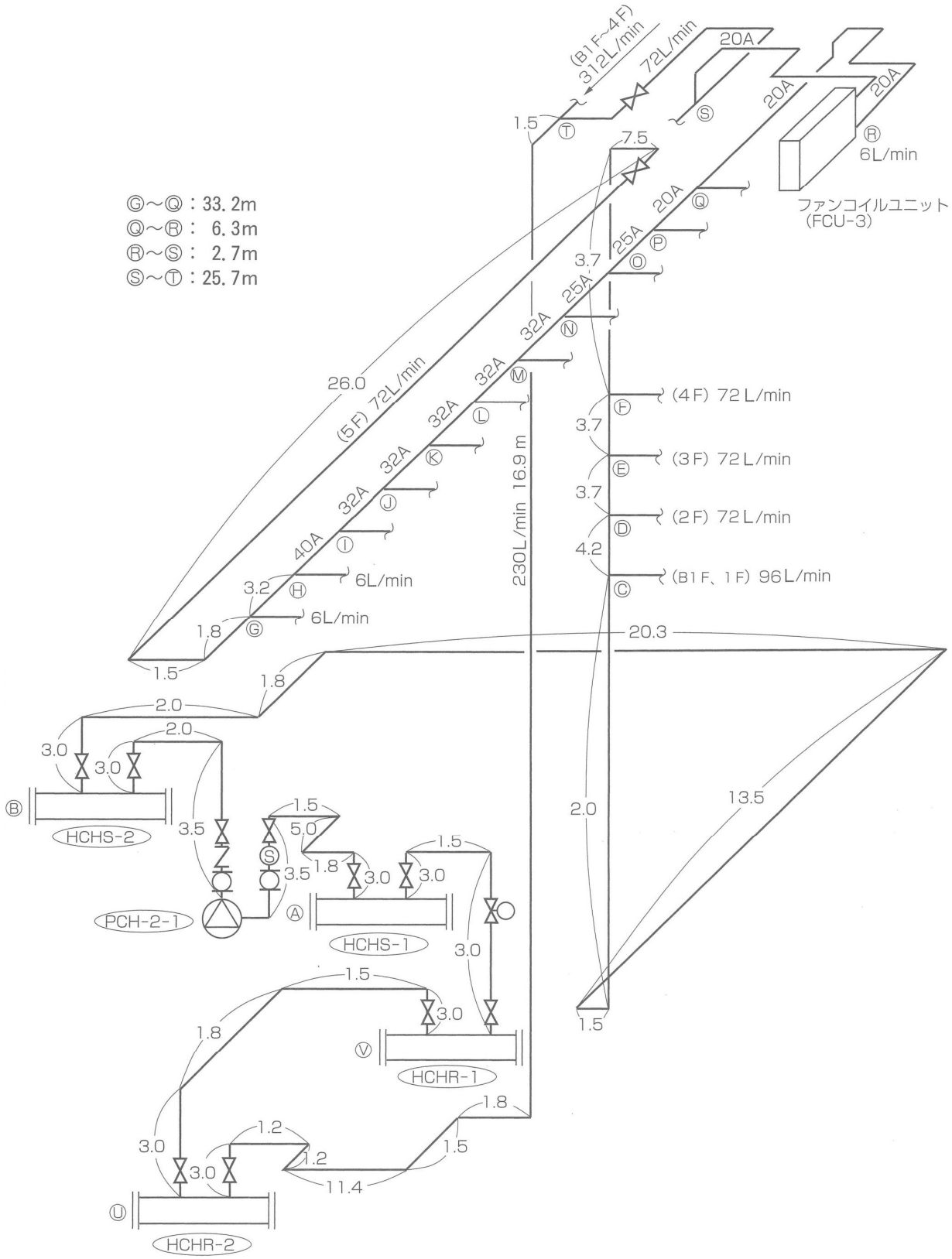
空　気　調　和　設　備

冷温水２次配管の算定

（様式　機－042）

冷　温　水　２　次　ポ　ン　プ　系　統　ア　イ　ソ　メ　図

ポンプより最も遠いファンコイルユニットについて算定する。（次ページ参照）
但し、空気調和機系統についても算出し、確認を行うこと。



空　気　調　和　設　備

配管　（全揚程）　の算定

設計基準関連ページ 566～572

（様式　機－042）

冷温水２次配管の算定											管　種	配管用炭素鋼鋼管（白）	
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 $L+L'+l'$ 又は $L(1+K)+l'$ [m]		単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 $R(L+L')$ 又は機器等の抵抗 [kPa]	備　考
				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	384	1.3	80					23.3	67.9		0.38	25.8	
				GV	0.63	4	2.5						
				90°　エルボ	3	7	21.0						
				防振継手	0.63	2	1.3	44.6					
				Y形ストレーナー	14.11	1	14.1						
				逆止弁スイング形	5.7	1	5.7						
B ～ C	384	1.3	80					44.1	62.7		0.38	23.8	
				GV	0.63	1	0.6						
				90°　エルボ	3	6	18.0	18.6					
C ～ D	288	1.3	65					4.2	5.0		0.52	2.6	
				チー直	0.75	1	0.8						
D ～ R	（省略）											50.0	（仮定）
R ～ S	6	0.3	20					2.7	7.3		0.11	0.8	
				90°　エルボ	0.75	5	3.8						
				合流	0.75	1	0.8	4.6					
S ～ T	72	0.9	40					25.7	32.0		0.41	13.1	
				90°　エルボ	1.5	3	4.5						
				合流	1.5	1	1.5	6.3					
				GV	0.3	1	0.3						
T ～ U	384	1.3	80					38.5	60.1		0.38	22.8	
				90°　エルボ	3	7	21.0						
				GV	0.63	1	0.6	21.6					
U ～ V	384	1.3	80					9.3	19.6		0.38	7.4	
				90°　エルボ	3	3	9.0						
				GV	0.63	2	1.3	10.3					
V ～ A	384	1.3	80					7.5	16.0		0.38	6.1	
				90°　エルボ	3	2	6.0						
				GV	0.63	2	1.3	8.5					
				電動弁	1.2	1	1.2						

