

第四章 暖冷房設備

第八節 ルームエアコンディショナー付温水床暖房

1. 適用範囲

本計算方法は、ルームエアコンディショナー付温水床暖房のエネルギー消費量及び最大出力の計算について適用する。

2. 引用規格

JIS B 8613:1994 ウォーターチリングユニット

JIS B8615-1:2013 エアコンディショナー 第1部:直吹き形エアコンディショナー及びヒートポンプ—定格性能及び運転性能試験法

3. 用語の定義

本節で用いる主な用語および定義は、第四章「暖冷房設備」第一節「全般」による。

4. 記号及び単位

4.1 記号

本計算で用いる記号及び単位は表1による。

表1 記号及び単位

記号	意味	単位
A_A	床面積の合計	m^2
A_{HCZ}	暖冷房区画の床面積	m^2
$C_{df,H}$	デフロストに関する暖房出力補正係数	—
$e_{ref,H,th}$	ヒートポンプサイクルの理論暖房効率	—
$E_{aux,hs}$	補機の消費電力量	kWh/h
E_E	消費電力量	kWh/h
$E_{E,hs}$	熱源機の消費電力量	kWh/h
E_G	ガス消費量	MJ/h
E_K	灯油消費量	MJ/h
E_M	その他の燃料による一次エネルギー消費量	MJ/h
$E_{comp,hs}$	圧縮機の消費電力量	kWh/h
f_{cl}	間歇運転能力補正係数	—
f_{CT}	外気温度能力補正係数	—
h_{ex}	外気相対湿度	%

記号	意味	単位
$K_{loss,pp}$	配管の線熱損失係数	W/mK
$L_{pp,ex}$	配管の断熱区画外における長さ	m
$L_{pp,in}$	配管の断熱区画内における長さ	m
$q_{loss,H,hs}$	熱源機内の平均放熱損失	kW
$q_{max,H,hs}$	熱源機の最大暖房能力	W
$q_{out,H,hs}$	熱源機の平均暖房出力	kW
$q_{rq,H}$	単位面積当たりの必要暖房能力	W/m ²
$Q_{dmd,H,hs}$	熱源機の熱需要	MJ/h
$Q_{dmd,H,hs,FH}$	熱源機の温水床暖房部の熱需要	MJ/h
$Q_{dmd,H,hs,RAC}$	熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要	MJ/h
$Q_{loss,FH}$	温水床暖房の放熱損失	MJ/h
$Q_{loss,pp}$	配管の放熱損失	MJ/h
$Q_{max,H}$	最大暖房出力	MJ/h
$Q_{max,H,floor}$	温水床暖房の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{max,H,hs}$	熱源機の最大暖房出力	MJ/h
$Q_{max,H,RAC}$	ルームエアコンディショナーの最大暖房出力	MJ/h
$Q_{out,H,hs}$	熱源機暖房出力	MJ/h
$Q_{T,H}$	処理暖房負荷	MJ/h
$Q_{T,H,FH}$	温水床暖房の処理暖房負荷	MJ/h
$Q_{T,H,RAC}$	ルームエアコンディショナーの処理暖房負荷	MJ/h
$Q_{UT,H,hs}$	熱源機の未処理暖房負荷	MJ/h
r_{Af}	当該住戸における温水床暖房の敷設率	—
r_{up}	当該住戸の温水床暖房の上面放熱率	—
$r_{WS,rad}$	温水床暖房の温水供給運転率	—
η	圧縮機の圧縮効率	—
θ_{ex}	外気温度	°C
$\theta_{ref,cnd}$	ヒートポンプサイクルの凝縮温度	°C
$\theta_{ref,evp}$	ヒートポンプサイクルの蒸発温度	°C
$\theta_{ref,sc}$	ヒートポンプサイクルの過冷却度	°C
$\theta_{ref,sh}$	ヒートポンプサイクルの過熱度	°C
θ_{sw}	行き温水温度	°C

4.2 添え字

本計算で用いる添え字は表 2 による。

表 2 添え字

添え字	意味
act	当該住戸
d	日付
R	標準住戸
t	時刻

5. 最大暖房出力

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

$$Q_{max,H,d,t} = Q_{max,H,floor,d,t} + Q_{max,H,RAC,d,t} \quad (1)$$

ここで、

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

$Q_{max,H,floor,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の最大暖房出力(MJ/h)

$Q_{max,H,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりのルームエアコンディショナーの最大暖房出力(MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の最大暖房出力 $Q_{max,H,floor,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における行き温水温度 $\theta_{sw,d,t}$ 、ルームエアコンディショナー付温水床暖房を設置する暖冷房区画の面積 A_{HCZ} 及び当該住戸における温水床暖房の敷設率 r_{Af} に依存し、第四章「暖冷房設備」第七節「温水暖房」付録 L「温水床暖房」L-3「最大暖房出力」により計算された、日付 d の時刻 t における1時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の最大暖房出力 $Q_{max,H,rad,d,t,i}$ とする。

