

ヒートポンプ付ルームクーラ

Room Cooler with Heat Pump System

緒方 京一*
Kyôichi Ogata

柴田 勝男*
Katsuo Shibata

権 守 博*
Hiroshi Gommori

内 容 梗 概

日立製作所ではウインドウ形ルームクーラにヒートポンプ付 600W および 750W の 2 機種を採用市販し、好評を博しているが、ヒートポンプ付ルームクーラの特性についてはまだ十分顧客に認識されていない。

ここでは、冬期に室内側と室外側とを逆にして窓に取り付けた場合のヒートポンプ暖房と四方弁を用いて逆サイクルを行なわせた場合のヒートポンプ暖房の二つの方式について性能の比較検討を行ない、さらにヒートポンプ付ルームクーラの特性を明らかにした。

1. 緒 言

ヒートポンプ付ルームクーラは、アメリカでは1953年頃から、わが国でも1960年から市販され、現在では各メーカーともヒートポンプ付ルームクーラを販売するようになった。

日立製作所ではヒートポンプ付ルームクーラの試作研究を1958年に完成し、1960年より 600 W および 750 W の 2 機種の生産を行なってきた。

ヒートポンプ運転による暖房は、電気ヒータによる暖房に比べて運転経費が少なく、また室内の温度分布が均一になるなどの長所はあるが、一方12, 1, 2月の外気温度がきわめて低くなったときは暖房能力が不足するという欠点もある。前述のようにわが国ではヒートポンプ付ルームクーラは市販されてからまだ日が浅いのでこれらの長所、短所は顧客に十分認識されていないのが実状である。

以下本文ではヒートポンプ付ルームクーラの試作研究の一部を紹介し、その特徴について述べる。

2. ルームクーラによる暖房運転について

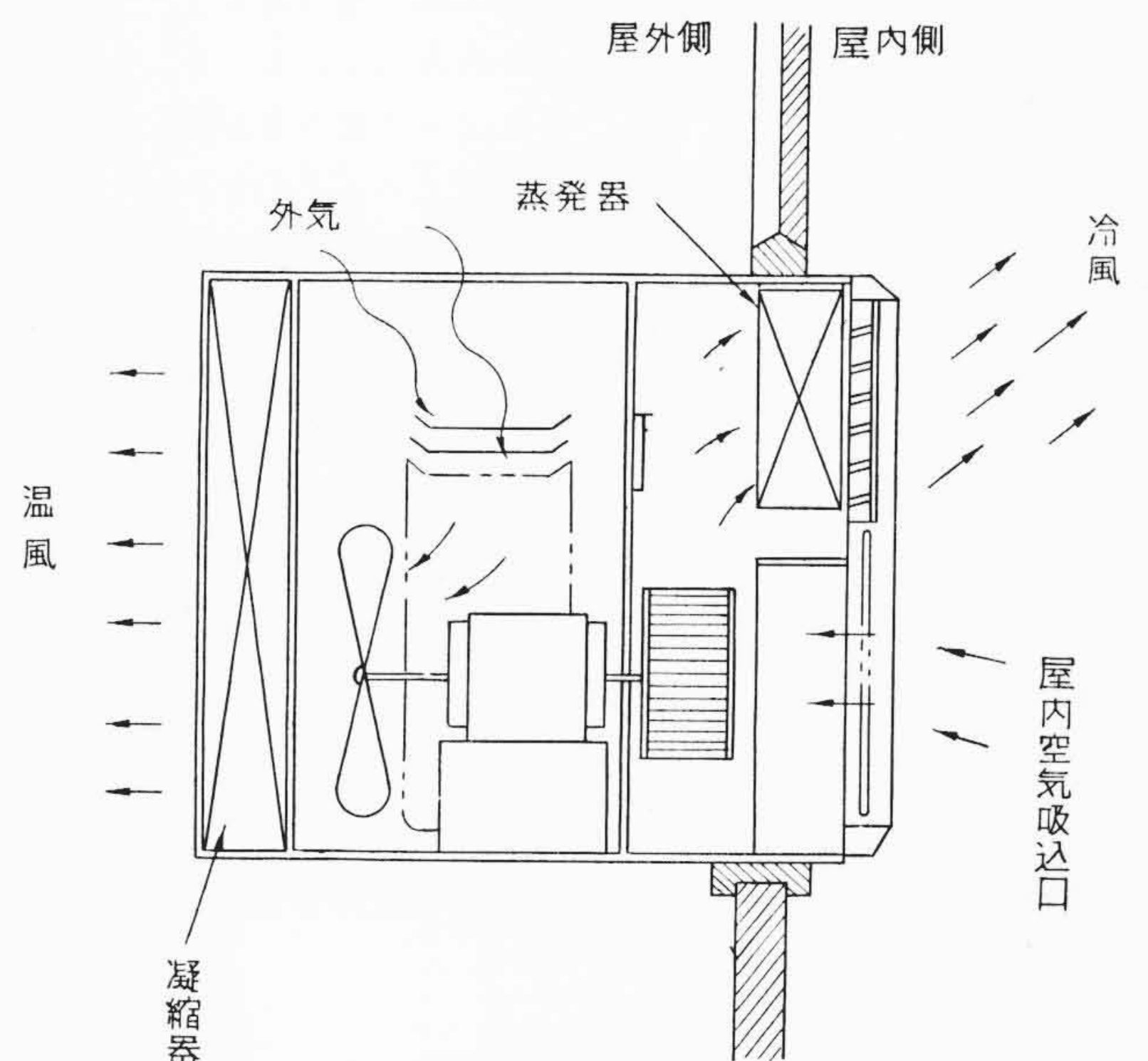
ルームクーラの構造を一部改造して暖房機として運転する方法に次の三つの方法が考えられる。

- (1) ルームクーラの据え付けを屋内側と屋外側とを逆にし、冷房運転のときと同じ運転を行なって暖房を行なう方法
 - (2) ルームクーラの冷媒循環経路に四方切換弁を取り付け、冷媒の流れを変えて暖房を行なう方法
 - (3) 電熱器などを組み込み送風機を運転して暖房を行なう方法
- (1)および(2)項はともにヒートポンプの原理に基づく暖房運転の方法で、ここで両者について性能上の比較検討を行なってみることにし、(3)項についての詳細な説明はこれを省略する。

