

空調技術

<基礎工学、自然科学>

流体工学、伝熱工学、空気組成、材料力学、情報・プログラム

<ASHRAE-米国の空調系エンジニアの協会>

<応用空調、熱、流体輸送>

特殊温度、湿度、空気清浄度施設

生産施設、冷蔵冷凍施設、低湿度施設、

低温急速冷却装置、収蔵庫、電池工場、クリーンルーム、植物工場

高温水（160℃）供給施設、手術室、

環境（様々な大気状況を再現する部屋）施設

<汎用空調> 建築（付帯）設備

一般ビル、住宅 冷暖房、室内空気調整

熱源集中方式、個別エアコン方式

現在汎用空調は建築学科系建築設備の概念でとらえられ、行政、建築事務所などが主導して管材、断熱、施工方法など基準化。更に機種容量などを決める手法についても基準化、部分負荷時の省エネ推進で規制化。

問題は基準化により、古い手法の維持で間違えた計算式、過剰余裕係数の押しつけ。必然的に過剰余裕、過剰施設、過剰制御装置ができる。

当然ながら汎用空調ゆえ基礎工学、自然科学は考慮されない。

従って、簡易式による抵抗計算で過剰ポンプ動力、送風機動力となり、負荷の捉え方が大きすぎ、余裕を見過ぎた機種選定で大型空調機器が選定される。建築系教員と共に進めている省エネ計算などは適正能力の判断以上に、インバーター、台数制御の存在がCO2削減策として評価を受ける事になる。使用者が節約意識を持って運転するのは評価の外。

・ここで本来の、空調実務を行う技術者にとって必要なものは、基礎工学、ASHRAEの最新情報による計算結果であり、それも手間がかからず、馴染みのある方法によらなければならない。具体的には基礎物性値を調べる必要もなく、データ化され、基本的な数量を入力をするだけの計算プログラム。