日付 d の時刻 t における1時間当たりのルームエアコンディショナーの最大暖房出力 $Q_{max,H,RAC,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における外気温度 $\theta_{ex,d,t}$ 及び日付 d の時刻 t における外気相対湿度 $h_{ex,d,t}$ 、並びにルームエアコンディショナー付温水床暖房を設置する暖冷房区画の面積 A_{HCZ} に依存し、第四章「暖冷房設備」第三節「ルームエアコンディショナー」5「最大暖房出力」により計算された、日付 d の時刻 t における1時間当たりの最大暖房出力 $Q_{max,H,d,t}$ とする。

6 暖房エネルギー消費量

6.1 消費電力量

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

$$E_{E,d,t} = E_{E,hs,d,t} \quad (2)$$

ここで、

$E_{E,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの消費電力量(kWh/h)

$E_{E,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の消費電力量(kWh/h)

である。

6.2 ガス消費量

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

6.3 灯油消費量

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

6.4 その他の燃料による一次エネルギー消費量

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

7 熱源機

7.1 熱源機の消費電力量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の消費電力量 $E_{E,hs,d,t}$ は、式(3)により表される。ただし、日付 d

の時刻 t における熱源機の平均暖房出力 $q_{out,H,hs,d,t}$ が0に等しい場合は、 $E_{E,hs,d,t} = 0$ とする。

$$E_{E,hs,d,t} = E_{comp,hs,d,t} + E_{aux,hs,d,t} + Q_{UT,H,hs,d,t} \div 3600 \times 10^3 \quad (3)$$

ここで、

$E_{E,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の消費電力量(kWh/h)

$E_{comp,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの圧縮機の消費電力量(kWh/h)

$E_{aux,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補機の消費電力量(kWh/h)

$Q_{UT,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の未処理暖房負荷(MJ/h)

である。

7.2 圧縮機の消費電力量

日付 d の時刻 t における1時間当たりの圧縮機の消費電力量 $E_{comp,hs,d,t}$ は式(4)により表される。

$$E_{comp,hs,d,t} = \frac{q_{out,H,hs,d,t} + q_{loss,H,hs,d,t}}{\eta_{d,t} \times C_{df,H,d,t} \times e_{ref,H,th,d,t}} \quad (4)$$

ここで、

$E_{comp,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの圧縮機の消費電力量(kWh/h)

$q_{out,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における熱源機の平均暖房出力(kW)

$q_{loss,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における熱源機内の平均放熱損失(kW)

$\eta_{d,t}$

: 日付 d の時刻 t における圧縮機の圧縮効率

$e_{ref,H,th,d,t}$

: 日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの理論暖房効率

$C_{df,H,d,t}$

: 日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数

である。ただし、後述する日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度 $\theta_{ref,evp,d,t}$ 及び日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの凝縮温度 $\theta_{ref,cnd,d,t}$ の関係が、 $\theta_{ref,evp,d,t} \geq \theta_{ref,cnd,d,t}$ のときは、 $E_{comp,hs,d,t} = 0$ とする。

日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ は、デフロスト運転時に暖房出力が低下するのを補正する係数であり、日付 d の時刻 t における外気温度 $\theta_{ex,d,t}$ が5℃未満かつ日付 d の時刻 t における外気相対湿度 $h_{ex,d,t}$ が80%以上の場合は0.85とし、それ以外の場合は1.0とする。

日付 d の時刻 t における圧縮機の圧縮効率 $\eta_{d,t}$ は、式(5)により表される。なお、圧縮機の圧縮効率は、圧縮機入力に対する熱源機の暖冷房出力(ただし熱源機内の放熱損失・取得を含む)の比である実働圧縮効率を、ヒートポンプサイクルの理論効率で除した値であるが、本計算方法では、最大暖房能力に対する暖房出力の比を説明変数とした回帰式により求める。

$$\eta_{d,t} = -0.9645 \times \left(\frac{q_{out,H,hs,d,t} \times 1000}{q_{max,H,hs}} \right)^2 + 1.245 \times \left(\frac{q_{out,H,hs,d,t} \times 1000}{q_{max,H,hs}} \right) + 0.347 \quad (5)$$

ここで、

$q_{max,H,hs}$: 熱源機の最大暖房能力(W)

である。

日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの理論暖房効率 $e_{ref,H,th,d,t}$ は、日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度 $\theta_{ref,evp,d,t}$ 及び凝縮温度 $\theta_{ref,cnd,d,t}$ 、並びに日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの過冷却度 $\theta_{ref,SC,d,t}$ 及び過熱度 $\theta_{ref,SH,d,t}$ から求められ、その計算方法は付録 A「R410A におけるヒートポンプサイクルの理論効率の計算方法」に依るものとする。ただし、日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの理論暖房効率 $e_{ref,H,th,d,t}$ が10を超える場合は、 $e_{ref,H,th,d,t} = 10$ とする。