区間、流量、実長は冷温水二次ポンプ系統図アイソメ図による。

設計基準　表　11-1 (a)(p.453)による。

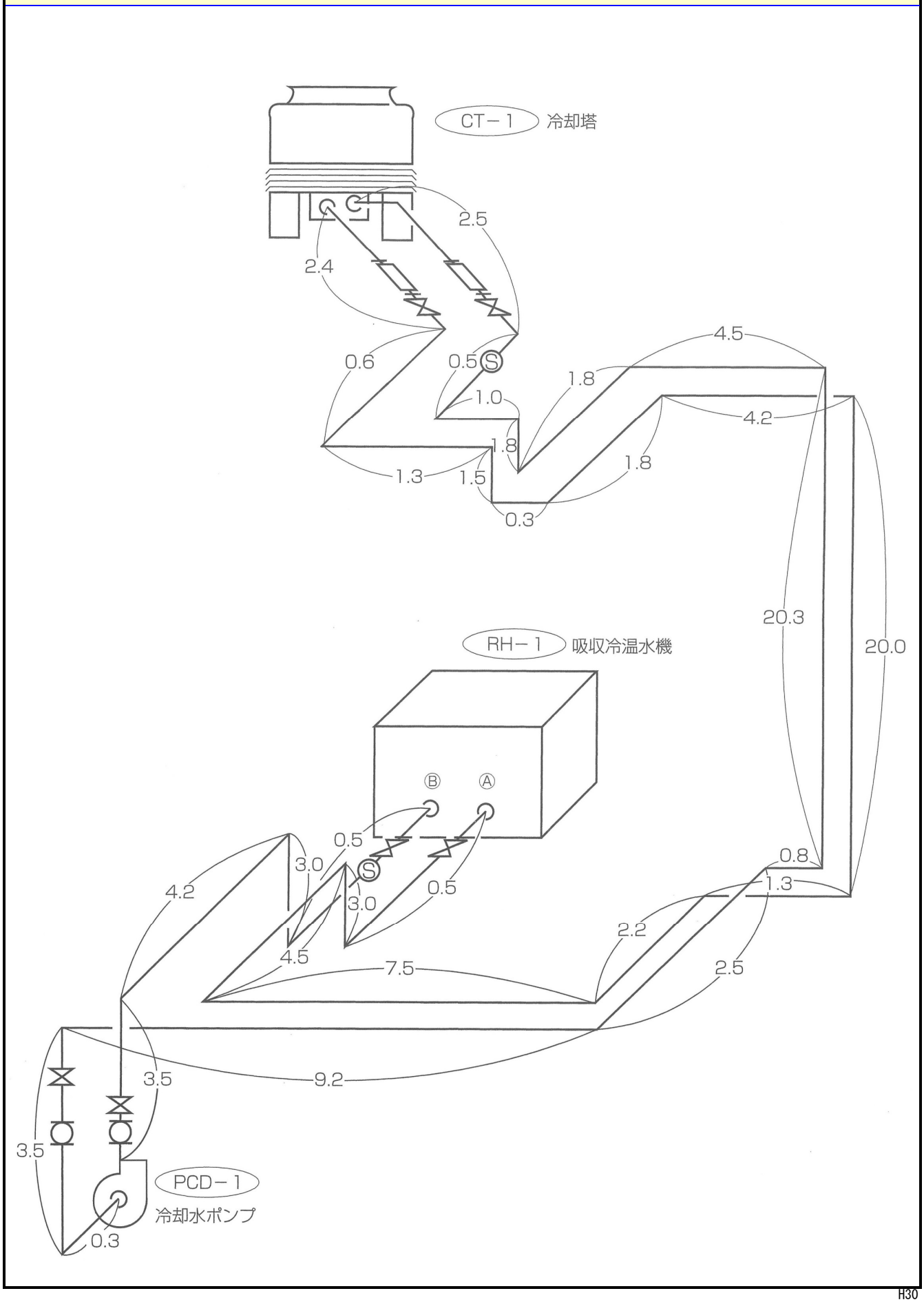
配管抵抗（小計）	P_1	[kPa]	152.4	
機器内圧力損失　吸収冷温水機	P_2	[kPa]	18.0	
機器内圧力損失　ヘッダー（1次、2次、往・還）	P_3	[kPa]	20.0	（仮定値）
機器内圧力損失	P_4	[kPa]		
機器内圧力損失	P_5	[kPa]		
機器内圧力損失	P_6	[kPa]		
計	$P' = P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	[kPa]	190.4	
余　裕　係　数	K (=1.1～1.2)		1.1	
全　揚　程	$H = K \cdot P'/9.81$	[m]	21.3	

空　気　調　和　設　備

冷却水配管の算定

（様式　機－042）

冷　却　水　ポ　ン　プ　系　統　ア　イ　ソ　メ　図



空　気　調　和　設　備

配管　（全揚程）　の算定

設計基準関連ページ 566･573～574

（様式　機－042）

冷却水配管の算定										管　種	配管用炭素鋼鋼管（白）	
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 $L+L'+l'$ 又は $L(1+K)+l'$ [m]	単位抵抗 R [kPa/m]	区間抵抗 $R(L+L')$ 又は機器等の抵抗 [kPa]	備　考
				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	2,322	2.0	200					111.0	423.2	0.12	50.8	
（様式　機－014）				GV	1.4	6	8.4					
				Y型ストレーナー	54.83	2	109.7	312.2				
				防振継手	1.4	2	2.8					
				フレキシブルジョイント	1.4	2	2.8					
				90°　エルボ	6.5	29	188.5					

配　管　抵　抗　（小　計）	P_1	[kPa]	50.8	
機器内圧力損失　吸収冷温水機	P_2	[kPa]	111.0	
冷却塔	P_3	[kPa]	47.0	（仮定値）
	P_4	[kPa]		
	P_5	[kPa]		
	P_6	[kPa]		
計	$P' = P_1+P_2+P_3+P_4+P_5+P_6$	[kPa]	208.8	
余　裕　係　数	K (=1.1～1.2)		1.1	
全　揚　程	$H = K \cdot P'/9.81$	[m]	23.4	

様式　機－012 より。

様式　機－014 より。

空　気　調　和　設　備

開放式膨張タンクの算定

設計基準関連ページ 400～403、569～571

（様式　機－043）

配　管　内　水　量　V_1

直　径	管　長 [m] 計　算			計	単位内容積 [L/m]	水　量 [L]
鋼管（白）						
125	A=35			35.0	13.44	470
100	D=25			25.0	8.71	218
80	B=23.3	C=23.3	D=38.3	84.9	5.12	435
65	B=44.5+38.5 9.3	C=124	D=60	283.8	3.62	1,027
〃	+4.2+3.7					
50	B=3.7	C=4	D=50	57.7	2.20	127
40	B=40.5	C=80		120.5	1.36	164
32	B=25.7+3.2+33.2	C=35		97.1	1.00	97
20	B=6.3+2.7	C=10		19.0	0.37	7
（凡例）						
A＝PCH-1　系統（様式 機-042）						
B＝PCH-2-1 系統（様式 機-042）						
C＝PCH-2-2 系統（仮定）						
D＝PCH-2-3 系統（仮定）						
合　計						2,545

立主管及び横主管のみの算定としてもよい。

機　器　内　水　量　V_2

機　器　名	計　算	台　数	水　量 [L]
吸収冷温水機	製造者仕様値による。	1	650
冷温水ヘッダー	（250φ）50.75L/m×2.5m	4	508
ファンコイルユニット		120	-
空調機		6	-
合　計			1,158

ファンコイルユニット及び空調機は算定しなくてもよい。

開　放　式　膨　張　タ　ン　ク　の　算　定

配管内水量	V_1	[L]	2,545	比　体　積 [L/kg]		水　温 [℃]
機器内水量	V_2	[L]	1,158			
装置内全水量	$V=V_1+V_2$	[L]	3,703	最低使用温度時 v_1	1.0000	5（初期時）
膨　張　量	$\Delta V=(v_2-v_1)V$	[L]	53.0	最高使用温度時 v_2	1.0143	55（暖房時）
膨張タンクの容量	$V_T=K\cdot\Delta V=$ 1.5 × 53.0 ＝ 79.5 K：余裕係数（1.5～2.5）			記　号		TE-100

備　考	各種管径における単位内容積													
管　径	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
単位内容積 [L/m]	0.20	0.37	0.60	1.00	1.36	2.20	3.62	5.12	8.71	13.44	18.92	32.91	50.75	72.92