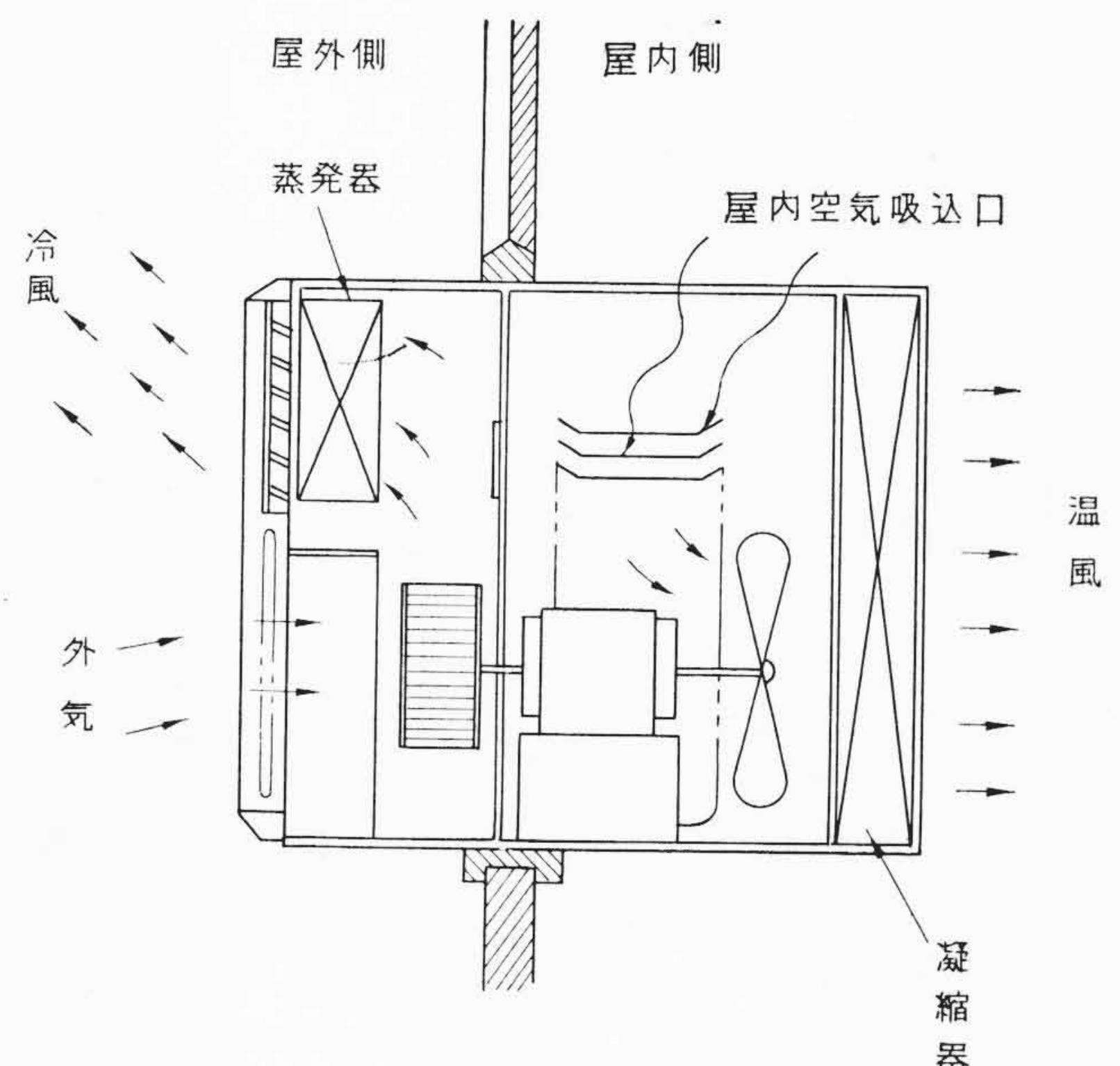
- (1) ルームクーラの据え付けを逆にして行なう暖房運転について

第1図(b)に示すようにルームクーラを屋内側と屋外側とを逆にして据え付けて運転すると、(a)で示す冷房運転の場合とまったく逆に、蒸発器は屋外の空気と熱交換することになるので、冷媒はここで外気から熱を吸収して蒸発し、圧縮機に吸入、圧縮されたのち室内にある凝縮器で室内に放熱し、凝縮されキャピラリーチューブを通してふたたび蒸発器に送られる。この循環を繰り返して熱を外気から吸収し、室内へくみ上げるポンプの役目を果たすので、この暖房運転はヒートポンプ運転と呼ばれるが、本文では次に述べる(2)項のヒートポンプ運転と区別するため特に冷凍サイクル暖房と呼ぶことにし、(2)項の場合をヒートポンプ暖房と呼ぶことにする。

* 日立製作所栃木工場



(a) 正規据付で冷房運転

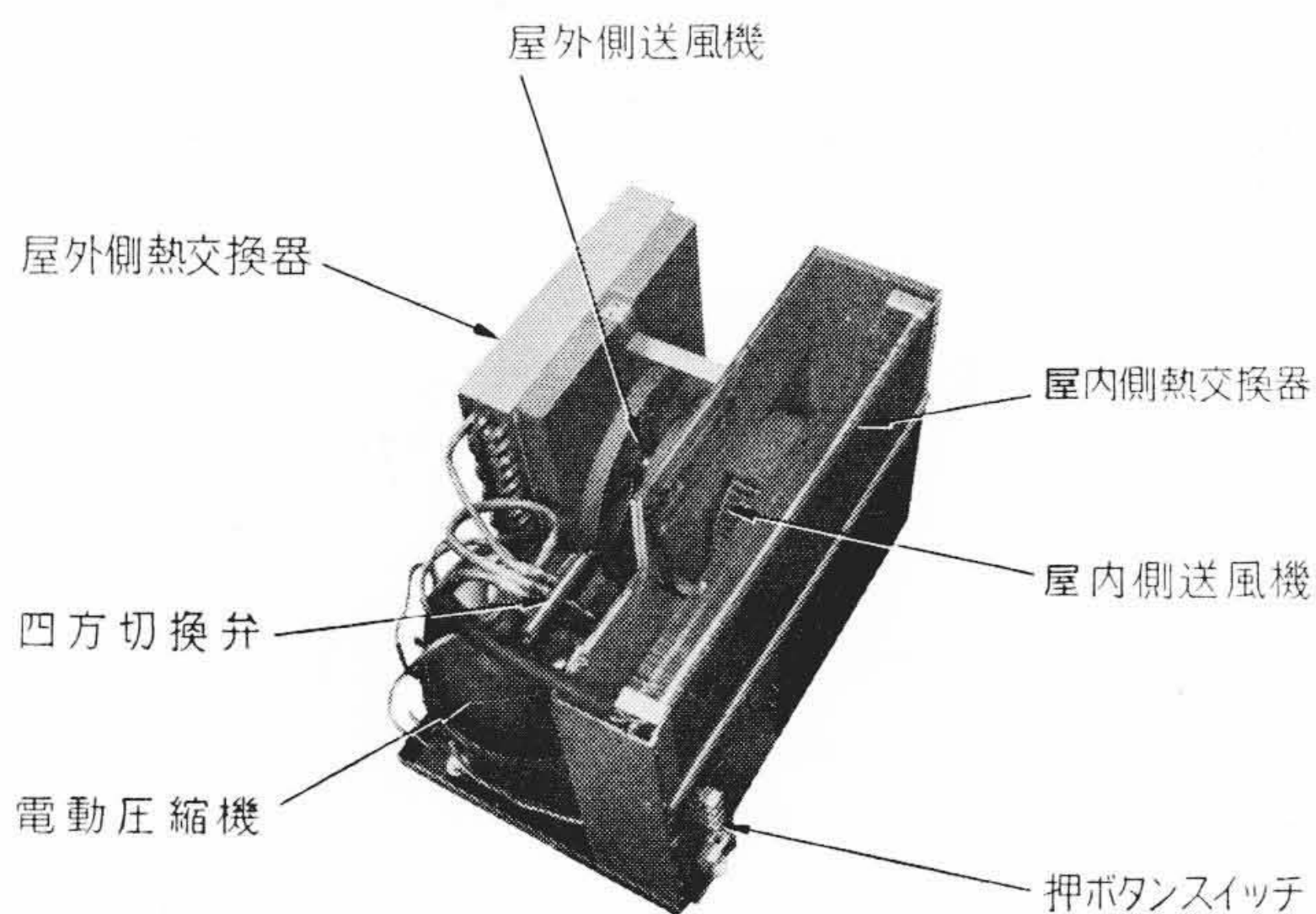


(b) 逆据付で暖房運転

第1図 冷房運転と暖房運転の据付比較

- (2) 四方切換弁を使用して行なう暖房運転について

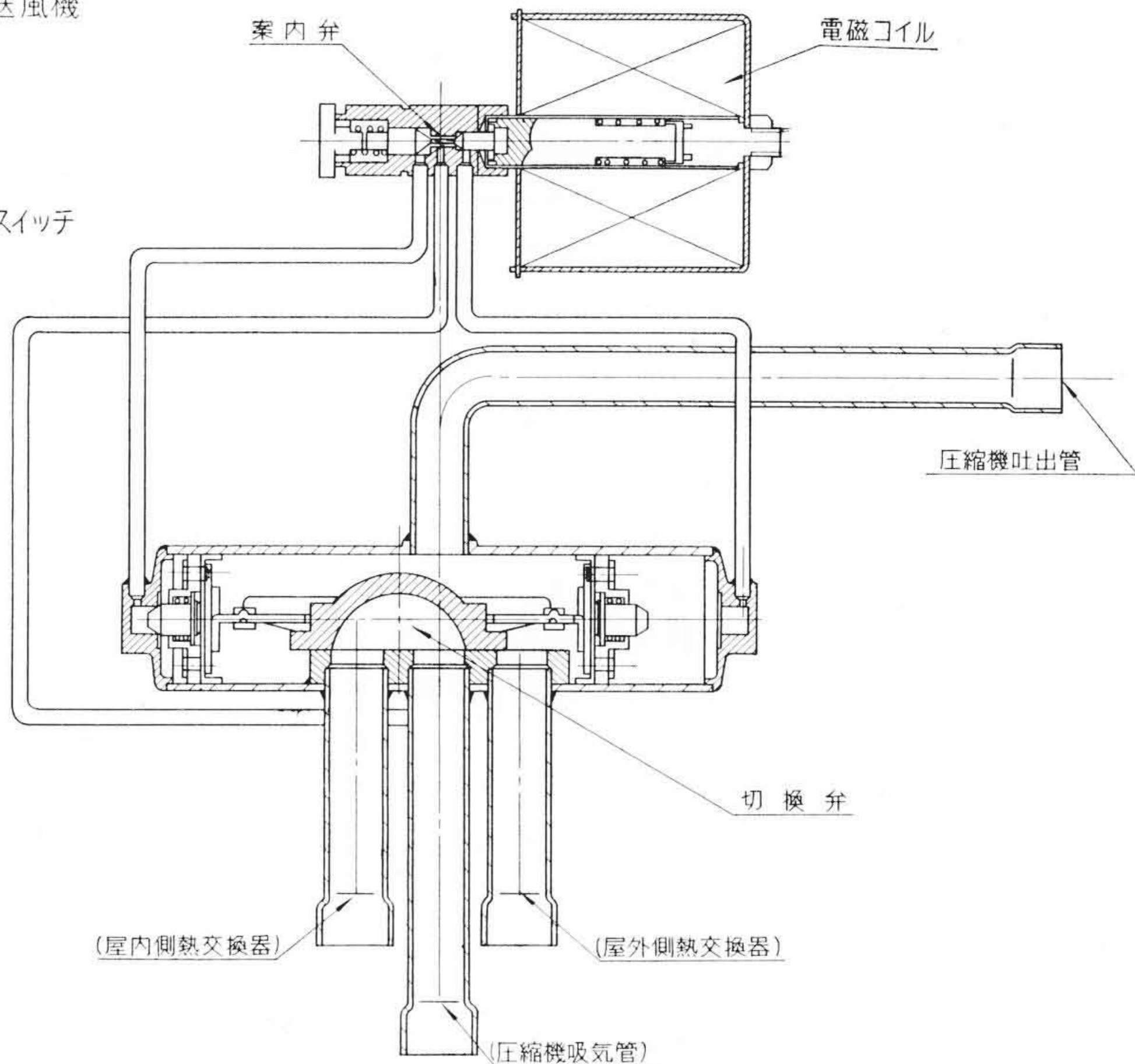
四方切換弁を使用して行なういわゆるヒートポンプ付ルームクーラの構造は第2図に示すように、従来のルームクーラの冷媒循環経路の一部に四方切換弁を組み込んだものである。四方切換弁