日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度 $\theta_{ref,evp,d,t}$ 及び凝縮温度 $\theta_{ref,cnd,d,t}$ 、並びに日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの過冷却度 $\theta_{ref,SC,d,t}$ 及び過熱度 $\theta_{ref,SH,d,t}$ は、式(6)から(9)により表される。

$$\theta_{ref,evp,d,t} = -1.043 \times q_{out,H,hs,d,t} + 1.008 \times \theta_{ex,d,t} + 0.032 \times h_{ex,d,t} - 4.309 \quad (6)$$

$$\theta_{ref,cnd,d,t} = 0.961 \times \theta_{sw,d,t} + 0.409 \times q_{out,H,hs,d,t} + 3.301 \quad (7)$$

$$\theta_{ref,SC,d,t} = -0.101 \times \theta_{sw,d,t} - 0.180 \times q_{out,H,hs,d,t} + 7.162 \quad (8)$$

$$\theta_{ref,SH,d,t} = -0.187 \times q_{out,H,hs,d,t} + 0.142 \times \theta_{ex,d,t} + 1.873 \quad (9)$$

ここで、

$\theta_{ref,evp,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの蒸発温度(°C)

$\theta_{ref,cnd,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの凝縮温度(°C)

$\theta_{ref,SC,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの過冷却度(°C)

$\theta_{ref,SH,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるヒートポンプサイクルの過熱度(°C)

$q_{out,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における熱源機の平均暖房出力(kW)

$\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)

$h_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気相対湿度(%)

$\theta_{sw,d,t}$: 日付 d の時刻 t における行き温水温度(°C)

である。ただし、 $\theta_{ref,evp,d,t} < -50$ のときは $\theta_{ref,evp,d,t} = -50$ とし、 $\theta_{ref,cnd,d,t} > 65$ のときは $\theta_{ref,cnd,d,t} = 65$ 、 $\theta_{ref,SC,d,t} < 0$ のときは $\theta_{ref,SC,d,t} = 0$ 、 $\theta_{ref,SH,d,t} < 0$ のときは $\theta_{ref,SH,d,t} = 0$ とする。

日付 d の時刻 t における熱源機内の平均放熱損失 $q_{loss,H,hs,d,t}$ は、式(10)により表される。ただし、 $q_{loss,H,hs,d,t}$ が0を下回る場合は、0とする。

$$q_{loss,H,hs,d,t} = \begin{cases} 0.004 \times (\theta_{sw,d,t} - \theta_{ex,d,t}) & (Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t} = 0) \\ 0.010 \times (\theta_{sw,d,t} - \theta_{ex,d,t}) & (Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t} > 0) \end{cases} \quad (10)$$

ここで、

$Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要(MJ/h)

である。

7.3 補機の消費電力量

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

$$E_{aux,hs,d,t} = \begin{cases} 0.034 \times q_{out,H,hs,d,t} + 0.123 & (Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t} = 0) \\ 0.020 \times q_{out,H,hs,d,t} + 0.132 & (Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t} > 0) \end{cases} \quad (11)$$

ここで、

$E_{aux,hs,d,t}$: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの補機の消費電力量(kWh/h)

$q_{out,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における熱源機の平均暖房出力(kW)

$Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要(MJ/h)

である。

7.4 熱源機の暖房出力と未処理暖房負荷

日付 d の時刻 t における熱源機の平均暖房出力 $q_{out,H,hs,d,t}$ は、式(12)により表される。

$$q_{out,H,hs,d,t} = Q_{out,H,hs,d,t} \div 3600 \times 10^3 \quad (12)$$

ここで、

$q_{out,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における熱源機の平均暖房出力(kW)

$Q_{out,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機暖房出力(MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の未処理暖房負荷 $Q_{UT,H,hs,d,t}$ は、式(13)により表される。

$$Q_{UT,H,hs,d,t} = Q_{dmd,H,hs,d,t} - Q_{out,H,hs,d,t} \quad (13)$$

ここで、

$Q_{UT,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の未処理暖房負荷(MJ/h)

$Q_{dmd,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の熱需要(MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機暖房出力 $Q_{out,H,hs,d,t}$ は、式(14)により表される。

$$Q_{out,H,hs,d,t} = \begin{cases} Q_{dmd,H,hs,d,t} & (Q_{dmd,H,hs,d,t} \leq Q_{max,H,hs,d,t}) \\ Q_{max,H,hs,d,t} & (Q_{dmd,H,hs,d,t} > Q_{max,H,hs,d,t}) \end{cases} \quad (14)$$