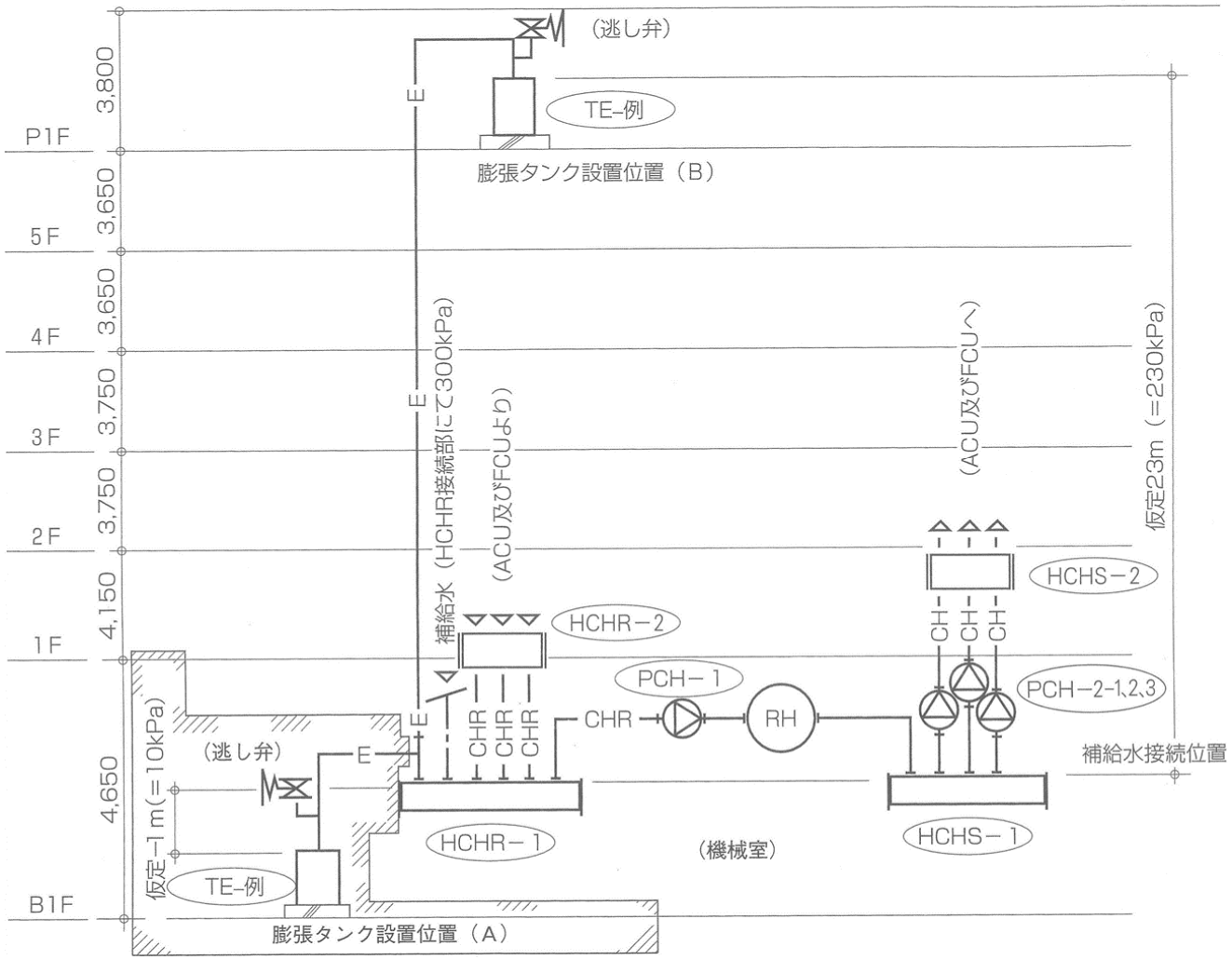
水の比体積												
水　温 [℃]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
比体積 [L/kg]	1.0001	1.0000	1.0003	1.0009	1.0017	1.0029	1.0043	1.0058	1.0077	1.0098	1.0120	
水　温 [℃]	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100		
比体積 [L/kg]	1.0143	1.0169	1.0196	1.0226	1.0257	1.0289	1.0322	1.0357	1.0393	1.0431		

空　気　調　和　設　備

密閉形隔膜式膨張タンクの算定

（様式　機－044）

冷温水配管系統図（密閉形隔膜式膨張タンクの算定）



	設置位置（A）	設置位置（B）
a ：膨張タンクに加えられる補給水圧力（＝（接続位置補給水圧力）－（補給水接続位置から膨張タンク設置位置までの損失圧力））　[kPa]	300-(-10)　＝ 300	300-(230)　＝ 70
b ：循環ポンプにより膨張タンクに加えられる圧力（膨張タンクを循環ポンプ吸い込み側に設ける場合は、0とする。）　[kPa]	＝ 0 １次、２次ポンプ回路方式の場合は、各ポンプとも、ヘッダーを起点又は終点として全揚程を計算しているため、0となる。	＝ 0
c ：大気圧力（＝101.325）　[kPa]	＝ 101.3	＝ 101.3
d ：逃し弁セット圧力　[kPa]	（仮定）　＝ 500	（仮定）　＝ 500
e ：逃し弁に対する余裕（＝ｄ×0.1）　[kPa]	＝ 50	＝ 50
f ：逃し弁に加えられる補給水圧力（＝（接続位置補給水圧力）－（補給水接続位置から逃し弁接続位置までの損失圧力））　[kPa]	300-0　＝ 300	300-(230)　＝ 70
g ：循環ポンプにより逃し弁に加えられる圧力（＝（循環ポンプの吐出揚程）－（循環ポンプから逃し弁接続位置までの損失圧力））　[kPa]	＝ 0 各ポンプとも、ヘッダーを起点又は終点として全揚程を計算しているため、0となる。	＝ 0

空　気　調　和　設　備

密閉形隔膜式膨張タンクの算定

設計基準関連ページ 400～403、569～571

（様式　機－044）

配　管　内　水　量　V_1

管　径	管　長　[m] 計　算			計	単位内容積 [L/m]	水　量 [L]
鋼管（白）						
125	A=35			35.0	13.44	470
100	D=25			25.0	8.71	218
80	B=23.3	C=23.3	D=38.3	84.9	5.12	435
65	B=44.5+38.5+9.3	C=124	D=60	283.8	3.62	1,027
〃	+4.2+3.7					
50	B=3.7	C=4	D=50	57.7	2.20	127
40	B=40.5	C=80		120.5	1.36	164
32	B=25.7+3.2+33.2	C=35		97.1	1.00	97
20	B=6.3+2.7	C=10		19.0	0.37	7
（凡例）						
A＝PCH-1　系統（様式 機-042）						
B＝PCH-2-1 系統（様式 機-042）						
C＝PCH-2-2 系統（仮定）						
D＝PCH-2-3 系統（仮定）						
合　計						2,545

機　器　内　水　量　V_2

機　器　名	計　算	台　数	水　量 [L]
吸収冷温水機	製造者仕様値による。	1	650
冷温水ヘッダー	（250φ）50.75L/m×2.5m	4	508
ファンコイルユニット		120	－
空調機		6	－
合　計			1,158

密　閉　形　隔　膜　式　膨　張　タ　ク　の　算　定

配管内水量 V_1	[ ]	2,545	比体積 [L/kg]			水温 [℃]
機器内水量 V_2	[ ]	1,158				
装置内全水量 $V=V_1+V_2$	[ ]	3,703	最低使用温度時	v_1	1.0000	5（初期時）
膨張量 $\Delta V=(v_2-v_1)V$	[ ]	53.0	最高使用温度時	v_2	1.0143	55（暖房時）

膨張タ　クの最低使用圧力 P_1 (=a+b+c)　[kPa(絶対圧力)]

膨張タ　ク空気室初期充てん圧力

$P_{1(A)}$	a+b+c	411
$P_{1(B)}$	a+b+c	171

a：膨張タ　クに加えられる補給水圧力　接続位置補給水圧力　補給水接続位置から膨張タ　ク設置位置までの損失圧力　[kPa]

b：循環　プにより膨張タ　クに加えられる圧力　[kPa]

c：大気圧力　101.13　[kPa]

膨張タ　ク内の圧力が $_1$の状態から水の膨張による圧力上昇として許容できる幅 ΔP (=d-(e+f+g))　[kPa]

$\Delta P_{(A)}$	d-(e+f+g)	150
$\Delta P_{(B)}$	d-(e+f+g)	380

d：逃し弁セット圧力　[kPa]

e：逃し弁に対する余裕　×0.1　[kPa]

f：逃し弁に加えられる補給水圧力　接続位置補給水圧力 －補給水接続位置からの逃し弁接続位置までの損失圧力　[kPa]

g：循環　プにより逃し弁に加えられる圧力(=(循環　プの吐出揚程)－(循環　プから逃し弁接続位置までの損失圧力)　[kPa]