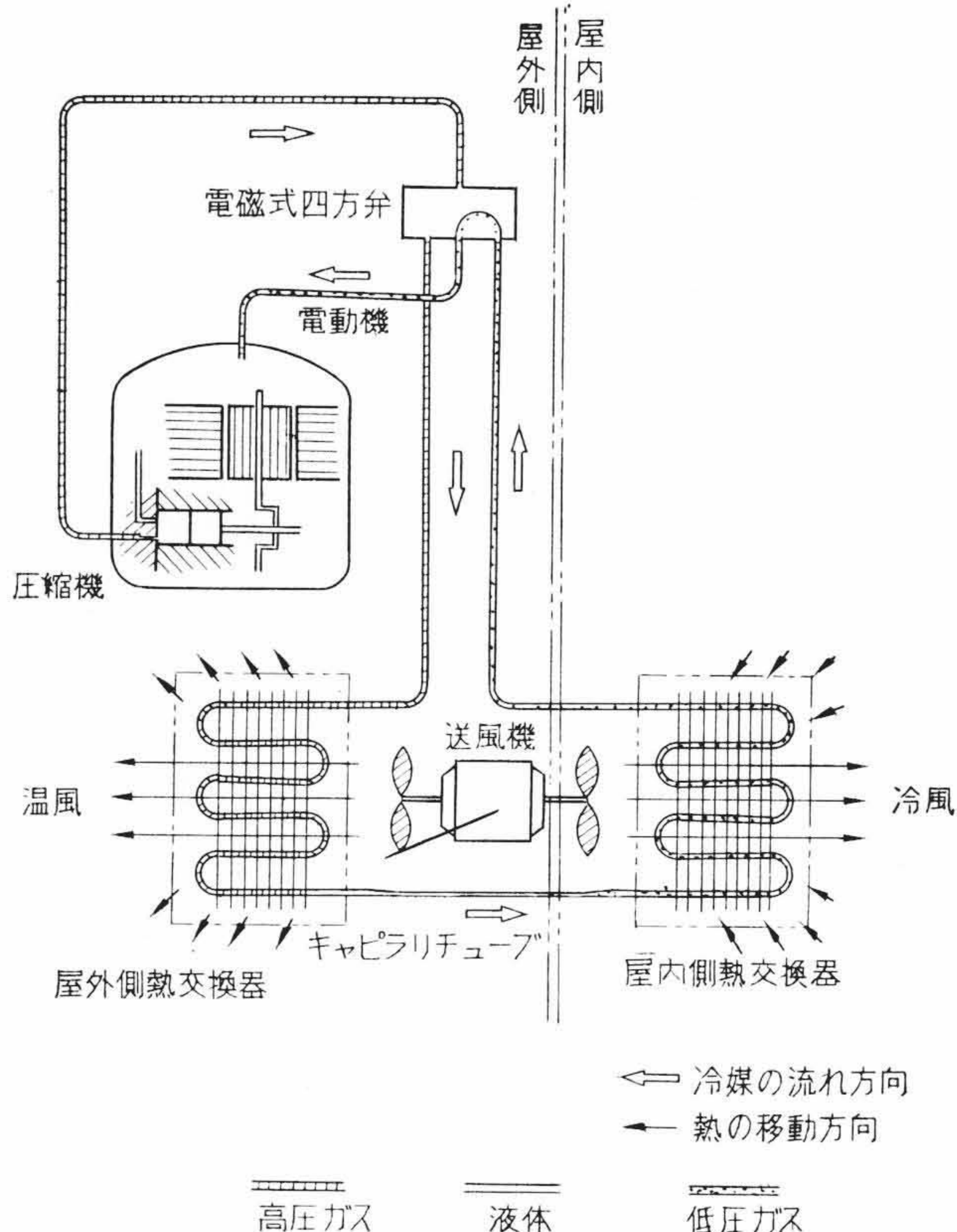
第 2 図 ヒートポンプ付ルームクーラの構造

の構造は第 3 図に示すように切換弁本体と案内弁および電磁コイルの三つのおもな部分からなっている。そして電磁コイルに通電することによって案内弁が動き、切換弁が動作して冷媒の流れを変えることができる。

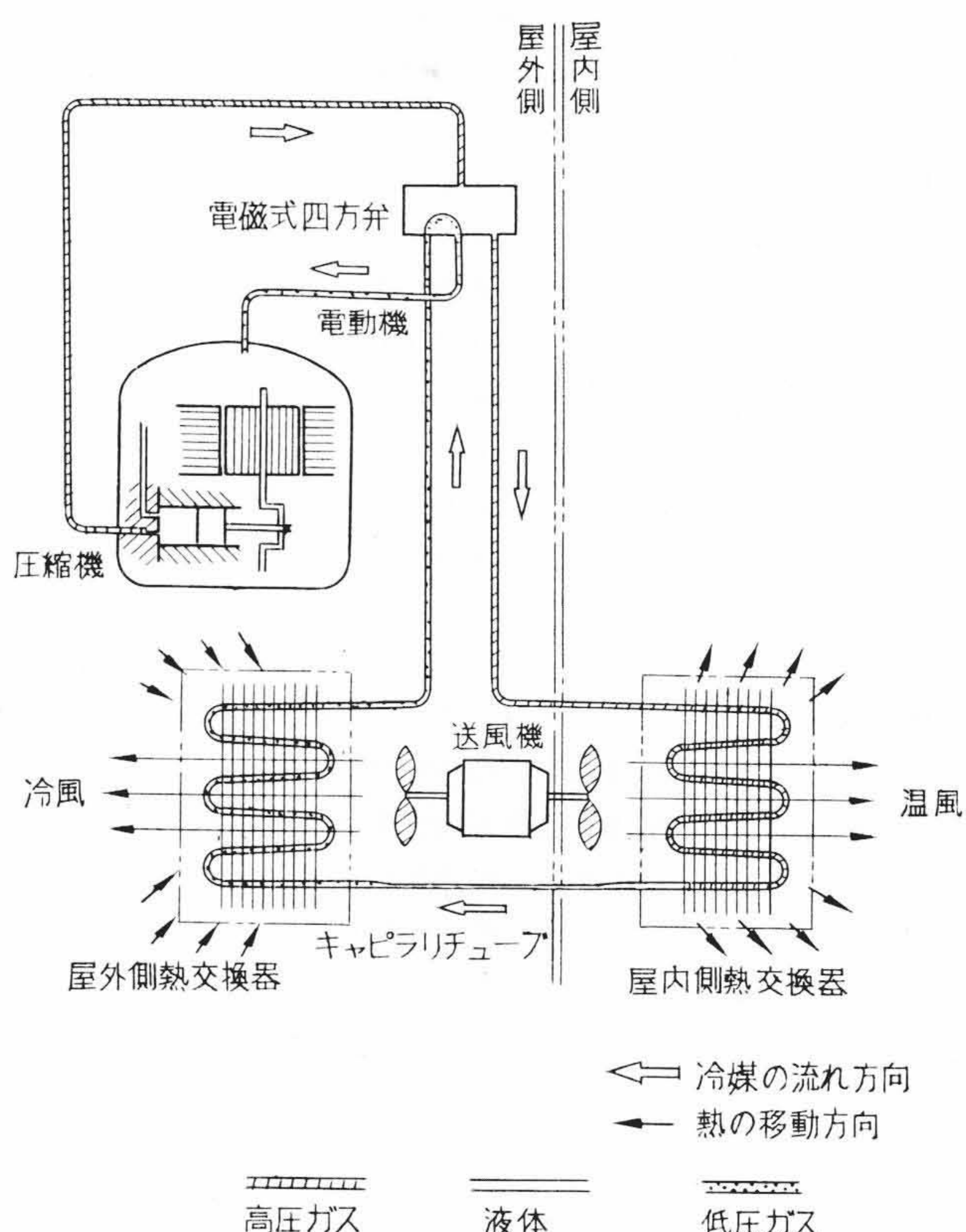
第 4 図(a)および(b)はそれぞれ冷房運転および暖房運転中の冷媒の循環の状態を示したものである。第 4 図(a)に示すように冷房運転中は圧縮機から吐き出された冷媒は四方切換弁を通して屋外側熱交換器に送られ、キャピラリチューブを通して屋内側熱交換器で蒸発し、室内の冷房を行なう。暖房運転の場合は第 4 図(b)に示すように、切換弁が移動して圧縮機から吐き出された高温高压の冷媒は四方切換弁を通ったのちただちに屋内側熱交換器に送られ、ここで多量の熱を放散し、凝縮を行なうと同時に室内の暖房が行なわれ