< ポンプ動力選定 >

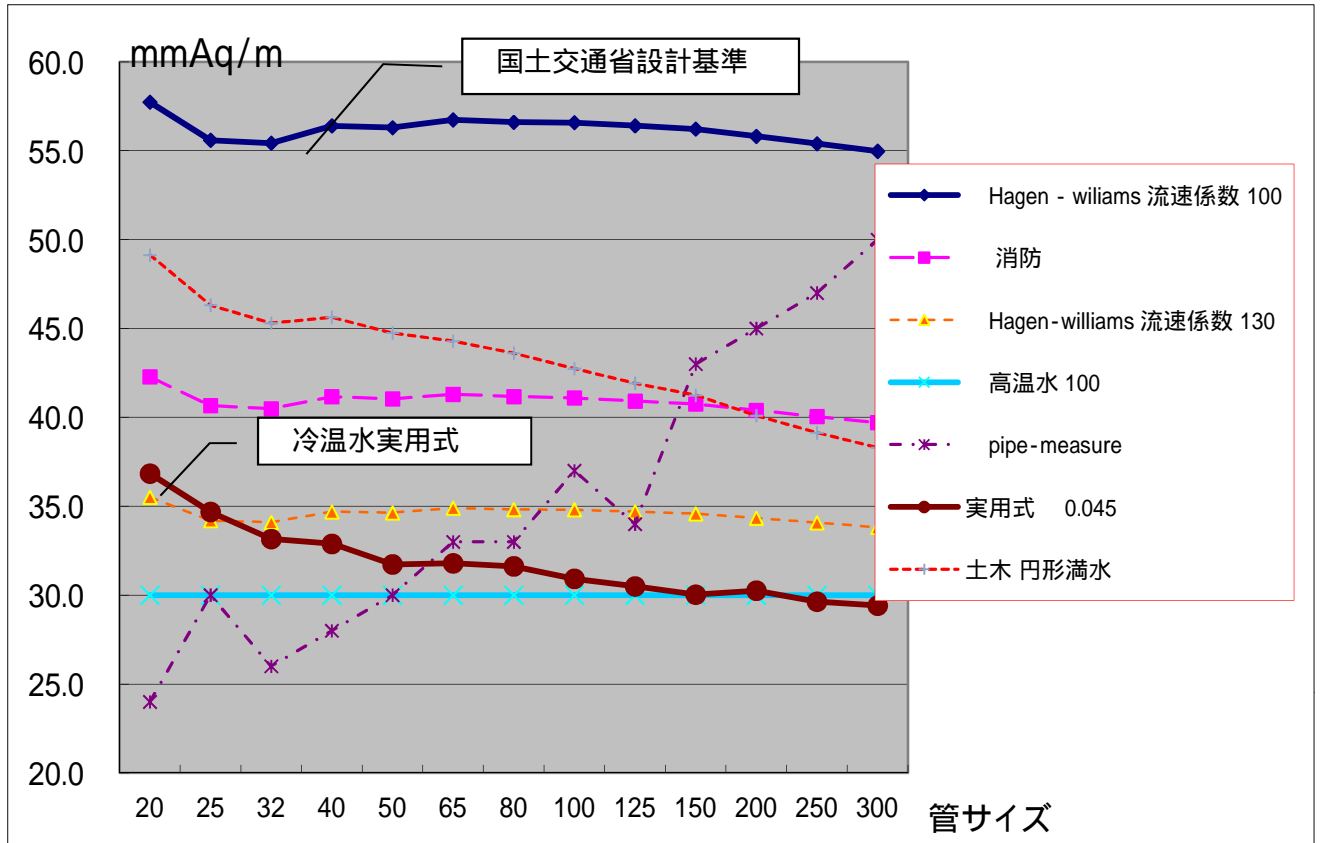
ポンプ選定抵抗値

気体、液体を問わずその物体の流速、粘性係数によって抵抗値が変わる。

流体種別、温度、管径、流量

水道、消火配管：土木系-衛生工学で良く使われてきた簡易式を採用。

空調系：従来は流体力学に基づくが国土交通省基準は抵抗値が大きくなる衛生系簡易式。



< 日射負荷 >

空調負荷計算に用いる日射熱のデータ

ガラスを通る日射熱として

35° N, JUL22

Carrier1959		650 kcal/h · m ²	
井上宇市S53		635 kcal/h · m ²	
木村健一S56		726 kcal/h · m ²	
国土交通省H6		725 kcal/h · m ²	
国土交通省H27		843 w/h · m ²	725 kcal/h · m ²
ASHRAE1989		846 w/h · m ²	
ASHRAE2009	住居	806 w/h · m ²	693 kcal/h · m ²
		771 (1086) w/h · m ²	
ASHRAE2013	住居	806 w/h · m ²	693 kcal/h · m ²
		646 (868) w/h · m ²	

現実の負荷

一番小さな数値635に遮蔽係数0.5を乗じて算出したものでも大きい、人間の感覚として大した誤差ではなかった。いわゆる余裕として許容の範囲。

現状の日射負荷の捉え方の誤認

太陽定数として 1324 w/h m^2 、これを大気による遮断、入射角による補正を行って算出。

熱の捉え方として全波長を熱エネルギーとしている事と大気による反射の捉え方が過小。

つまり空気は輻射熱を直接受けない原理の把握が希薄で受熱面での熱エネルギーは大きくない。

(植物工場冷房施設で実証済み。)

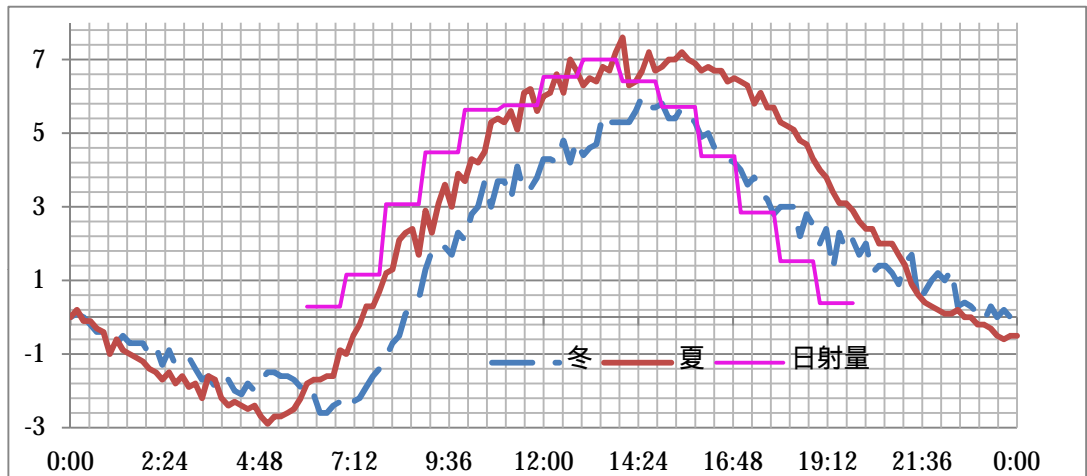
但し、人体は周囲が暑いと太陽輻射熱を不快に感じ、周囲が寒いと心地よく感じる。

ASHRAE2009はIPCCドイツ銀行撤退、パチャウリ失脚でもCO2温暖化キャンペーンのの影響が計算式に混乱が見受けられる。(J.M.CALM, G.C.HOURAHANが温暖化係数の表を作りMont realで提出。)