膨張タ　クの最高使用圧力 P_2 (=$P_1+\Delta P$)　[kPa(絶対圧力)]

$P_{2(A)}$	$P_{1(A)}+\Delta P_{(A)}$	561
$P_{2(B)}$	$P_{1(B)}+\Delta P_{(B)}$	551

密閉形融膜式膨張タ　クの最小有効容積 V_T [L]

$$V_T \quad \frac{\Delta V}{1-\frac{P_1}{P_2}}$$

$$V_{T(A)} = \frac{53}{1-\frac{411}{561}} = 198$$

$$V_{T(B)} = \frac{53}{1-\frac{171}{551}} = 77$$

空　気　調　和　設　備

送　風　機　の　算　定

設計基準関連ページ 470～474

（様式　機－051）

送　風　機

記号	系統	形式番号	風量 Q [m³/h]	風量 Q [m³/min]	吐出速度 [m/s]	圧力 [Pa] 全圧 P_t	圧力 [Pa] 動圧	圧力 [Pa] 静圧	電動機出力 [kW]	全圧効率 η_f	電動機補正係数 K	電動機 [kW] 計算出力 M	電動機 [kW] 定格出力
FE-1	便所	No. 2 1/2	3,700	61.7		220	55	165	0.75	0.47	1.1	0.53	0.75
FE-2	厨房（排）	No. 3	5,990			300	70	230	1.5				

便所系統及び厨房系統排気送風機について算定例を示す。

様式　機－061 より。

電動機出力は、**設計基準 473ページ 図 13-4 (a)** により決定した。

FE-1の電動機出力を設計基準 471ページの計算式により算出する場合の例を示す。

$$M = K \frac{Q \cdot P_t}{60{,}000 \cdot \eta_f}$$

$$= 1.1 \times \frac{61.7 \times 220}{60{,}000 \times 0.47}$$

$$= 0.53 \rightarrow 0.75\ \text{kW}$$

多翼送風機の電動機出力　M [kW]

$$M = K \frac{Q\ P_t}{60{,}000\ \eta_f}$$

ここに、　K　補正係数　1.1　1.2

Q　風　量 [m³/min]

P_t　送風機全圧 [Pa]

η_f　全圧効率

空　気　調　和　設　備

吹　出　口　の　算　定

設計基準関連ページ 480～493

（様式　機－052）

吹　出　口													
系統名	階	室　名	全風量 [m³/h]	種　類	個数	風量 [m³/(h 個)] 計算値	風量 [m³/(h 個)] 決定値	吹出速度 [m/s]	騒音値 [dB(A)]	対向壁 窓等までの距離 [m]	拡散半径 [m]	到達距離 [m]	吹出角度

空　気　調　和　設　備

吸 込 口 ・ 排 気 口 の 算 定

設計基準関連ページ 480～482、536

（様式　機－053）

吸 込 口　　排 気 口　　ガ

系統名	階	室　名	全風量 [m³/h]	種　類	個数	風　量 [m³/(h 個)]	通過風速 [m/s]	必要開口 [m²]	開口率 [　]	必要面積 [m²]
ACU-2	2	空調機械室	6,260	GVS-400×1,100	2	3,130	3	0.29	0.70	0.42
		所長室	680	GV-300×700	1	680	2	0.09	0.70	0.13
		事務室Ａ	3,320	ドアガラリ	－	3,320	2	0.46	0.35	1.32
		交換室	240	〃	－	240	2	0.03	0.35	0.09
		交換機械室	550	〃	－	550	2	0.08	0.35	0.23
		休養室	210	〃	－	210	2	0.03	0.35	0.09
		前室	30	〃	－	1,030	2	0.14	0.35	0.40

ACU-2系統南側について算定例を示す。

開口率は、仮定値として記載した。

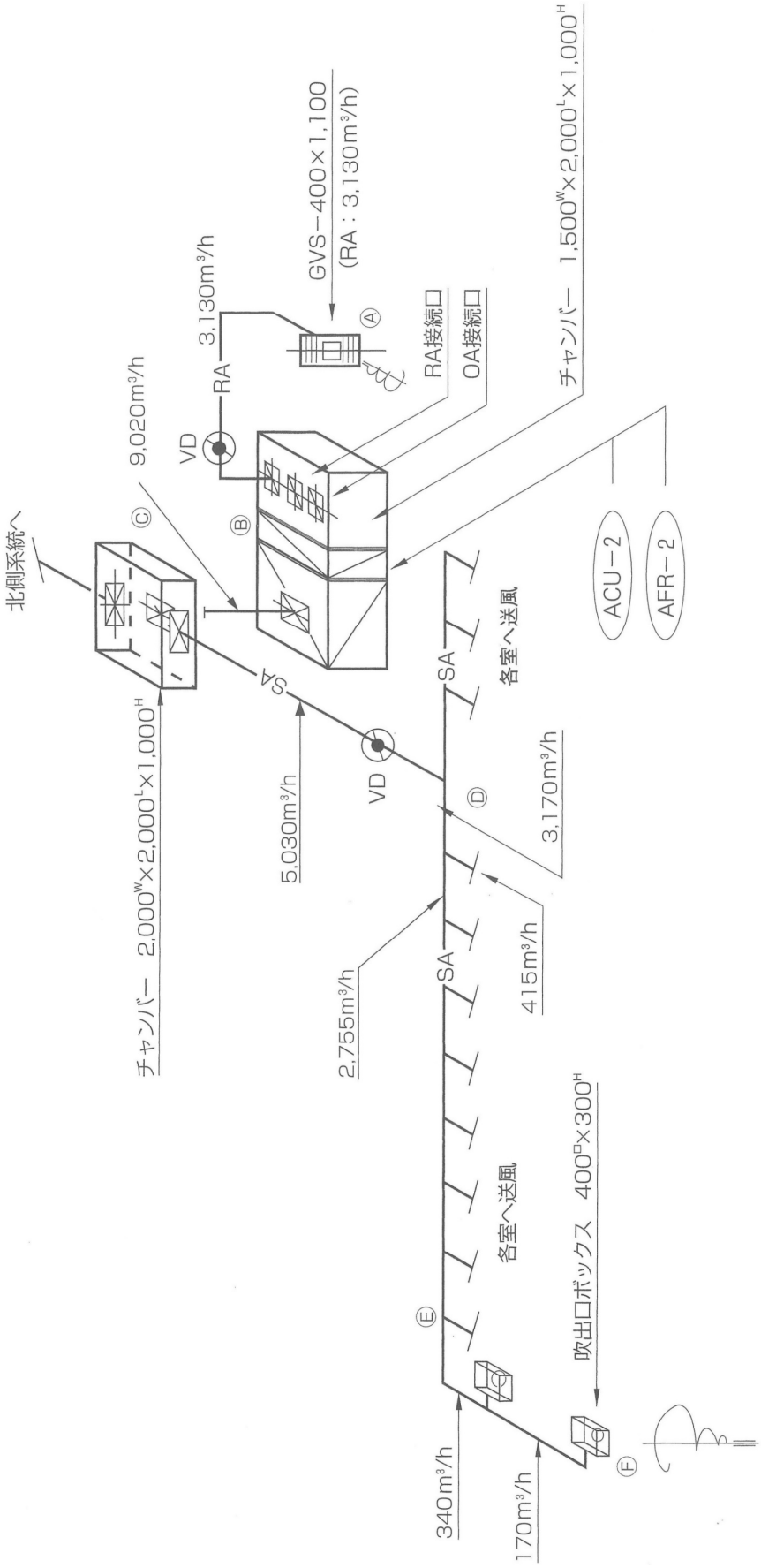
前室の風量（1,030m³/h）は、交換室、交換機械室、休養室及び前室の風量が全て通過するものとして算定した。
（風量は、**様式　機－022－1**　各室風量より）