ここで、

$Q_{max,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の最大暖房出力(MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の最大暖房出力 $Q_{max,H,hs,d,t}$ は、式(15)により表される。

$$Q_{max,H,hs,d,t} = (11.62 + 0.2781 \times \theta_{ex,d,t} - 0.00113 \times \theta_{ex,d,t}^2 - 0.1271 \times \theta_{sw,d,t} - 0.00363 \times \theta_{ex,d,t} \times \theta_{sw,d,t}) \times \frac{q_{max,H,hs} \times 0.8}{6} \times \frac{C_{df,d,t}}{0.85} \times 3600 \times 10^{-6} \quad (15)$$

ここで、

- $\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)
- $\theta_{sw,d,t}$: 日付 d の時刻 t における行き温水温度(°C)
- $C_{df,H,d,t}$: 日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数
- $q_{max,H,hs}$: 熱源機の最大暖房能力(W)

である。

日付 d の時刻 t におけるデフロストに関する暖房出力補正係数 $C_{df,H,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における外気温度 $\theta_{ex,d,t}$ が5°C未満かつ日付 d の時刻 t における外気相対湿度 $h_{ex,d,t}$ が80%以上の場合は0.85とし、それ以外の場合は1.0とする。

熱源機の最大暖房能力 $q_{max,H,hs}$ は、式(16)により表される。

$$q_{max,H,hs} = q_{rq,H} \times A_{HCZ} \times f_{cT} \times f_{cl} \quad (16)$$

ここで、

- $q_{rq,H}$: 単位面積当たりの必要暖房能力(W/m²)
- A_{HCZ} : 暖冷房区画の床面積(m²)
- f_{cT} : 外気温度能力補正係数
- f_{cl} : 間歇運転能力補正係数

である。

単位面積当たりの必要暖房能力 $q_{rq,H}$ は、暖冷房区画の面積当たりに必要な暖房能力及び冷房能力であり、地域の区分及び放熱器が設置される暖冷房区画の種類ごとに表3により定める。

外気温度能力補正係数 f_{cT} は、外気温度等に依存して最大能力が減少することを考慮するための係数であり、1.05とする。間歇運転能力補正係数 f_{cl} は、間歇運転を行う場合の立ち上がり時の運転を考慮して必要な能力を補正するための係数であり、主たる居室の場合3.03とし、その他の居室の場合1.62とする。

表3 単位面積当たりの必要暖房能力(W/m²)

地域の区分	主たる居室	その他の居室
1	139.26	62.28
2	120.65	53.26
3	111.32	53.81
4	118.98	55.41
5	126.56	59.43
6	106.48	49.93
7	112.91	53.48
8	—	—

7.5 熱源機の熱需要

7.5.1 熱源機の熱需要

日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の熱需要 $Q_{amd,H,hs,d,t}$ は、式(17)により表される。

$$Q_{dmd,H,hs,d,t} = Q_{dmd,H,hs,FH,d,t} + Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t} \quad (17)$$

ここで、

$Q_{dmd,H,hs,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の熱需要(MJ/h)

$Q_{dmd,H,hs,FH,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の温水床暖房部の熱需要(MJ/h)

$Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要(MJ/h)

である。

7.5.2 熱源機の温水床暖房部の熱需要

日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の温水床暖房部の熱需要 $Q_{dmd,H,hs,FH,d,t}$ は、式(18)により表される。

$$Q_{dmd,H,hs,FH,d,t} = Q_{T,H,FH,d,t} + Q_{loss,FH,d,t} + Q_{loss,pp,d,t} \quad (18)$$

ここで、

$Q_{dmd,H,hs,FH,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの熱源機の温水床暖房部の熱需要(MJ/h)

$Q_{T,H,FH,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の処理暖房負荷(MJ/h)

$Q_{loss,FH,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の放熱損失(MJ/h)

$Q_{loss,pp,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの配管の放熱損失(MJ/h)

である。

日付 d の時刻 t における1時間当たりの配管の放熱損失 $Q_{loss,pp,d,t}$ は、式(19)により表される。

$$Q_{loss,pp,d,t} = \left((\theta_{sw,d,t} - (\theta_{ex,d,t} \times 0.7 + 20 \times 0.3)) \times L_{pp,ex} + (\theta_{sw,d,t} - 20) \times L_{pp,in} \right) \times K_{loss,pp} \quad (19)$$

$$\times r_{ws,rad,d,t} \times 3600 \times 10^{-6}$$

ここで、

$\theta_{sw,d,t}$: 日付 d の時刻 t における行き温水温度(°C)

$\theta_{ex,d,t}$: 日付 d の時刻 t における外気温度(°C)

$L_{pp,ex}$: 配管の断熱区画外における長さ(m)

$L_{pp,in}$: 配管の断熱区画内における長さ(m)

$K_{loss,pp}$: 配管の線熱損失係数(W/mK)