第 3 図 四方切換弁の構造

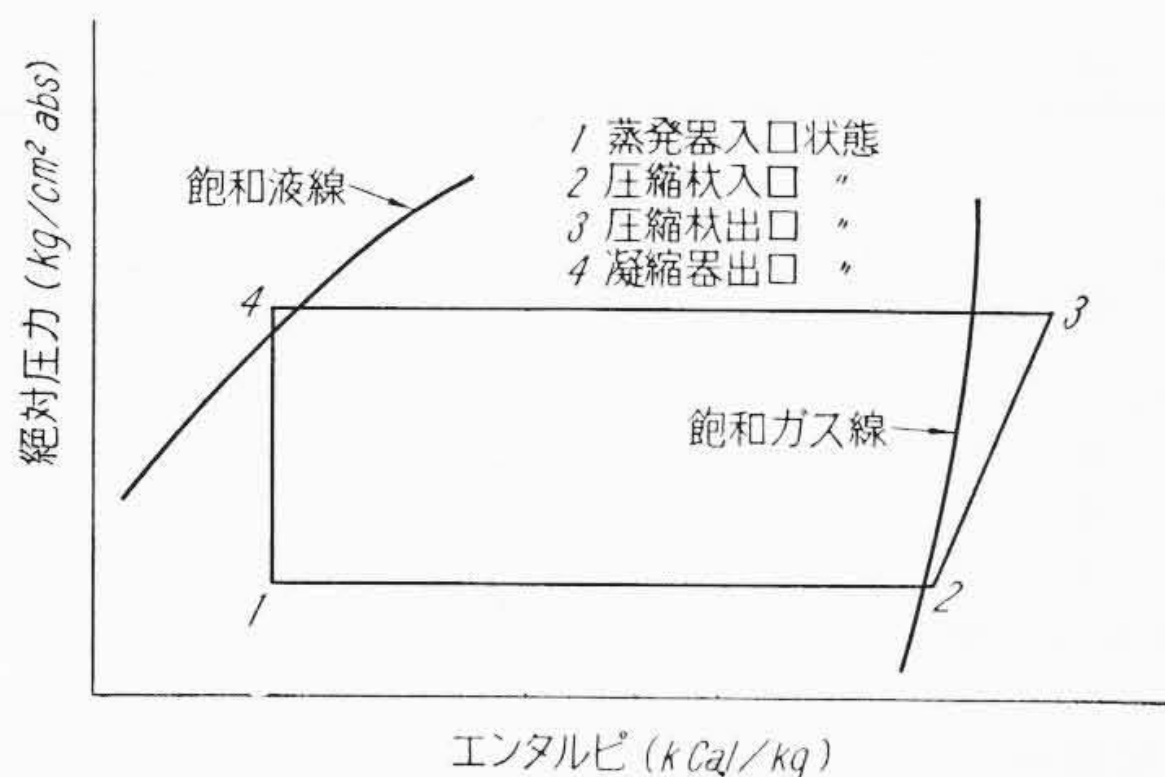


(a) 冷房運転



(b) ヒートポンプ暖房運転

第 4 図 冷房運転と暖房運転比較系統図



第5図 冷凍サイクル暖房の冷媒の状態図

(3) 冷凍サイクル暖房とヒートポンプサイクル暖房の性能検討
圧縮機の吐出風量、凝縮器および蒸発器の伝熱面積、キャピラリチューブの流量および冷媒封入量などの仕様が決まったルームクーラを一定の温湿度条件の下で運転した場合、冷凍サイクル各部における冷媒の状態はモリエル線図上に示すことができる。第5図は冷凍サイクル暖房の場合の冷媒の状態を示す線図である。このルームクーラに四方切換弁をつけてヒートポンプ暖房を行なわせた場合、第5図に示す冷媒の状態がどのように変わるかを凝縮器および蒸発器について、それぞれ冷凍サイクル暖房とヒートポンプ暖房を行なった場合の冷媒と空気との熱交換について比較検討する。

凝縮器と蒸発器それぞれの伝熱面積、伝熱量などの記号を次のように決める。またヒートポンプ暖房の場合の添字を H とする。

	凝縮器	蒸発器
伝熱面積 (m^2)	A_c	A_E
伝熱量 (kcal/h)	Q_c	Q_E
熱貫流率 ($\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)	K_c	K_E
空気の風量 (m^3/h)	V_c	V_E
空気の風速 (m/s)	v_c	v_E
冷媒と空気の平均温度差 ($^\circ\text{C}$)	Δt_{m_c}	Δt_{m_E}