空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

（様式　機－054）

ダクト系統図	系　統	ACU-2	吹出方式	天井吹出



空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

設計基準関連ページ 484、590～607

（様式　機－054）

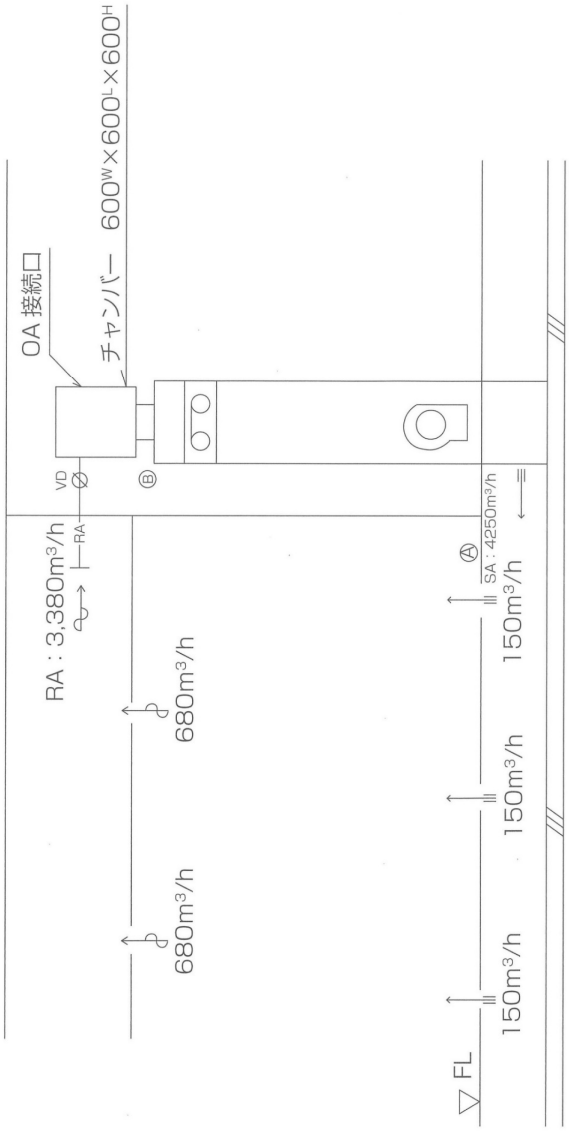
ダ　ク　ト　抵　抗　計　算							計算方法	定圧法	系　統	ACU-2	吹出方式	天井吹出
区　間	種　類	風　量 [m³/h]	風　速 [m/s]	ダクト寸法 [mm] 円　形	矩　形	動　圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管　長 [m]	抵　抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	備　考
A ～ B	吸込口	3,130	2.9		400× 1,100	5.0	2.10			10.6	60.2	様式　機－053　より
	急縮小	3,130	2.9		400× 400	5.0	0.26			1.3		
	ダクト	3,130	6.0		400× 400	21.6		0.8	3.0	2.4		
	ベンド	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.21			4.5		90°　R=400
	ベンド	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.21			4.5		90°　R=400
	ベンド	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.21			4.5		90°　R=400
	ＶＤ	3,130	6.0		400× 400	21.6	0.52			11.2		対向翼　θ=0°
	急拡大	3,130	6.0		1,500× 2,000	21.6	0.98			21.2		
B ～ C	ダクト	9,020	8.3		600× 550	41.3		1.0	1.0	1.0	41.5	
	急拡大	9,020	8.3		2,000× 2,000	41.3	0.98			40.5		
C ～ D	急縮小	5,030	0.8		650× 350	0.4	0.43			0.2	30.8	縮小前(2,000^{L}×1,000^{H})
	ダクト	5,030	7.0		650× 350	29.4		0.9	2.0	1.8		
	ＶＤ	5,030	7.0			29.4	0.52			15.3		対向翼　θ=0°
	分岐（分）	3,170	7.0			29.4	0.46			13.5		
D ～ E	ダクト	3,170	6.7		550× 350	26.9		0.6	1.0	0.6	5.1	
	分岐（直）	2,755	6.7			26.9	0.15			4.0		
	ダクト	2,755	6.5		550× 350	25.4		0.5	1.0	0.5		
	（省略）									20.0	20.0	（仮定）
E ～ F	ダクト	340	3.8		250× 150	8.7		1.0	4.0	4.0	49.4	
	ベンド	340	3.8		250× 150	8.7	0.25			2.2		90°　R=250
	分岐（直）	170	3.8			8.7	0.06			0.5		
	ダクト	170	3.2		150× 150	6.1		0.9	3.0	2.7		
	ベンド	170	3.2		150× 150	6.1	0.25			1.5		90°　R=150
	急拡大	170	3.2		400× 300	6.1	0.64			3.9		
	急縮小	170	0.6	150φ		0.2	0.42			0.1		
	吹出口	170		E_2-12.5						34.5		表　16-1(b)　より
計				$\Sigma\Delta P_t$		[Pa]				207.0		
機器類圧力損失				ΣP_l		[Pa]				240.0		エアフィルタ 初期圧力損失　120×2=240
送風機全圧				$P_t=\Sigma\Delta P_t+\Sigma P_l$		[Pa]				447.0		

空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

（様式　機－054）

ダクト系統図	系　統	事務室A	吹出方式	床吹出



空　気　調　和　設　備

ダ　ク　ト　の　算　定

設計基準関連ページ 493、590～607

（様式　機－054）

ダ　ク　ト　抵　抗　計　算							計算方法	定圧法	系　統	事務室A	吹出方式	床吹出
区　間	種　類	風　量 [m³/h]	風　速 [m/s]	ダクト寸法 [mm] 円　形	矩　形	動　圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管　長 [m]	抵　抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	備　考
												設計基準　表16-8（p.493）
A ～ B	吹出口	150								32.0	70.3	ＦＡ形
	吸込口	680	3.0			5.4	2.10			11.3		
	ダクト	3,380	6.3		400× 400	23.8		0.99	5.0	5.0		
	ＶＤ	3,380	6.3		400× 400	23.8	0.52			12.4		対向翼　θ=0°
	急拡大	4,250	6.3		600× 600	23.8	0.32			7.6		
	急縮小	4,250	2.8		400× 400	4.7	0.26			1.2		
	ダクト	4,250	7.9		400× 400	37.4		1.52	0.5	0.8		

計	$\Sigma \Delta P_t$	[Pa]	70.3
機器類圧力損失	ΣP_l	[Pa]	－
送風機全圧	$P_t = \Sigma \Delta P_t + \Sigma P_l$	[Pa]	70.3

防 音 及 び 防 振

室 内 防 音 計 算

設計基準関連ページ 906～919

（様式 機－055）

室 内 防 音 計 算

階	2	系 統	ACU-2	室 名	所長室	56.3	許容騒音値	平均	40

機器		吹出口等		備考
機器名	ユニット型空気調和機	形式	E_2-12.5	ACU-2ダクト系統図より
形式	多翼送風機	風量 [m³]	170	
風量 [m³]	9,020	気流速度 [ ]	3.9	
静圧 [ ]	320	実効吹出口数(個数2以上は2)	2(4)	

種別	計算									備考
分岐による減音量 R [dB] (各周波数共通)	Q_M 分岐前風量 [m³]				Q_B 分岐後風量 [m³]					
		Q_{M1}	Q_{B1}	Q_{M2}	Q_{B2}	Q_{M3}	Q_{B3}	Q_{M4}	Q_{B4}	
	風量 Q_M Q_B	9,020	5,290	5,290	4,320	4,320	960	960	240	
	$R=10\log_{10}(Q_M/Q_B)$	2.3		0.9		6.5		6.0		
	合 計	15.75								