$r_{ws,rad,d,t}$: 日付 d の時刻 t における温水床暖房の温水供給運転率

である。

配管の断熱区画外における長さ $L_{pp,ex}$ 及び配管の断熱区画内における長さ $L_{pp,in}$ は、それぞれ式(20)により表される。なお、断熱区画とは、熱的境界に囲まれた空間をいう。

$$L_{pp,ex} = L_{pp,ex,R} \times \sqrt{\frac{A_{A,act}}{A_{A,R}}} \quad (20a)$$

$$L_{pp,in} = L_{pp,in,R} \times \sqrt{\frac{A_{A,act}}{A_{A,R}}} \quad (20b)$$

ここで、

$L_{pp,ex,R}$ 、 $L_{pp,in,R}$

: 暖冷房区画ごとに表 4 により表される係数

$A_{A,act}$: 当該住戸における床面積の合計 (m²)

$A_{A,R}$: 標準住戸における床面積の合計 (m²)

であり、標準住戸における床面積の合計 $A_{A,R}$ は、120.08とする。

表 4 係数 $L_{pp,ex,R}$ 及び $L_{pp,in,R}$

	暖冷房区画の番号			
	1	2	3	4
	居間 食堂 台所	主寝室	子供室1	子供室2
$L_{pp,ex,R}$	27.86	0.00	0.00	0.00
$L_{pp,in,R}$	0.00	16.54	12.90	20.30

配管の線熱損失係数 $K_{loss,pp}$ は、配管の断熱の有無によって区別し、配管のすべての部分について線熱損失係数が0.21 (W/mK)を上回るものについては0.21とし、それ以外のものについては0.15とする。

日付 d の時刻 t における温水床暖房の温水供給運転率 $r_{WS,rad,d,t}$ 及び日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの温水床暖房の放熱損失 $Q_{loss,FH,d,t}$ は、日付 d の時刻 t における行き温水温度 $\theta_{SW,d,t}$ 、ルームエアコンディショナー付温水床暖房を設置する暖冷房区画の面積 A_{HCZ} 、当該住戸における温水床暖房の敷設率 r_{Af} 、日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの温水床暖房の処理暖房負荷 $Q_{T,H,FH,d,t}$ 及び当該住戸の温水床暖房の上面放熱率 r_{up} に依存し、第四章「暖冷房設備」第七節「温水暖房」付録 L「温水床暖房」L.1「熱損失」及び L.2「温水供給運転率」により計算された、日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの暖冷房区画 i に設置された放熱器の熱損失 $Q_{loss,rad,i,d,t}$ 及び日付 d の時刻 t における暖冷房区画 i に設置された放熱器の温水供給運転率 $r_{WS,rad,i,d,t}$ とする。

7.5.3 熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要

日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要 $Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t}$ は、式(21)により表されるものとする。

$$Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t} = Q_{T,H,RAC,d,t} \quad (21)$$

ここで、

$Q_{dmd,H,hs,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における 1 時間当たりの熱源機のルームエアコンディショナー部の熱需要 (MJ/h)

$Q_{T,H,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における 1 時間当たりのルームエアコンディショナーの処理暖房負荷 (MJ/h)

である。

7.6 処理暖房負荷

日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の処理暖房負荷 $Q_{T,H,FH,d,t}$ は、式(22)により表される。

$$Q_{T,H,FH,d,t} = \begin{cases} Q_{T,H,d,t} & (Q_{T,H,d,t} \leq Q_{max,H,floor,d,t}) \\ Q_{max,H,floor,d,t} & (Q_{T,H,d,t} > Q_{max,H,floor,d,t}) \end{cases} \quad (22)$$

日付 d の時刻 t における1時間当たりのルームエアコンディショナーの処理暖房負荷 $Q_{T,H,RAC,d,t}$ は、式(23)により表される。

$$Q_{T,H,RAC,d,t} = Q_{T,H,d,t} - Q_{T,H,FH,d,t} \quad (23)$$

ここで、

$Q_{T,H,FH,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の処理暖房負荷 (MJ/h)

$Q_{T,H,RAC,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりのルームエアコンディショナーの処理暖房負荷 (MJ/h)

$Q_{T,H,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの処理暖房負荷 (MJ/h)

$Q_{max,H,floor,d,t}$

: 日付 d の時刻 t における1時間当たりの温水床暖房の最大暖房出力 (MJ/h)

である。

7.7 行き温水温度

日付 d 時刻 t における行き温水温度 $\theta_{SW,d,t}$ は、36℃とする。

8. 冷房

ルームエアコンディショナー付温水床暖房における冷房時のエネルギー消費量及び最大冷房出力については、第四章「暖冷房」第三節「ルームエアコンディショナー」6.「冷房」により規定される。

付録 A R410A におけるヒートポンプサイクルの理論効率の計算方法

本付録は、R410A 冷媒において、ヒートポンプサイクルの蒸発温度 $T_{ref, evp}$ 、凝縮温度 $T_{ref, cnd}$ 、過冷却度 T_{SC} 及び過熱度 T_{SH} から、ヒートポンプサイクルの理論暖房効率 $e_{ref, H, th}$ を求める方法について示すものである。