冷房機としての性能をよくするために一般に次の関係を満足するようにしてある。

$$Q_c > Q_E$$

$$A_c > A_E$$

$$V_c > V_E$$

$$v_c > v_E$$

(a) 凝縮器における熱交換について

冷凍サイクル暖房における凝縮器の伝熱量は次式で示される。

$$Q_c = K_c \cdot A_c \cdot \Delta t_{m_c} \quad \dots\dots\dots (1)$$

またヒートポンプ暖房における凝縮器の伝熱量は

$$(Q_c)_H = (K_c)_H (A_c)_H \cdot (\Delta t_{m_c})_H \quad \dots\dots\dots (2)$$

しかしてヒートポンプ暖房の場合の凝縮器は冷房運転の場合の蒸発器であるから次の関係式がなりたつ。

$$(A_c)_H = A_E < A_c$$

また $(v_c)_H = v_E < v_c$ であるから

$$(K_c)_H < K_c$$

いま冷凍サイクル暖房における凝縮器の伝熱量とヒートポンプ暖房における凝縮器の伝熱量が等しいとすれば

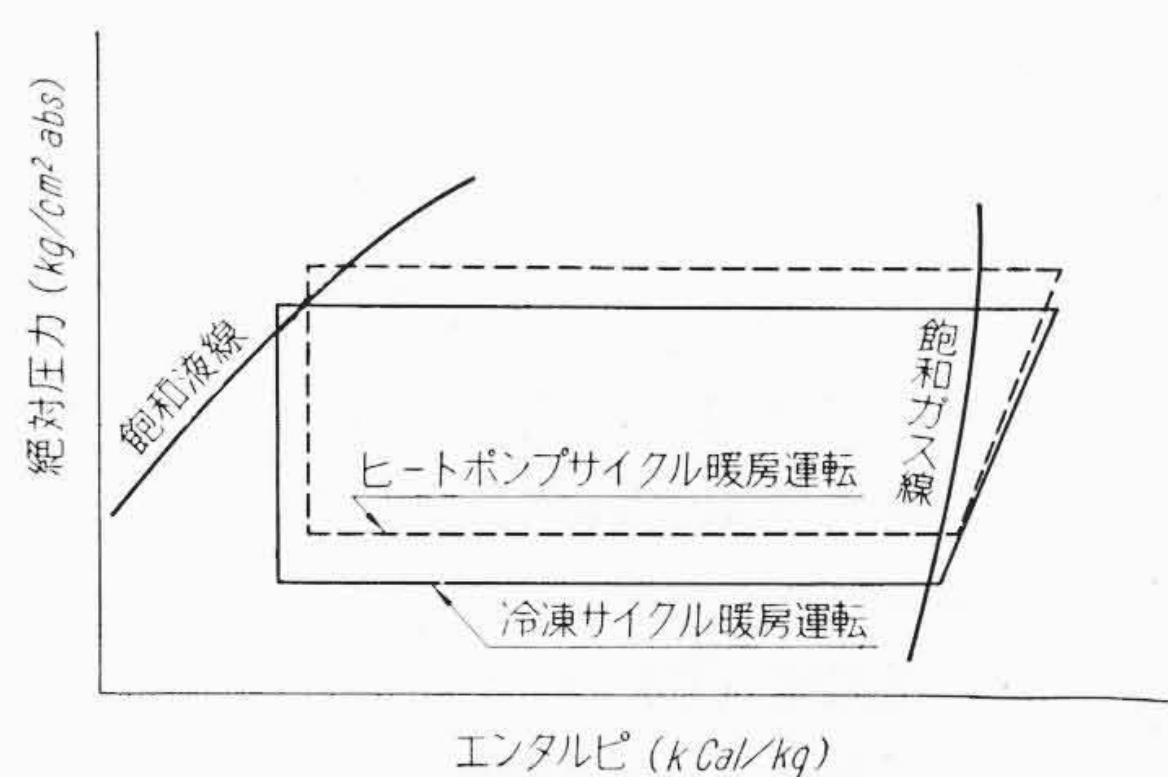
$$(Q_c)_H = Q_c$$

したがって(1)式および(2)式にこれらの関係を代入すれば

$$(\Delta t_{m_c})_H > \Delta t_{m_c}$$

となる。すなわち同じ熱量を放熱する場合は凝縮温度と凝縮圧力が高くなる。

また、 $Q(\text{kcal/h})$ の熱量を放熱する場合、凝縮器から吐き出される空気の温度 t_o は、吸込空気温度を t_i とすると次の関係がなり



第6図 冷凍サイクル暖房運転とヒートポンプ暖房運転の相違

たつ。ただし吸込空気の定圧比熱を $c_p \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ とし吸込空気の密度を $\rho \text{ kg/m}^3$ とする。

冷凍サイクル暖房の場合

$$Q = V_c \cdot c_p \cdot \rho \cdot (t_o - t_i) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ヒートポンプ暖房の場合

$$Q = (V_c)_H \cdot c_p \cdot \rho \cdot \{(t_o)_H - (t_i)_H\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

しかして $V_c > (V_c)_H$, $t_i = (t_i)_H$

したがって $(t_o)_H > t_o$ となりヒートポンプ暖房の場合は風量が少なく高い温度の空気が出るので直接吐出空気に触れたとき暖かみをより強く感ぜられるということがいえる。

(b) 蒸発器における熱交換について

冷凍サイクル運転における蒸発器の伝熱量は次式で示される。

$$Q_E = K_E \cdot A_E \cdot \Delta t_{m_E} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ヒートポンプ暖房では

$$(Q_E)_H = (K_E)_H \cdot (A_E)_H \cdot (\Delta t_{m_E})_H \quad \dots\dots\dots (6)$$

(a)項の場合と同様にして次の結果が得られる。

$$(Q_E)_H > Q_E$$

したがってヒートポンプ暖房のほうが熱交換は良好で同一の伝熱量に対して蒸発温度は比較的高くなる。したがって蒸発器表面の温度も高くなり、蒸発器表面に凝縮した露が凍結することも少なくなり使用上好都合である。

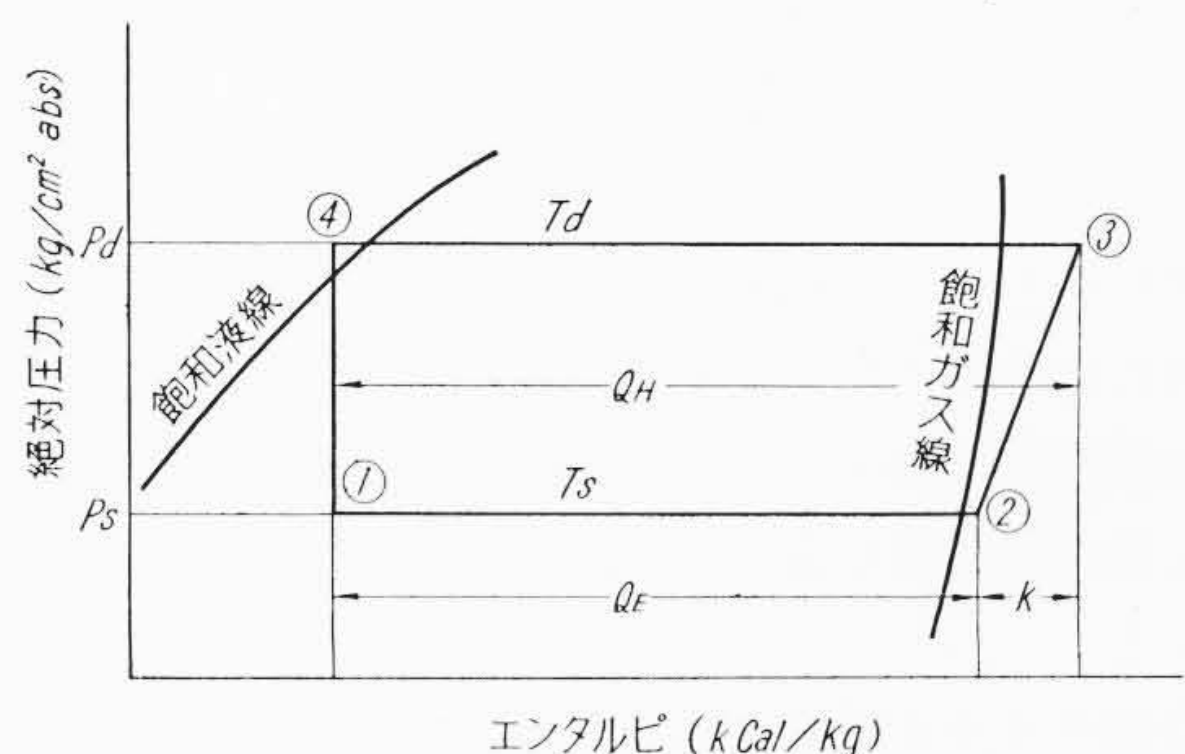
以上をまとめると冷凍サイクル暖房およびヒートポンプ暖房における冷媒の状態は第6図に示すような相違があると考えられる。また凝縮器から室内に吐出される空気の暖かさの点あるいは蒸発器における霜の付着の点などから明らかにヒートポンプサイクル暖房のほうがすぐれていると想像されるが、これを実験によって確かめることにする。

3. ヒートポンプ暖房の運転特性について

(1) 外気温度と暖房熱量の関係

暖房運転中の室内温度は一般に $17 \sim 23^\circ\text{C}$ が適当とされ、その範囲の温度に設定されるが、一方熱源となる外気の温度は地域の差にもよるが 0°C 以下になることもしばしばある。ここで外気温度が変わった場合、暖房熱量がどのように変わるかを検討する。

第7図はモリエル線図上にヒートポンプ暖房の冷媒の状態を示し



第7図 ヒートポンプ暖房の冷媒の状態図

たもので①-②は屋外側熱交換器での蒸発を示し、②-③は圧縮、③-④は屋内側熱交換器での放熱凝縮、④-①はキャピラリチューブでの断熱膨張を示す。

ここに記号を下記のように決める。

P_d : 凝縮圧力 (kg/cm²)

P_s : 蒸発圧力 (kg/cm²)

T_d : 凝縮温度 (°C)

T_s : 蒸発温度 (°C)

Q_H : 凝縮熱量 (暖房熱量) (kcal/h)

Q_E : 蒸発熱量 (kcal/h)

W : 圧縮機用電動機入力 (kcal/h)

$(K_E)_H$: 屋外側熱交換器の熱貫流率 (kcal/m²h°C)

$(A_E)_H$: 屋外側熱交換器の伝熱面積 (m²)

$(\Delta t m_E)_H$: 屋外側熱交換器における冷媒と空気の対数平均温度差 (°C)

$(V_E)_H$: 屋外熱交換器の風量 (mg/h)

t_s : 屋外熱交換器の吸込空気温度 (= 外気温度) (°C)

t_d : 屋外熱交換器の吐出空気温度 (°C)

c_p : 屋外熱交換器の吸込空気の定圧比熱 (kcal/kg°C)

ρ : 屋外熱交換器の吸込空気の密度 (kg/m³)

w : 屋外熱交換器で外気より凝縮した凝縮水量(kg/h)

q : 水の凝縮潜熱 (kcal/kg)