消音チャンバの減音量 R_C [dB]										
消音チャンバの諸元	W_W、L_W、H_W チャンバ内側寸法 [m] S_w チャンバ内側の表面積 [ ]									
	W_e、L_e チャンバ出口寸法 [m] S_e 出口断面積 [ ]									
		W_W	L_W	H_W	S_w	W_e	L_e	S_e	吸音材	
	消音チャンバー	1.5	2	1	13	0.7	0.6	0.42	GW50t	
	消音チャンバー	2	2	1	16	0.8	0.35	0.28	GW50t	
	消音ボックス	0.4	0.4	0.3	0.8	0.15	0.15	0.0225	GW25t	

内張り吸音材の吸音率 d	中心周波数 [Hz]							
材質	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	
GW25t	0.02	0.03	0.22	0.69	0.91	0.96	0.99	設計基準
GW50t	0.18	0.22	0.82	1.00	1.00	1.00	1.00	表 1-6
								(p.911)より

各消音チャンバの各減音量 R_c $10\log_{10}(\frac{A}{S_e})$ A $S_w d$								
消音チャンバー	7.46	8.33	14.05	14.91	14.91	14.91	14.91	
消音チャンバー	10.12	10.99	16.71	17.57	17.57	17.57	17.57	
消音ボックス	-1.48	0.28	8.93	13.90	15.10	15.33	15.47	
合 計	16.10	19.61	39.69	46.37	47.58	47.81	47.94	

実効吹出数による効果 NR [dB]	NR $10\log_{10}N_e$	$10\log_{10}$	2	3	N_e 2

指向性による効果 K_r [dB]	D：方向係数 r：吹出口から計算点までの距離 [m] R 室定数 [ ] A 室内面の表面積 [ ] α 室内平均吸音率	D 2
	K_r $10\log_{10}(\frac{D}{4\pi r^2}+\frac{4}{R})$	$10\log10(\frac{2}{55.4}+\frac{4}{60.5})=-9.9$	r 2.1
	ここに、R $\frac{A\alpha}{1-\alpha}$	$\frac{181.4\times0.25}{1-0.25}=60.5$	A 181.4
			α 0.25

	中心周波数 [ ]	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	備考
1	相対バドパワーレベル K_B								
	発生騒音パワーレベル PWL_B $K_B+10\log_{10}(Q/3{,}600)+20\log_{10}P+C$	95	91	87	84	82	80	76	
2 減音要素	消音チャンバ R_C	16.1	19.61	39.69	46.37	47.58	47.81	47.94	
	直角エルボ	0	0	0	0	1	2	3	
	分岐による減音 R	15.75	15.75	15.75	15.75	15.75	15.75	15.75	
	その他								
3	ダクト内騒音 $_d$	63.15	55.64	31.56	21.88	17.67	14.44	9.31	
4	許容騒音値	63	56	49	44	41	39	38	平均
5	実効吹出数による効果 NR	3	3	3	3	3	3	3	
	指向性による効果 K_r	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	-9.9	
	吹出口発生騒音による許容値の修正	3	3	3	3	3	3	3	
6	修正許容騒音 PWL_{dd}	66.9	59.9	52.9	47.9	44.9	42.9	41.9	
7	必要減音量 WL_d-PWL_{dd} 0以下なら減音措置は不要	-	-	-	-	-	-	-	0以下は と表記

発生騒音パワーレベルは、製造者値を記載した。
吹出口消音ボックスは、チャンバーとみなして算定した。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 532～539

（様式　機－061）

一　般　換　気

送風機 記号	送風機 系統	階	室名	換気種別	面積 [ ]	容積 [m³]	換気回数 [回/h]	換気率 [m³/(h)]	換気風量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]	備考
FE-1	便所	B1	女子便所	3	9.0	21.6	10		220		
			男子便所	3	14.2	34.1	10		340		
		1	女子便所	3	7.4	17.8	10		180		
			男子便所	3	12.9	31.0	10		310		
		2～5	女子便所	3	12.8	30.7	10		310×4F		
			男子便所	3	14.2	34.1	10		350×4F		
			計							3,700	
FE-2	厨房(排)	B1	厨房	1	55.4	149.6	40		5,990		（様式　機－062により比較）
	（ガス）		計							5,990	
FS-2	厨房(給)	B1	厨房	1					5,090		5,990×0.85
	（ガス）		計							5,090	
FE-3	厨房(排)	B1	厨房	1	55.4	149.6	20		3,000		（様式　機－062により比較）
	（電気）		計							3,000	
FS-3	厨房(給)	B1	厨房	1					2,550		3,000×0.85
	（電気）		計							2,550	

設計基準　表3-1 (p.533)
5～15 回/h より選定した。

設計基準　表4-1 (p.536) 40～60 回/h より選定した。

設計基準　表4-1 (p.536) 20～ 回/h より選定した。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 536～539

（様式　機－062）

火を使用する室の換気

系統名	設置場所	換気種別	器具名	燃料種別	理論廃ガス量 κ [m³/(kW h)]	燃料消費量 Q [kW]	排気装置別定数	有効換気量 [m³/h]	換気回数による換気量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]
FE-2	厨房	1	食器洗浄	ガス	0.93	30.0	30.0	840		
			回転釜	ガス	0.93	25.0	30.0	700		
			フライヤー	ガス	0.93	14.0	30.0	400		
			魚焼器	ガス	0.93	13.0	30.0	370		
			レンジ	ガス	0.93	77.0	30.0	2,150		
			ガステーブル	ガス	0.93	20.0	30.0	560		
			（計）					5,020	＜ 5,990	5,990
									（様式　機-061により）	

ここではフード面速による風量計算は省略した。

〔排気装置別定数〕

1. 外壁の開口部に直接換気扇を設ける場合　40
2. 煙突に換気扇等を設ける場合　2
3. 排気フ　ドを有する排気筒に換気扇を設ける場合

㋑ 建告 1403号第3第4号 イ のフ　ド 排気フ　ドⅠ型　30

建告 1403 号第3第4号　　のフ　ド 排気フ　ドⅡ型　20

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 536～539

（様式　機－063）

火を使用する室の換気

系統名	設置場所	換気種別	器具名	燃料種別	電気式厨房器具の換気係数 e [m³/(kW h)]	電気式厨房器具の電気容量 P [kW]	有効換気量 [m³/h]	換気回数による換気量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]
FE-3	厨房	1	レンジ	電気	30	26.6	800		
			テーブルコンロ	電気	30	3.3	100		
			フライヤー	電気	30	12.0	360		
			炊飯器	電気	30	21.0	630		
			（計）				1,890	＜ 3,000	
								（様式　機－061により）	

系統名	設置場所	換気種別	器具名	燃料種別	フード部の面風速 V [m/s]	フードの面積 A [　]	有効換気量 [m³/h]	換気回数による換気量 [m³/h]	系統別風量 [m³/h]
FE-3	厨房	1	レンジ	電気	0.3	1.8	1,950		
			テーブルコンロ	電気	0.3	0.5	540		
			フライヤー	電気	0.3	0.9	980		
			炊飯器	電気	0.3	0.9	980		
			（計）				4,450	＞ 3,000	4,450
								（様式　機－061により）	