	GWP	
R-32	710	
R-125	3,420	
R-410A	2,100	R-32/125 (50%、50%)

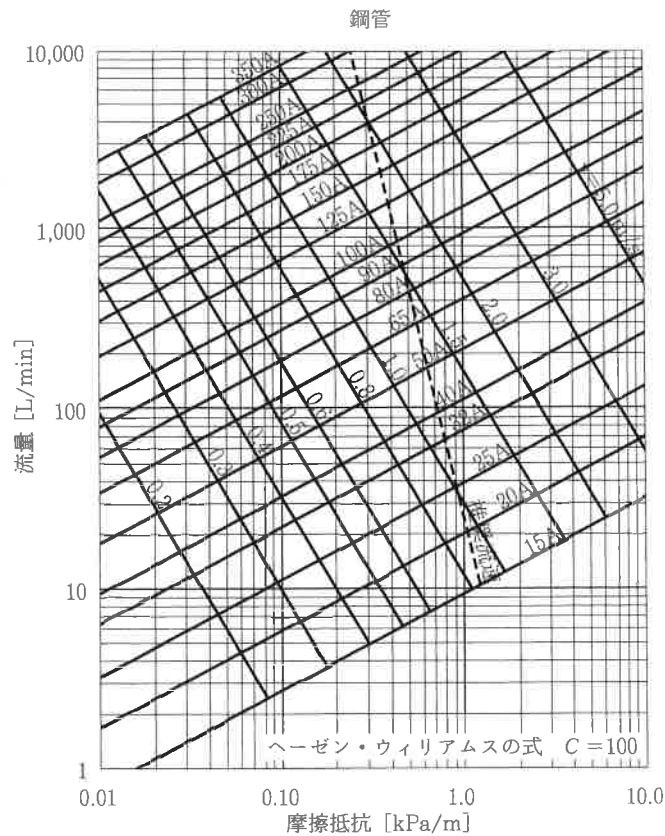
GWPは単なる相対的な比較

今主流のR-410Aを敢えてR-32に代える目的は判然としない。



典型的な夏、夜間は-3、日中は+7まで変化、このグラフから読み取れるものは、夜間宇宙への放熱を1とすると太陽から受ける熱は $2.3+1=3.3$ 、この程度しかない事がわかる。

宇宙の温度は-273.15。



備考 この線図は、消火設備の配管には適用しない。

ASRAEの古いデータ

図 7-5 配管摩擦抵抗線図

表 7-7 局部抵抗の相当長 [単位: m]

呼び径 [mm]	90° エルボ	45° エルボ	90°T 字管 (分流)	90°T 字管 (直流)	仕切弁	玉形弁	アング ル 弁	逆止弁 スイン グ 型	逆止弁 衝撃吸 収 式	Y形スト レーナー
15	0.6	0.36	0.9	0.18	0.12	4.5	2.4	1.2		1.38
20	0.75	0.45	1.2	0.24	0.15	6.0	3.6	1.6		2.18
25	0.9	0.54	1.5	0.27	0.18	7.5	4.5	2.0		3.0
32	1.2	0.72	1.8	0.36	0.24	10.5	5.4	2.5		4.62
40	1.5	0.9	2.1	0.45	0.3	13.5	6.6	3.1		5.47
50	2.1	1.2	3.0	0.6	0.39	16.5	8.4	4.0	9.3	8.0
65	2.4	1.5	3.6	0.75	0.48	19.5	10.2	4.6	9.8	11.45
80	3.0	1.8	4.5	0.90	0.63	24.0	12.0	5.7	9.0	14.11
100	4.2	2.4	6.3	1.20	0.81	37.5	16.5	7.6	10.6	21.62
125	5.1	3.0	7.5	1.50	0.99	42.0	21.0	10.0	11.9	31.57
150	6.0	3.6	9.0	1.80	1.20	49.5	24.0	12.0	9.7	41.17
200	6.5	3.7	14.0	4.0	1.40	70.0	33.0	15.0	13.3	54.83
250	8.0	4.2	20.0	5.0	1.70	90.0	43.0	19.0	13.2	70.37