しかるとき次式がなりたつ。

$$Q_H = Q_E + W \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_E = (K_E)_H \cdot (A_E)_H \cdot (\Delta t m_E)_H \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\text{また } Q_E = (V_E)_H \cdot (t_s - t_d) \cdot c_p \cdot \rho + w \cdot q \quad \dots\dots\dots (9)$$

対数平均温度差 $(\Delta t m_E)_H$ は近似的に次の式で示される。

$$(\Delta t m_E)_H = \frac{(t_s + t_d)}{2} - T_s \quad \dots\dots\dots (10)$$

(7)~(10)式より

$$Q_H = \left(t_s - T_s + \frac{w \cdot q}{2 \cdot (V_E)_H \cdot c_p \cdot \rho} \right) \frac{1}{\beta} + W \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし

$$\beta = \left(\frac{1}{(K_E)_H \cdot (A_E)_H} + \frac{1}{2 (V_E)_H \cdot c_p \cdot \rho} \right) \quad \dots\dots\dots (12)$$

(11)式で明らかのように Q_H は t_s の関数となり t_s すなわち外気温度が変わると Q_H すなわち暖房熱量が変化することがわかる。

(2) 暖房熱量と入力

次に圧縮機用電動機の入力に対する暖房熱量の比、すなわち成績係数 (COP) は第7図より

$$COP = \frac{Q_H}{Q_H - Q_E}$$

しかして $Q_H > Q_E$

$$\therefore COP > 1$$

すなわち入力以上の熱量を室内に供給することになり、ヒートポンプ暖房は運転経費の面できわめて経済的であることがわかる。

4. 実験装置と実験方法

実験に用いたヒートポンプ付ルームクーラは出力 750W で、第1表は本機の仕様を示し、第8図はその取付外観を示す。

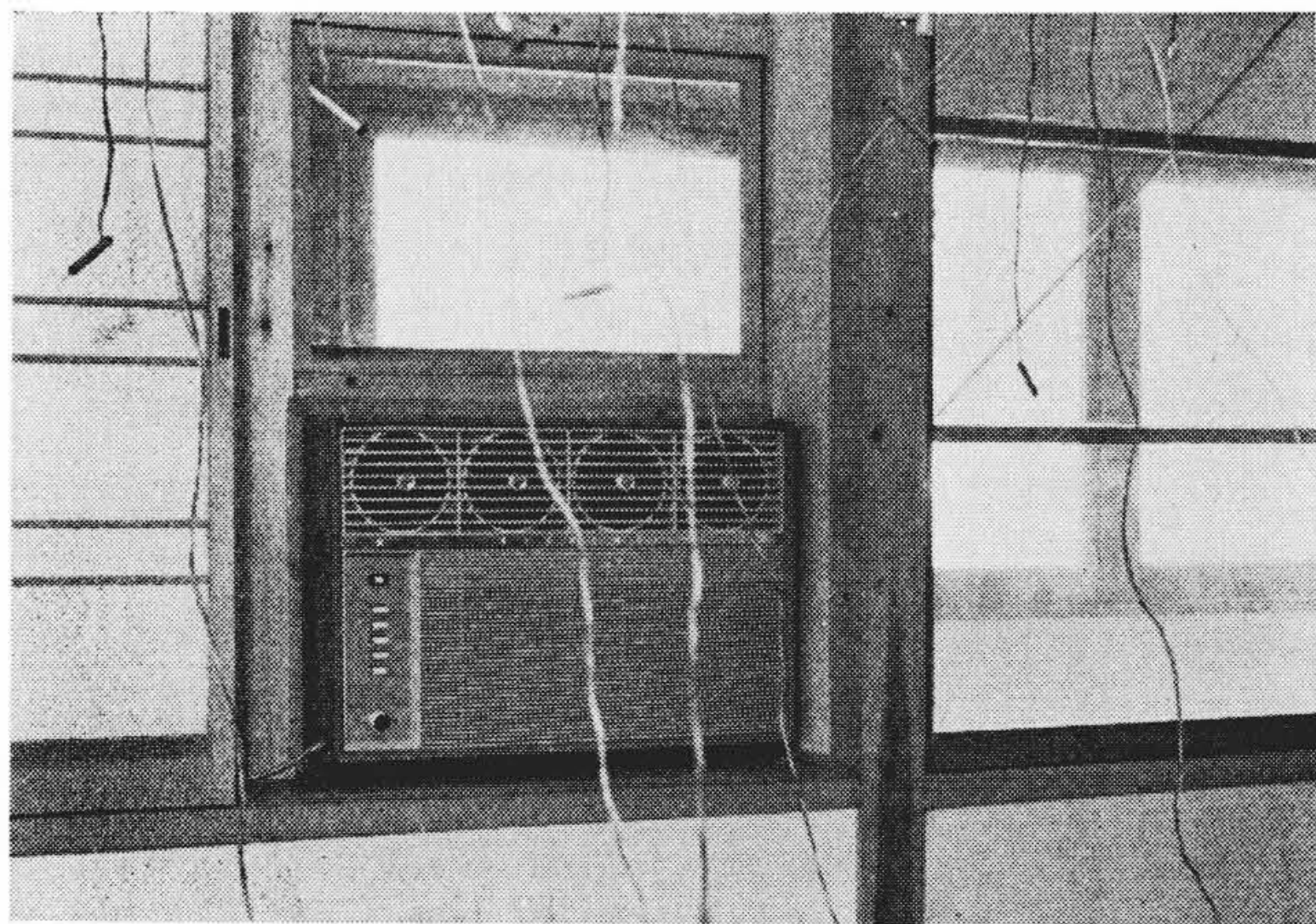
実験装置には特別に作ったモデルルーム実験室を使用した。モデルルーム実験室は 15.4 m² の洋室で一つの建屋内に収められ、室内外の温度と湿度は任意に変えられ、それらは同時に自動記録されるしくみである。