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 540～545

（様式　機－064）

熱　源　機　械　室　　電　気　室　等　の　換　気（1）

様式　機-012 より。

系統名	室名	換気種別	計算式	計算	備考
熱源機械室	ボイラー室等（吸収冷温水機設置室）	1	イ　給気量 Q_1 Q_1　$\frac{1,000\ H_1\ H_2}{0.33\ t_1-t_2}$　$V\ q$　[^{3}/h] H_1　機器本体からの放熱量　[kW] H_2　煙道からの放熱量　[kW] H_2　$A\ K\ t_3-t_1$ /1,000 A　煙道表面積　[m^2] K　煙道 断熱材及び外装材を含む の熱通過率　[W/(　K) t_1　イ　室等許容最高温度　40℃ t　設計外気温度　℃ t　煙道内温度 機器排ガス温度　℃ V　イ　等の消費熱量　[kW] q　1 W当たりの必要空気量　1.204m^3/kW h ρ：燃料密度（　の場合は不要） 排気量 Q_2　[m^3/h] Q_2　Q_1　$V\ q$	H_1　453 × 0.005 2.3 $_2$　7×0.52×(300−40)/1,000 0.95 V　$\frac{C\ H}{3,600}$　（液体燃料の場合 $\frac{C\ \rho_o\ H_e}{3,600}$） $\frac{38.3\times40,640}{3,600}$ 432 kW Q_1　$\frac{1,000\times(2.3+0.95)}{0.33\times(40-34.8)}$ ＋432×1.204 1,894 ＋ 520 2,414m^3/h Q_2≒ 1,890m^3/h	都市ガス（13A） バ　ナ　燃焼量 C　38.3 m^3/h ρ_0（　の場合は不要） H（　燃料） 40,640kJ/m^3 H_e(液体燃料) A　7 K　0.52 （仮定） t_1　40 t_2　34.8 t_3　300 V　432 q　1.204
（仮定）	コージェネレーションシステムの機器設置室	1	イ　給気量 Q_1　[m^3/h] Q_1　V_1+V_2 V_1　室温上昇を抑えるために必要な空気量　[m^3/h] V_1　$\frac{G\ H\ f\ P\ (\frac{1}{\eta}\ \ 1)\ \ 3,600}{1.2\ t_1-t_2}$ G：燃料ガス消費量　[m^3(N)/h] H：燃料ガス低位発熱量　[kJ/m^3(N)] f：機関の放散損失率　0.03 P：発電機の定格出力　[kW] η：発電機効率　0.916　0.918 t_1：コ　ジェネ　シ　設置室許容最高温度　40℃ t_2：夏期設計外気温度　℃ V_2　燃焼に必要な空気量　[m^3/h] V_2　a G ε $\frac{273+t_2}{273}$ a　完全燃焼理論空気量 ε　空気過剰率 排気量 Q_2　[m^3/h] Q_2　V_1	V_1　{57.4×40,640×0.03+ 230×($\frac{1}{0.917}$−1)×3,600} / {1.2×(40−34.8)} ≒ 23,230 V_2　11×57.4×1.6 ×($\frac{273+34.8}{273}$) ≒ 1,140 Q_1　23,230 ＋ 1140 24,370m^3/h Q_2　23,230m^3/h	G　57.4 H　40,640 (13A) f　0.03 P　230 η　0.917 （中間値とした） t_1　40 t_2　34.8 a　11 ε　1.6

設計基準 901ページ 表 1-3、200kW クラス(50 Hz、230kW)の場合の算定例を示す。発電機効率は、発電機の出力を軸動力で割った値を示す。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 540～545

（様式　機－065）

熱源機械室　電気室等の換気(2)

系統名	室　名	換気種別	計算式		計算	備考
（仮定）	冷凍機室	1	法定冷凍ト 20　100 未満の場合	Q_1　$0.4\times60T$　[m³/h] T　法定冷凍ト	Q_1 ≒	T
			法定冷凍ト 100 以上の場合	Q_1　$2\times60T^{0.65}$　[m³/h]	Q_1　2×60×150^0.65 ≒ 3,120	T　150
			室容積による場　合	Q_2　A_v n　[m³/h] A_v　室容積　[m³] n　換気回数　5回/h	Q_2　409×5 2,050	A_v　409 n　5
			Q　Q1又はQ2	$Q_1>Q_2$の場合　Q_1 $Q_1<Q_2$の場合　Q_2	Q　3,120　[m³/h]	
（仮定）	電気室	1	Q　$\frac{1,000H}{0.33\ t_1-t_2}$　m³/h H　変圧器の発熱量　[kW] t_1　電気室許容最高温度　40℃ t_2　夏期設計外気温度　℃ 冷房設備を併設する場合は 中間期外気温度 夏期設計外気温度×0.8		Q　$\frac{1,000\times5.8}{0.33\times(40.0-34.8)}$ ≒ 3,380	H　5.8 t_1　40.0 t　34.8
（仮定）	エレベーター機械室	3	Q　$\frac{1,000H_E}{0.33\ t_1-t_2}$　m³/h H_E　0.00116 L V F N　式の場合 H_E　エ　ベ　タ　機器の発熱量　kW t_1　エ　ベ　タ　機械室許容最高温度(　40℃ t_2　夏期設計外気温度　℃ 冷房設備を併設する場合は、 中間期外気温度 夏期設計外気温度×0.8 L　台当りの積載量　[kg/台 V　定格速度　m/min F　起動頻度係数 N　台数　[台]		H_E　$0.00116\times900\times60\times\frac{1}{40}\times2$ ≒ 3.13 Q　$\frac{1,000\times3.13}{0.33\times(40-34.8)}$ ≒ 1,830	t_1　40 t_2　34.8 L　900 V　60 F　$\frac{1}{40}$ N　2

変圧器はモールド変圧器とし、三相：200kVA、単相：150kVAの場合の例を示す。

エレベーターは、乗用エレベーターを想定している。

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 533～536

（様式　機－066）

喫 煙 室 の 換 気

ア　喫煙臭を基準とした必要換気量

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	喫煙室		Q　$\frac{W}{S}$　[m³/h] W　n A L N W　喫煙量　[mg/h] S：喫煙臭を軽度に保つため のたばこ燃焼量/換気量　[mg/m³] n：人員密度　[人/　] A　喫煙スペ　スの床面積 L　たばこ　本当たりの燃焼量　[mg/本] N　喫煙者　人換算時の　時間 当たりの喫煙本数　[本/(h　人)]	Q　$\frac{33,600}{35.3}$ ≒ 960 W　0.4×10×700×12 33,600	S　35.3 n　0.4 A　10 L　700 N　12

設計基準（p.535）人員密度0.2～1.0 人/㎡ より、0.4 人/㎡ を選定した。

イ　空気清浄装置の循環風量

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	喫煙室		Q_r'　$\frac{M_1-(C-C_o)\ Q}{C\ \eta'}$ M_1　n A L_2 N Qr' 室内設置形空気清浄装置の 循環風量　[m³/h] M_1　浮遊粉じん発生量　[mg/h] C　設計用室内粉じん濃度　[mg/m³] C_o　設計用外気粉じん濃度　[mg/m³] η'　室内設置形空気清浄装置の 粒子補集率　[%] L_2　たばこ　本当たりの浮遊粉じん 発じん量　[mg/本]	Q_r'　$\frac{936-(0.15-0.05)\times 960}{0.15\times 0.92}$ 6,087 M_1　0.4×10×19.5×12 936	C　0.15 C_o　0.05 Q　960 η'　0.92 n　0.4 A　10 L_2　19.5 N　12

設計基準（p.536）設計用屋外粉じん濃度＝0.05～0.1 mg/m³ より、0.05 mg/m³ を選定した。

冷媒が漏えいした場合の部屋の限界濃度

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	○○室		$L_d \geqq \frac{R}{V}$　[kg/m³] L_d　=0.3(R407C) =0.42(R410A) R　冷媒系統の全冷媒充てん量　[kg] V　冷媒を内蔵した機器を設置した 部屋の最小室内容積　[m³]	$\frac{R}{V}$　$\frac{5.0}{531}$ ≒ 0.01 0.31 ≧ 0.01　(R407C) 0.42 ≧ 0.01　(R410A)	R　5.0 V　531