A.1 記号及び単位

A.1.1 記号

本計算で用いる記号及び単位は表 A.1 による。

表 A.1 記号

記号	意味	単位
$e_{ref, th}$	ヒートポンプサイクルの理論効率	—
h_{ref}	比エンタルピー	kJ/kg
P_{ref}	圧力	MPa
S_{ref}	比エントロピー	kJ/(kg・K)
θ_{ref}	温度	°C

A.1.2 添え字

本計算で用いる添え字は表 A.2 による。

表 A.2 添え字

添字	意味
cnd	凝縮、凝縮器
cnd, in	凝縮器入口
cnd, out	凝縮器出口
$comp, in$	圧縮機吸込
$comp, out$	圧縮機吐出
evp	蒸発、蒸発器
evp, in	蒸発器入口
evp, out	蒸発器出口
H	暖房
SC	過冷却
SH	過熱

A.2 本付録で用いる冷媒に関する関数

本付録で用いる冷媒に関する関数を表 A.3 に示す。

表 A.3 冷媒に関する関数

添字	意味
$f_{P, sqas}(\theta)$	飽和蒸気の温度から圧力を求める関数
$f_{H, gas, comp, in}(P, \theta)$	圧縮機吸込領域において過熱蒸気の圧力と温度から比エンタルピーを求める関数
$f_{H, gas, comp, out}(P, S)$	圧縮機吐出領域において過熱蒸気の圧力と比エントロピーから比エンタルピーを求める関数
$f_{S, gas}(P, h)$	過熱蒸気の圧力と比エンタルピーから比エントロピーを求める関数
$f_{H, liq}(P, \theta)$	過冷却液の圧力と温度から比エンタルピーを求める関数

A.3 熱交換器における仮定

本付録に記載する方法では、圧縮及び膨張過程以外の熱交換器等における圧力損失は無いものとして取り扱う。従って、 $P_{ref, evp, in} = P_{ref, evp, out}$ 及び $P_{ref, cnd, in} = P_{ref, cnd, out}$ が成り立ち、それぞれ単に $P_{ref, evp}$ 及び

$P_{ref,cnd}$ と表す。また、 $\theta_{ref,evp}$ 及び $\theta_{ref,cnd}$ とは、飽和蒸気における圧力 $P_{ref,evp}$ 及び $P_{ref,cnd}$ の時の温度とし、それぞれ蒸発温度、凝縮温度と言う。

A.4 ヒートポンプサイクルの理論効率

ヒートポンプサイクルの理論暖房効率 $e_{ref,H,th}$ は、熱交換器や配管等における圧力損失が無い、圧縮機において理想的な断熱圧縮(等エントロピー圧縮)を仮定した場合の効率であり、式(1)により表される。

$$e_{ref,H,th} = \frac{h_{ref,comp,out} - h_{ref,cnd,out}}{h_{ref,comp,out} - h_{ref,comp,in}} \quad (1)$$

A.5 圧縮機吐出及び吸込比エンタルピー

圧縮機吐出比エンタルピー $h_{ref,comp,out}$ は、式(2)により表される。

$$h_{ref,comp,out} = f_{H,gas,comp,out}(P_{ref,comp,out}, S_{ref,comp,out}) \quad (2)$$

圧縮機吐出圧力 $P_{ref,comp,out}$ は、凝縮圧力 $P_{ref,cnd}$ に等しいとし、式(3)により表される。

$$P_{ref,comp,out} = P_{ref,cnd} \quad (3)$$

圧縮機吐出比エントロピー $S_{ref,comp,out}$ は、圧縮機吸入比エントロピー $S_{ref,comp,in}$ に等しいとし、式(4)により表される。

$$S_{ref,comp,out} = S_{ref,comp,in} \quad (4)$$

圧縮機吸入比エントロピー $S_{ref,comp,in}$ は、式(5)により表される。

$$S_{ref,comp,in} = f_{S,gas}(P_{ref,comp,in}, h_{ref,comp,in}) \quad (5)$$

圧縮機吸入比エンタルピー $h_{ref,comp,in}$ は、式(6)により表される。

$$h_{ref,comp,in} = f_{H,gas,comp,in}(P_{ref,comp,in}, \theta_{ref,comp,in}) \quad (6)$$