(1) 冷凍サイクル暖房とヒートポンプ暖房の比較実験

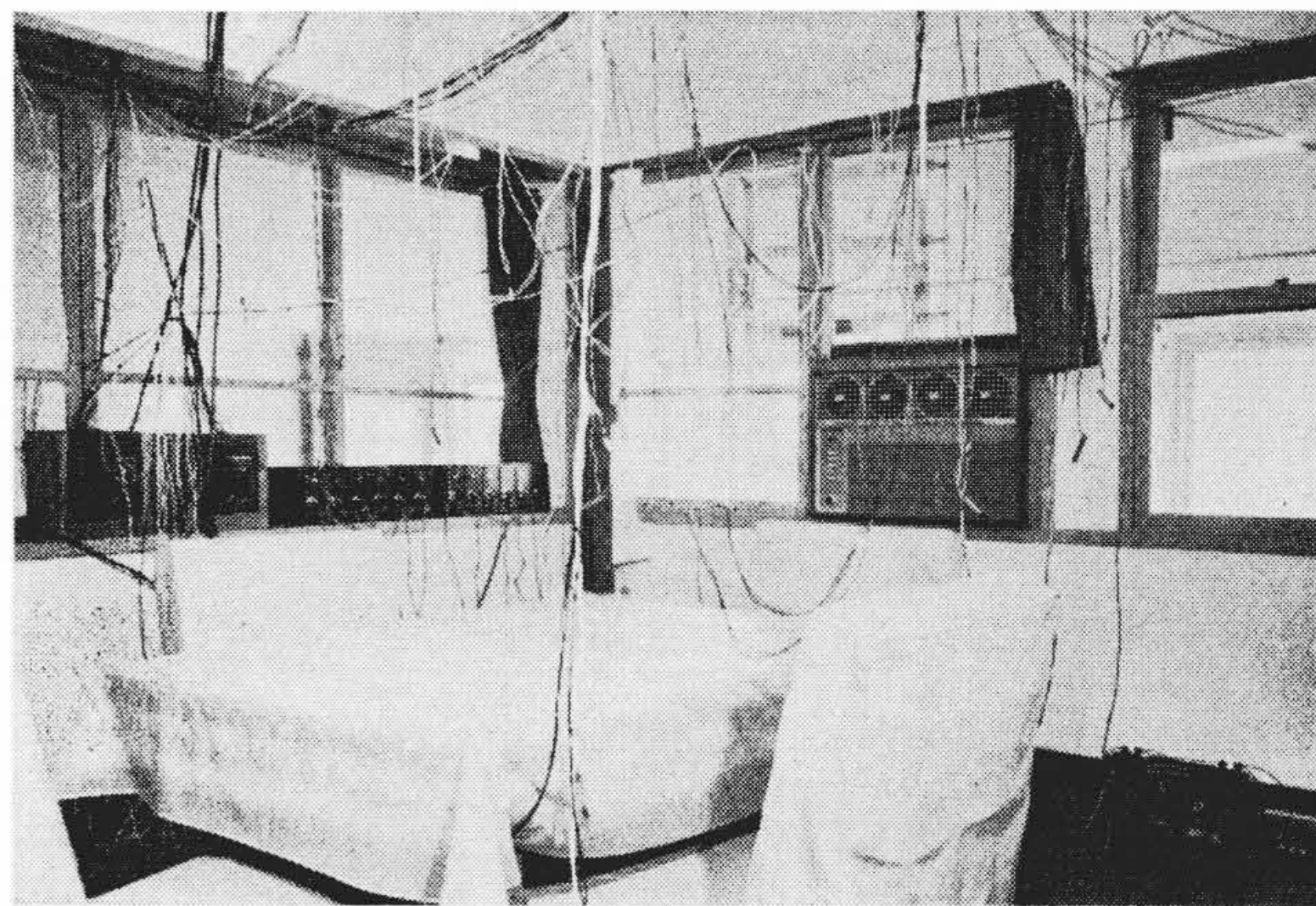
性能を比較するため外気温度を 8°C、室内温度を 17°C とし、冷凍

第1表 ヒートポンプ付ルームクーラ仕様表

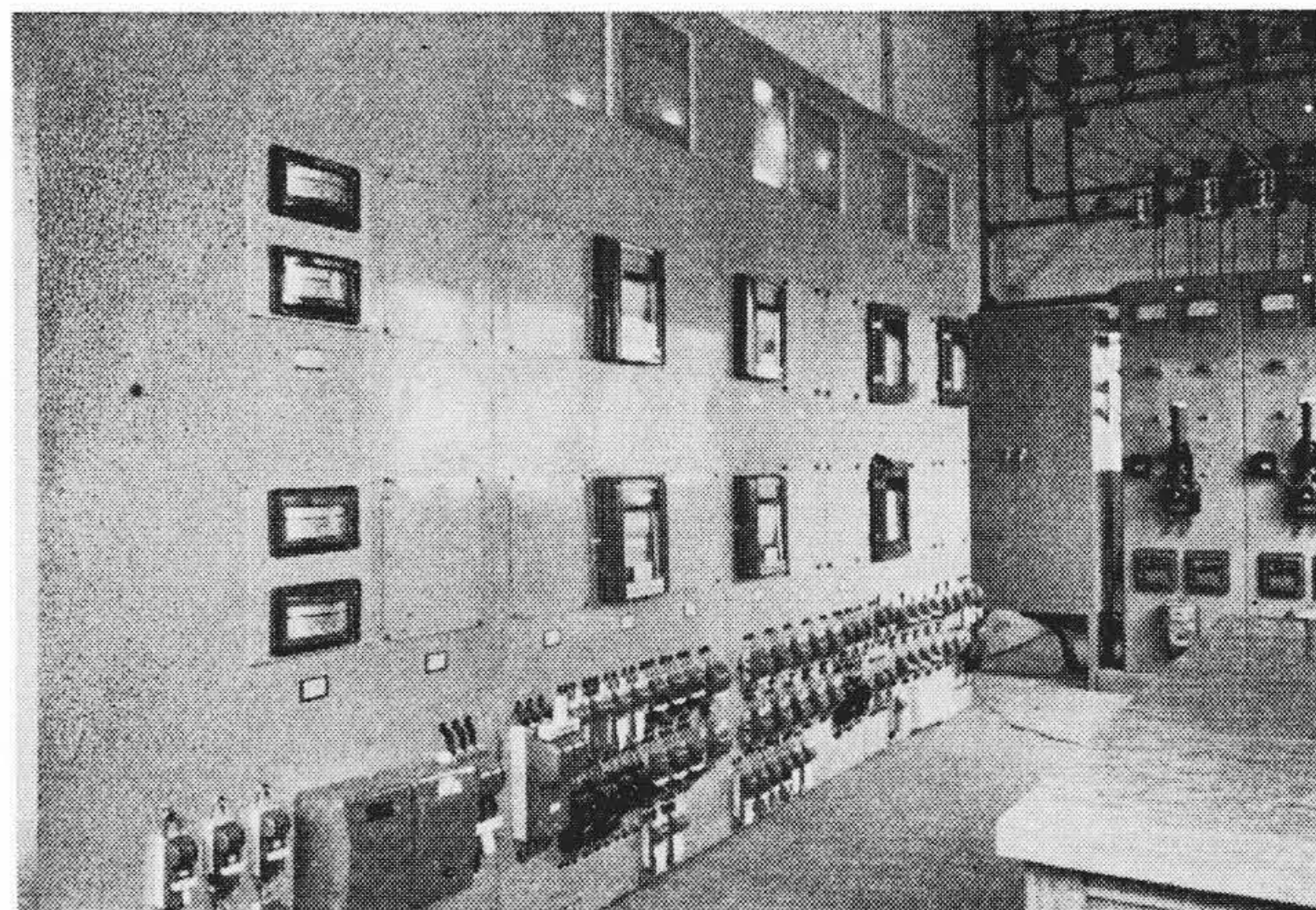
項 目		内 容
外 法 寸 法	高 さ (mm)	468
	幅 (mm)	680
	奥 行 (mm)	477
冷 凍 装 置	圧 縮 機	全密閉形, 750W 3φ 200V 50/60 c/s
	凝 縮 器	フィンコイル形
	蒸 発 器	フィンコイル形
	冷媒制御装置	キャピラリチューブ
	冷 媒	R-22
送 風 装 置	四 方 切 換 弁	L27-1010 形 (米国ランコ社製)
	過負荷保護装置	自動復帰形
	電 動 機	65W 3φ 200V 50/60 c/s
製 品 重 量 (kg)	蒸発器用ファン	シロッコファン
	凝縮器用ファン	プロペラファン
製 品 重 量 (kg)		88



第8図 ヒートポンプ付ルームクーラ取付外観 (実験室)



第9図 モデルルーム実験室 (1)



第10図 モデルルーム実験室 (2)

第2表 ヒートポンプ暖房運転と冷凍サイクル暖房運転性能

運 転				冷凍サイクル 暖 房 運 転	ヒートポンプ 暖 房 運 転
項 目				単位	
電 周 入 蒸 凝	波 数 力	圧 力	力	V	200
				～	50
				W	753
				kg/cm ²	4.0
屋 内 側 温 度	入 中 出	口 間 口	℃	kg/cm ²	12.9
				kg/cm ²	16.8
				kg/cm ²	16.8
屋 外 側 温 度	入 中 出	口 間 口	℃	℃	45.3
				℃	31.3
				℃	24.0
屋 空 内 温 度	吸 吐 吐	気 出 出	均 均 均	℃	16.2
				℃	26.2
				℃	10.0
屋 空 外 温 度	吸 吐 吸	気 出 出	均 均 均	℃	8.2
				℃	1.2
				℃	7.0
屋 内 側 風 量	吸 吐 吸	気 出 出	均 均 均	m ³ /min	12.2
				m ³ /min	9.4
				kcal/h	2,090
屋 外 側 風 量	吸 吐 吸	気 出 出	均 均 均	m ³ /min	9.8
				m ³ /min	12.2
				kcal/h	2,280

サイクル暖房運転とヒートポンプ暖房運転のそれぞれの場合について運転が安定した状態にあり、室内温度、屋内側熱交換器吐出空気温度および風量、外気温度、屋外側熱交換器吐出空気温度および風量、圧縮機吐出圧力および吸込圧力、電流、入力などを測定した。暖房熱量は屋内側熱交換器の吸込および吐出空気のエンタルピの差と風量の積によって求めた。

温度の測定には、検知部にサーミスタを用いた自動記録計を使用し、風量の測定には熱線風速計およびピラム計を用いた。

(2) 外気温度変化によるヒートポンプ暖房の性能変化

ルームクーラが実際に運転される場合は外気温度の変化によって室内温度も変化するので、本実験では外気温度を0℃としてヒートポンプ暖房運転し、各部の温度が安定してから外気温度を-2℃から10℃まで連続的に変化させて(1)項に述べた各部温度、入力などを連続的に記録した。本研究では屋外側熱交換器における氷結の発生を想定して10℃以下の温度を選んだ。また湿度65%の場合と80%の場合について実験した。