- 備考 (1) この表は、消火設備の配管には適用しない。
 (2) フート弁は、アングル弁と同じとする。
 (3) ストレーナーは、スクリーン7メッシュ程度とする。

3-2 構造体負荷、ガラス面通過熱負荷

- (1) 外壁、屋根、ピロティ床等の構造体負荷、ガラス面通過熱負荷は、次式により算出する。

構造体負荷（外壁、屋根、ピロティ床等） q_{K1} [W]、ガラス面通過熱負荷 q_G [W]

$$q_{K1}, q_G = A \cdot K (t_i - t_o) \cdot \delta$$

ここに、 A ：構造体、ガラス面の面積 [m²] K ：構造体、ガラス面の熱通過率 [W/(m²・K)] (表 2-9) t_i ：設計用屋内温度 [°C] (表 1-1(a)、表 1-1(b)) t_o ：設計用屋外温度 [°C] (表 2-6) δ ：方位係数 (表 3-1)

南面は暖かいとの思いから？外気の風速による違いとしても、全く根拠のない40年代経験不足世代の遺物

表 3-1 方位係数 δ

方位別	方位係数
陸屋根、最下階の床（空隙床）、ピロティ	1.20
北・北東・北西・東・西向外壁	1.10
南東・南西向外壁	1.05
南向外壁	1.00

- (2) 内壁の構造体負荷は、次式により算出する。

なお、内壁に取り付ける扉等の小部分は、内壁として扱う。

構造体負荷（内壁） q_{K2} [W]

$$q_{K2} = A \cdot K \cdot \Delta t$$

ここに、 A ：構造体の面積 [m²] K ：構造体の熱通過率 [W/(m²・K)] Δt ：内外温度差 [°C]

非暖房室や廊下と接する場合

$$\Delta t = \gamma (t_i - t_o)$$

空調温度差のある冷房室又は暖房室と接している場合

$$\Delta t = t_i - t_a$$

 γ ：非空調隣室温度差係数 (表 2-1、一般に 0.3) t_i ：設計用屋内温度 [°C] (表 1-1(a)、表 1-1(b)) t_o ：設計用屋外温度 [°C] (表 2-6) t_a ：隣接室屋内温度 [°C]

- (3) 土壌に接する床、地中壁等の構造体負荷は、次式により算出する。

なお、地階のない建築物の床からの計算に用いる地中温度は、深さ 1 m の値を用い、地下に接する垂直外壁からの計算には、各階の階高の 1/2 における値を用いる。

構造体負荷（土壌に接する床、地中壁等） q_{K3} [W]

$$q_{K3} = A \cdot K \cdot (t_i - t_x)$$

ここに、 A ：構造体の面積 [m²] K ：構造体の熱通過率 [W/(m²・K)] t_i ：設計用屋内温度 [°C] (表 1-1(a)、表 1-1(b)) t_x ：設計用地中温度 [°C] (表 3-2)

(4) 空気調和機の加熱能力は、内部暖房負荷等を求め、5-1「全空気方式」と同様に決定する。

5-2-3 計算式

計算式は、5-1「全空気方式」を参照する。

第6節 熱源機器容量の算定

設計基準

熱源機器容量は、建物時刻別負荷集計の最大値に基づき算定する。

設計資料

6-1 冷熱源機器

6-1-1 容量の算定

- (1) 圧縮式冷凍機及び吸収式冷凍機の冷凍能力 (H_{RC}) は、建物時刻別冷房負荷の最大値 (q_m) にポンプ負荷係数 (K_1)、配管損失係数 (K_2)、装置負荷係数 (K_3)、経年係数 (K_4) 及び能力補償係数 (K_5) を乗じて決定する。
- (2) 空気熱源ヒートポンプユニット、吸収冷温水機及び吸収冷温水機ユニットの冷凍能力は、(1)によるものとし、加熱能力 (H_{Rh}) は暖房負荷の集計値 (q_h) に配管損失係数 (K_2)、装置負荷係数 (K_3)、経年係数 (K_4) 及び能力補償係数 (K_5) を乗じて決定する。

6-1-2 計算式

- (1) 冷凍能力 H_{RC} [kW]

$$H_{RC} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot q_m / 1,000$$

ここに、 q_m ：建物時刻別冷房負荷集計の最大値 [W]