圧縮機吸入圧力 $P_{ref,comp,in}$ は、蒸発圧力 $P_{ref,evp}$ に等しいとし、式(7)により表される。

$$P_{ref,comp,in} = P_{ref,evp} \quad (7)$$

圧縮機吸入温度 $\theta_{ref,comp,in}$ は、式(8)により表される。

$$\theta_{ref,comp,in} = \theta_{ref,evp} + \theta_{ref,SH} \quad (8)$$

A.6 凝縮器出口比エンタルピー

凝縮器出口比エンタルピー $h_{ref,cnd,out}$ は、式(9)により表される。

$$h_{ref,cnd,out} = f_{H,liq}(P_{ref,cnd}, \theta_{ref,cnd,out}) \quad (9)$$

凝縮器出口温度 $\theta_{ref,cnd,out}$ は、式(10)により表される。

$$\theta_{ref,cnd,out} = \theta_{ref,cnd} - \theta_{ref,SC} \quad (10)$$

A.7 凝縮圧力および蒸発圧力

凝縮圧力 $P_{ref,cnd}$ は、式(11)により表される。

$$P_{ref,cnd} = f_{P,sgas}(\theta_{ref,cnd}) \quad (11)$$

蒸発圧力 $P_{ref,evp}$ は、式(12)により表される。

$$P_{ref,evp} = f_{P,sgas}(\theta_{ref,evp}) \quad (12)$$

A.8 冷媒に関する関数

A.8.1 飽和蒸気に関する関数

飽和蒸気の温度から圧力を求める関数 $f_{P,sgas}(\theta)$ は、式(13)により表される。

$$\begin{aligned} f_{P,sgas}(\theta) = & 2.75857926950901 \times 10^{-17} \times \theta^8 + 1.49382057911753 \times 10^{-15} \times \theta^7 \\ & + 6.52001687267015 \times 10^{-14} \times \theta^6 + 9.14153034999975 \times 10^{-12} \times \theta^5 \\ & + 3.18314616500361 \times 10^{-9} \times \theta^4 + 1.60703566663019 \times 10^{-6} \times \theta^3 \\ & + 3.06278984019513 \times 10^{-4} \times \theta^2 + 2.54461992992037 \times 10^{-2} \times \theta \\ & + 7.98086455154775 \times 10^{-1} \end{aligned} \quad (13)$$

ここで、

$f_{P,sgas}$: 飽和蒸気の圧力 (MPa)

θ : 飽和蒸気の温度 (°C)

である。

A.8.2 過熱蒸気に関する関数

圧縮機吸込領域において過熱蒸気の圧力と温度から比エンタルピーを求める関数 $f_{H,sgas,comp,in}(P, \theta)$ は、式(14)により表される。

$$\begin{aligned} f_{H,sgas,comp,in}(P, \theta) = & -1.00110355 \times 10^{-1} \times P^3 - 1.184450639 \times 10 \times P^2 \\ & - 2.052740252 \times 10^2 \times P + 3.20391 \times 10^{-6} \times (\theta + 273.15)^3 \\ & - 2.24685 \times 10^{-3} \times (\theta + 273.15)^2 + 1.279436909 \times (\theta + 273.15) \\ & + 3.1271238 \times 10^{-2} \times P^2 \times (\theta + 273.15) \\ & - 1.415359 \times 10^{-3} \times P \times (\theta + 273.15)^2 \\ & + 1.05553912 \times P \times (\theta + 273.15) + 1.949505039 \times 10^2 \end{aligned} \quad (14)$$

ここで、

$f_{H,sgas,comp,in}$
: 過熱蒸気の比エンタルピー (kJ/kg)

P : 過熱蒸気の圧力 (MPa)

θ : 過熱蒸気の温度 (°C)

である。

圧縮機吐出領域において過熱蒸気の圧力と比エントロピーから比エンタルピーを求める関数 $f_{H,sgas,comp,out}(P, S)$ は、式(15)により表される。

$$\begin{aligned}
 f_{H,gas,comp,out}(P,S) = & -1.869892835947070 \times 10^{-1} \times P^4 + 8.223224182177200 \times 10^{-1} \times P^3 \\
 & +4.124595239531860 \times P^2 - 8.346302788803210 \times 10 \times P \\
 & -1.016388214044490 \times 10^2 \times S^4 + 8.652428629143880 \times 10^2 \times S^3 \\
 & -2.574830800631310 \times 10^3 \times S^2 + 3.462049327009730 \times 10^3 \times S \\
 & +9.209837906396910 \times 10^{-1} \times P^3 \times S \\
 & -5.163305566700450 \times 10^{-1} \times P^2 \times S^2 \\
 & +4.076727767130210 \times P \times S^3 - 8.967168786520070 \times P^2 \times S \\
 & -2.062021416757910 \times 10 \times P \times S^2 + 9.510257675728610 \times 10 \times P \times S \\
 & -1.476914346214130 \times 10^3
 \end{aligned} \tag{15}$$

ここで、

$f_{H,gas,comp,out}$: 過熱蒸気の比エンタルピー (kJ/kg)
 P : 過熱蒸気の圧力 (MPa)
 S : 過熱蒸気の比エントロピー (kJ/(kg・K))