換　気　設　備

換　気　量　の　算　定

設計基準関連ページ 534～535

（様式　機－067）

CO2 濃 度 を 基 準 と し た 算 定

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	○○室		Q $\frac{M}{K-K_O}A$ n　m³/h M 人当りCO₂発生量 [m³/(h 人)] K 定常状態における室内CO₂許容濃度 [m³/m³] K_o 外気中のCO₂濃度 [m³/m³] A 居室の床面積 n 居室の人員密度 [人/]	Q $\frac{0.023}{0.001-0.0004}\times 35.3\times 0.5$ ≒ 680	M 0.0230 K 0.0010 K_o 0.0004 A 35.3 n 0.5

設計基準　表3-3 (p.535) CO₂呼出量0.0129～0.0230 m³/(h･人) より選定した。

温 湿 度 制 御 を 目 的 と し た 算 定

系統名	室　名	換気種別	計　算　式		計　算	備　考
（仮定）	○○室		温度制御の場合	Q $\frac{1,000H_s}{0.33(t_r-t_o)}$ [m³/h] H_s 室内発生顕熱 [kW] t_r 室内許容温度 [℃] t_o 導入外気温度 [℃]	Q $\frac{1,000\times 1.64}{0.33\times(27-24)}$ ≒ 1,660 m³/h	H 1.64 t_r 27 t_o 24
（仮定）	○○室		湿度制御の場合	Q $\frac{W}{1.2(x_i-x_o)}$ [m³/h] W 室内水蒸気発生量 [kg/h] x_i 室内許容絶対湿度 [kg/kg(DA)] x_o 導入外気絶対湿度 [kg/kg(DA)]	W $\frac{3.6\times 600}{2,257}$ 0.96 Q $\frac{0.96}{1.2\times(0.0118-0.0110)}$ 1,000 m³/h	LH 600 (室内潜熱負荷) x_i 0.0118 x_o 0.0110

ホ　ア　デヒドの発散を基準とした算定

系統名	室　名	換気種別	計　算　式	計　算	備　考
（仮定）	○○室		Q $\frac{E_m}{C_i}$ m　m³/h E_m C_iに対する材料のホ　ア　デヒド発散速度 [μg/(　h)] C_i ホ　ア　デヒド基準濃度 [μg/m³] S_m 材料の面積 [ ]	Q $\frac{20}{100}\times 100$ 20 m³/h	E_m 20 C_i 100 S_m 100

排　煙　設　備

排煙風量・排煙口の算定

設計基準関連ページ 557～558

（様式 機－068）

排煙機 記号	排煙機 系統	階 (No)	室名	防煙区画 面積 [ ]	容積 [m³]	排煙風量 [m³/h]	排煙口 種類	通過風速 [m/s]	有効開口 [ ]	開口率 [%]	必要面積 [ ]	系統別 排煙風量 [m³/h]	備考
FSM	廊下	1	廊下	80	192	4,800	スリット	8	0.17	70	0.24	11,900	
		2	廊下	40	96	2,400	スリット	8	0.08	70	0.11		
		3	廊下	80	192	4,800	スリット	8	0.17	70	0.24		
		4	廊下	60	144	3,600	スリット	8	0.13	70	0.19		
		5	廊下	90	216	5,400	スリット	8	0.19	70	0.27		
		6	廊下	60	144	3,600	スリット	8	0.13	70	0.19		
		7	廊下	70	168	4,200	スリット	8	0.15	70	0.21		
		8	廊下	80	192	4,800	スリット	8	0.17	70	0.24		
		9	廊下	90	216	5,400	スリット	8	0.19	70	0.27		
			PH	―	―	11,900	ガラリ	5	0.66	30	2.20		

各廊下の天井高は、2,400mmと仮定した。

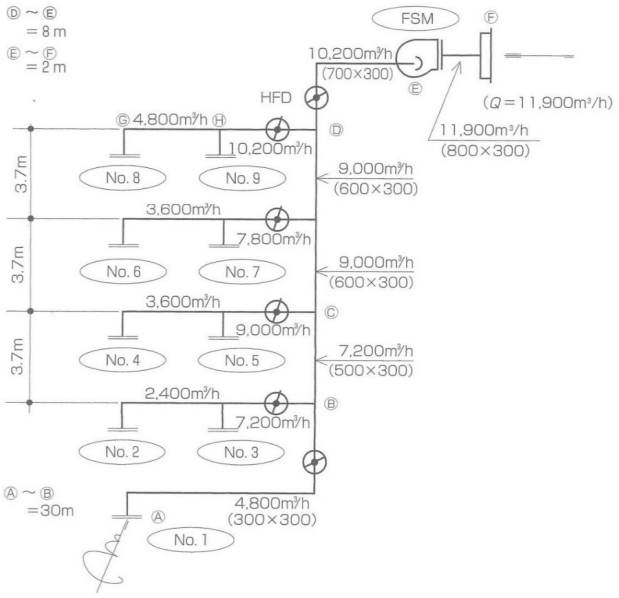
開口率は、**設計基準　表3-5**（p.536）を参考に選定した。

設計条件

1.　計算例の設計条件

（1）　各階に複数の防煙区画がある場合の算定例を示す。

（2）　以下の設計条件としている。



（防煙区画の排煙風量）

区画 No.	区画の床面積 A m²	排煙風量 m³/h
1	80	4,800
2	40	2,400
3	80	4,800
4	60	3,600
5	90(max)	5,400
6	60	3,600
7	70	4,200
8	80	4,800
9	90(max)	5,400

（排煙風量＝60・q・A、q＝1.0m³/(m²・min)）

排　煙　設　備

排煙ダクトの算定

設計基準関連ページ 557～558、594～607

（様式　機－069）

ダクト抵抗計算							計算方法	等速法	系統	FSM		
区間	種類	風量 [m³/h]	風速 [m/s]	ダクト寸法 [mm] 円形	矩形	動圧 [Pa]	抵抗係数	単位抵抗 [Pa/m]	管長 [m]	抵抗 [Pa]	抵抗計 [Pa]	備考
A ～ B	排煙口	4,800	5.6		800× 300	18.8	2.10			39.5	406.0	吸込口　0.24㎡
	急縮小	4,800	5.6		300× 300	18.8	0.43			8.1		
	ダクト	4,800	15.8		300× 300	149.8		8.3	30.0	249.0		
	ベンド	4,800	15.8		300× 300	149.8	0.21			31.5		90°　R=300
	ＨＦＤ	4,800	15.8		300× 300	149.8	0.52			77.9		平行、対向翼　θ=0°
B ～ C	漸拡大	4,800	15.8		500× 300	149.8	0.15			22.5	31.0	θ=15°
	ダクト	4,800	9.6		500× 300	55.3		2.3	3.7	8.5		
C ～ D	漸拡大	4,800	9.6		600× 300	55.3	0.15			8.3	19.4	θ=15°
	ダクト	4,800	8.1		600× 300	39.4		1.5	7.4	11.1		
D ～ E	漸拡大	4,800	8.1		700× 300	39.4	0.15			5.9	38.0	θ=15°
	ダクト	4,800	7.1		700× 300	30.2		1.1	8.0	8.8		
	ベンド	4,800	7.1		700× 300	30.2	0.25			7.6		90°
	ＨＦＤ	4,800	7.1		700× 300	30.2	0.52			15.7		平行、対向翼　θ=0°
E ～ F	ダクト	4,800	6.3		800× 300	23.8		0.8	2.0	1.6	34.1	（吐出ダクト）
	急拡大	4,800	6.3		1,500× 1,500	23.8	0.91			21.7		
	ガラリ	4,800	2.0		1,500× 1,500	2.4	4.50			10.8		

計	R'	[Pa]	528.5
吐出動圧	P_o		30.2
機外抵抗	R_1　R'　P_o	[Pa]	498.3
余裕係数	K		1.00
全抵抗	R　$R_1 \times K$	[Pa]	≒500

設計仕様	形式	風量	静圧	電動機 相		kW	Hz	設置場所	備考
FMS								PH	

設計仕様の値に合致する製造者値をそれぞれ記載する。