$K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$ ：ポンプ負荷・配管損失・装置負荷係数 ($K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 1 \sim 1.05$)

K_4 ：経年係数 (=1.05)

K_5 ：能力補償係数 (=1.05)

室内側機器能力余裕の他に
下記割り増し

1.05の複利計算-1.158倍

- (2) 加熱能力 H_{Rh} [kW]

$$H_{Rh} = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot q_h / 1,000$$

ここに、 q_h ：暖房負荷の集計値 [W]

K_2 ：配管損失係数 (=1~1.05)

K_3 ：装置負荷係数 (=1~1.1)

K_4 ：経年係数 (=1.05)

K_5 ：能力補償係数 (=1.05)

1.05の複利計算-1.21倍

6-2 パッケージ形空気調和機

6-2-1 容量の算定

冷房能力 (H_c) は、その系統の時刻別冷房全熱負荷集計の最大値 (q_m)、暖房能力 (H_h) は、暖房負荷の集計値 (q_h)、各々に経年係数 (K_4) 及び能力補償係数 (K_5) を乗じて決定する。

6-2-2 計算式

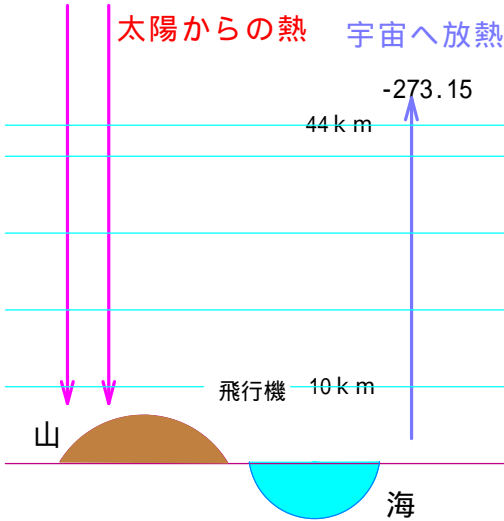
- (1) 冷房能力 H_c [kW]

$$H_c = K_4 \cdot K_5 \cdot q_m / 1,000$$

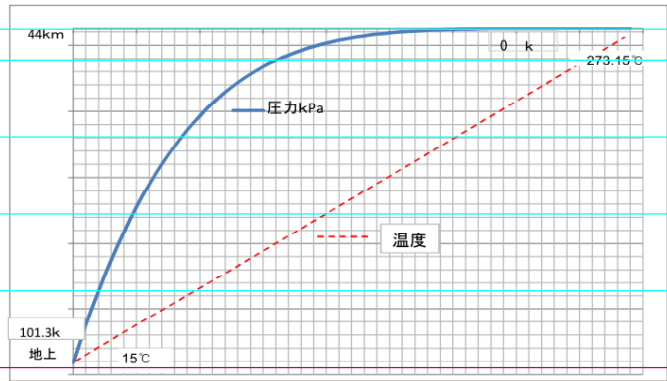
ここに、 K_4 ：経年係数 (=1.05)

K_5 ：能力補償係数 (=1.05)

地球から太陽までの平均距離は約1億4960万km (約8光分19光秒)
 太陽の表面温度は約6,000度 5,778 ° k
 太陽の半径は約70万km



Psychrometrics



JABMEE / BSREINETSU

太陽定数約1,366 W/m²
 エネルギー

全天日射量MJ/m²

↓
 熱エネルギーとして
 負荷計算に用いる熱負荷データ
 (過剰)

$$P = 101.325 \times (1 - 2.2577 \cdot 10^{-5} Z)^{5.2559}$$

$$t = 15 - 0.0065Z$$

Z	t	P kPa
-500	18.3	107.483
0	15.0	101.325
500	11.8	95.456
1000	8.5	89.865
1500	5.3	84.543
2000	2.0	79.478
2500	-1.3	74.662
3000	-4.5	70.086
3500	-7.8	65.739
4000	-11.0	61.613
4500	-14.3	57.699
5000	-17.5	53.989
5500	-20.8	50.474
6000	-24.0	47.148
6500	-27.3	44.001
7000	-30.5	41.026
7500	-33.8	38.216
8000	-37.0	35.564
8500	-40.3	33.064
9000	-43.5	30.707
9500	-46.8	28.488
10000	-50.0	26.401