である。

過熱蒸気の圧力と比エンタルピーから比エントロピーを求める関数 $f_{S,gas}(P, h)$ は、式(16)により表される。

$$\begin{aligned}
 f_{S,gas}(P, h) = & 5.823109493752840 \times 10^{-2} \times P^4 - 3.309666523931270 \times 10^{-1} \times P^3 \\
 & +7.700179914440890 \times 10^{-1} \times P^2 - 1.311726004718660 \times P \\
 & +1.521486605815750 \times 10^{-9} \times h^4 - 2.703698863404160 \times 10^{-6} \times h^3 \\
 & +1.793443775071770 \times 10^{-3} \times h^2 - 5.227303746767450 \times 10^{-1} \times h \\
 & +1.100368875131490 \times 10^{-4} \times P^3 \times h + 5.076769807083600 \times 10^{-7} \times P^2 \times h^2 \\
 & +1.202580329499520 \times 10^{-8} \times P \times h^3 - 7.278049214744230 \times 10^{-4} \times P^2 \times h \\
 & -1.449198550965620 \times 10^{-5} \times P \times h^2 + 5.716086851760640 \times 10^{-3} \times P \times h \\
 & +5.818448621582900 \times 10
 \end{aligned} \tag{16}$$

ここで、

$f_{S,gas}$: 過熱蒸気の比エントロピー (kJ/(kg・K))
 P : 過熱蒸気の圧力 (MPa)
 h : 過熱蒸気の比エンタルピー (kJ/kg)

である。

A.8.3 過冷却液に関する関数

過冷却液の圧力と温度から比エンタルピーを求める関数 $f_{H,liq}(P, \theta)$ は、式(17)により表される。

$$\begin{aligned} f_{H,liq}(P, \theta) = & 1.7902915 \times 10^{-2} \times P^3 + 7.96830322 \times 10^{-1} \times P^2 \\ & + 5.985874958 \times 10 \times P + 0 \times (\theta + 273.15)^3 \\ & + 9.86677 \times 10^{-4} \times (\theta + 273.15)^2 + 9.8051677 \times 10^{-1} \times (\theta + 273.15) \\ & - 3.58645 \times 10^{-3} \times P^2 \times (\theta + 273.15) + 8.23122 \times 10^{-4} \times P \times (\theta + 273.15)^2 \\ & - 4.42639115 \times 10^{-1} \times P \times (\theta + 273.15) - 1.415490404 \times 10^2 \end{aligned} \quad (17)$$

ここで、

$f_{H,liq}$: 過冷却液の比エンタルピー (kJ/kg)

P : 過冷却液の圧力 (MPa)

θ : 過冷却液の温度 (°C)

である。

付録 B（参考）ルームエアコンディショナー付温水床暖房の 同時運転時の定格暖房能力及び定格消費電力の計測方法

本付録は、ルームエアコンディショナー付温水床暖房の温水床暖房部とルームエアコンディショナー部の同時運転（以下、単に「同時運転」と言う。）時の定格暖房能力および定格消費電力の計測方法を示すものである。

B.1 同時運転時の機器加熱能力

同時運転時時の温水加熱能力及びルームエアコンディショナー暖房能力を計測し、その合計を同時運転時の定格暖房能力とする。

B.2 温水加熱能力の測定に用いる試験方法

温水加熱能力の測定は JIS B8613「ウォーターチリングユニット」の「付属書 1 冷却能力及びヒートポンプ加熱能力試験」に則って行なうこととする。

B.3 ルームエアコンディショナー暖房能力の測定に用いる試験方法

ルームエアコンディショナー暖房能力の測定は JIS B8615-1「エアコンディショナー 第1部：直吹き形エアコンディショナ及びヒートポンプ—定格性能及び運転性能試験法」の「6.1 暖房能力試験」に則って行なうこととする。

B.4 測定の誤差

温水加熱能力の測定の誤差は JIS B8613 の表 3 を超えてはならない。ルームエアコンディショナー暖房能力の測定の誤差は JIS B8615-1 の表 10 を超えてはならない。

B.5 試験条件の許容差

温水加熱能力の利用側温水温度の許容差は、入口水温 ± 0.3 (K)、出口水温 35 °C以上及び利用側入口水量は定格値の ± 5 %とする。その他の試験条件の許容差は JISB8615-1 の表 11 による。

B.6 同時運転の試験条件

同時運転の試験条件は表 B.1 による

表 B.1 同時運転の試験条件

室内側吸込空気温度	乾球温度	20 °C
	湿球温度	15 °C
室内側吹出風量		実運転で出現する風量から設定する
室外側吸込空気温度	乾球温度	7 °C
	湿球温度	6 °C
利用側水温	入口水温	30 °C
	出口水温	35 °C以上
利用側入口水量		定格水量
電源	試験周波数	定格周波数
	試験電圧	定格電圧

B.7 同時運転時の機器加熱能力および消費電力

B.1 から B.7 の方法によって試験を行ったとき、同時運転時の機器加熱能力は、製造者が指定する値の 97 %以上、消費電力は103 %以下とする。