5. 実験結果と考察

5.1 冷凍サイクル暖房とヒートポンプ暖房の特性

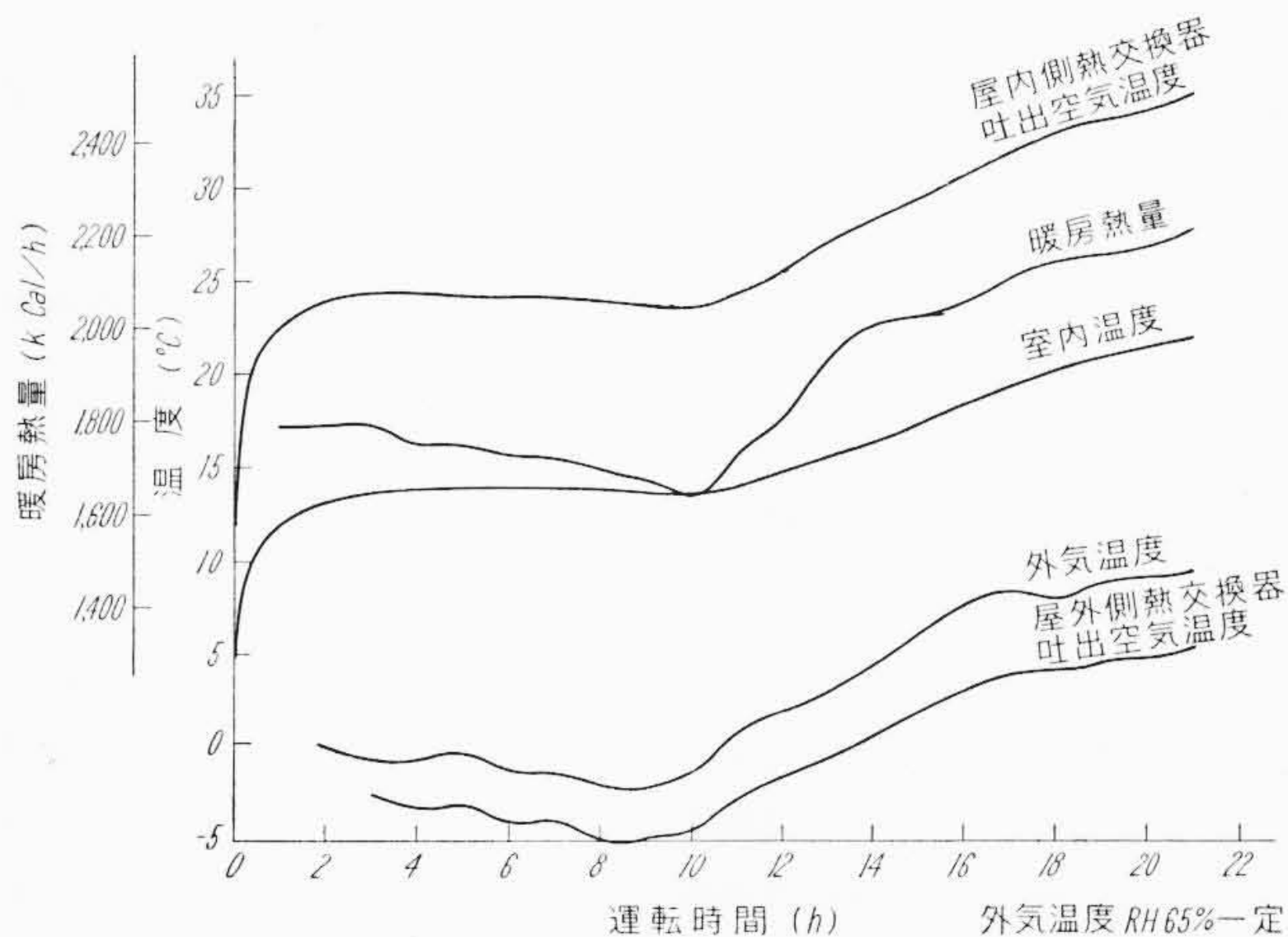
実験結果を第2表に示す。

第2表より明らかなように冷凍サイクル暖房運転とヒートポンプ暖房運転の蒸発圧力、凝縮圧力はそれぞれ3.2, 12.9, 4.0, 16.8kg/m²で、冷凍サイクル運転の圧力がヒートポンプの運転の圧力より低くなっており、第6図で予想した結果とまったく一致した。

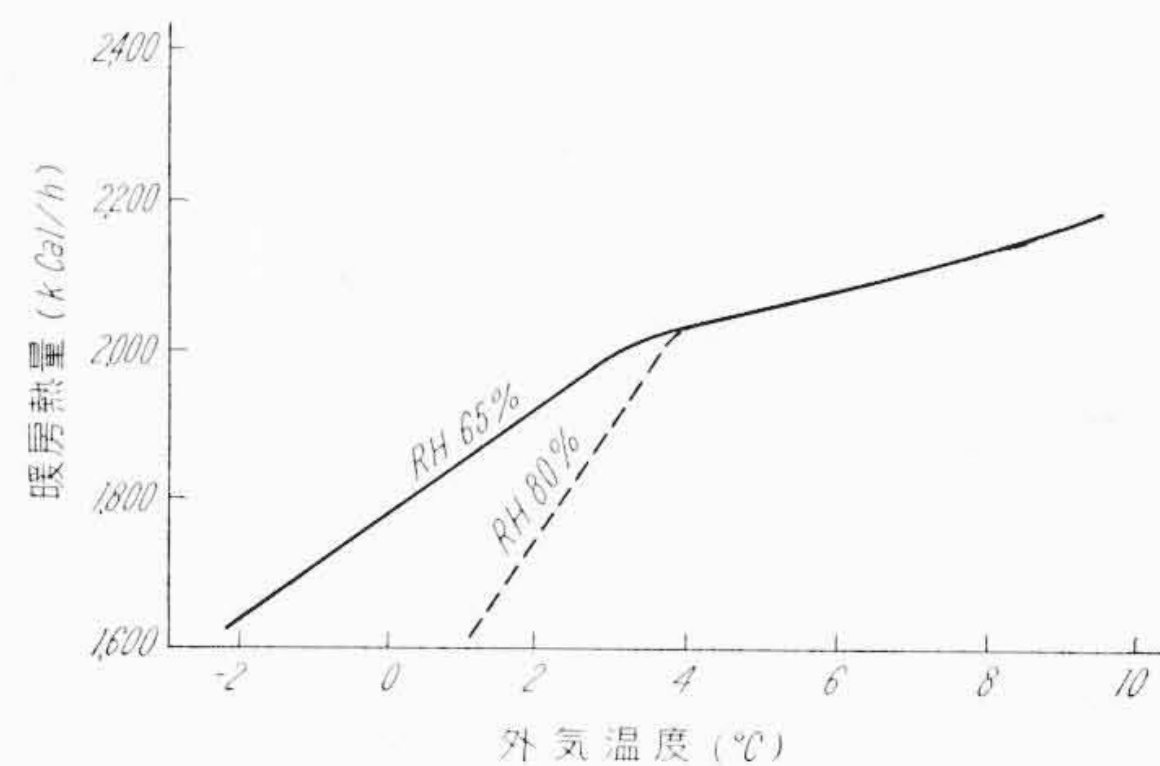
また、冷凍サイクル運転の屋外側熱交換器の表面温度は-2.5～0.8℃で、このときフィンおよびコイルの全面に薄氷を生じていた。これに対しヒートポンプ運転の場合は屋外側熱交換器の表面温度は1.0～4.8℃で表面にはまったく氷結はなかった。

また屋内側吐出空気温度はヒートポンプ運転の場合30.6℃、冷凍サイクル運転の場合26.2℃で、ヒートポンプ運転は約4℃高く暖味も強く感ぜられた。したがってこれらの点も予想通りヒートポンプ運転のほうが有利であるという結果となった。

暖房熱量はヒートポンプ運転のほうが約8%多くなっているが、これはサイクル側から見れば蒸発圧力と凝縮圧力が異なるためで蒸発圧力、凝縮圧力を同じ条件にして暖房熱量についてさらに比較検討する必要がある。



第11図 外気温度変化によるヒートポンプ暖房性能変化



第12図 外気温度および湿度と暖房熱量

5.2 成績係数

ヒートポンプ運転の場合、入力が920Wであるがこれを電熱器の入力と考え、すべて熱になったとすると

$$920(\text{W}) \times 0.86(\text{kcal/h/W}) = 791(\text{kcal/h})$$

となる。入力が920Wで2,280 kcal/hの暖房熱量を供給しているので、

$$\frac{2,280(\text{kcal/h})}{791(\text{kcal/h})} = 2.88$$

となり、約3倍の暖房能力を発揮していることになり、ヒートポンプ運転のほうが電熱器による直接暖房に比べてはるかに経済的である。

5.3 外気温度変化によるヒートポンプ暖房の性能変化

湿度を65%一定にして外気温度を変化させた場合の実験結果を第11図に示す。

第11図からヒートポンプ暖房の暖房熱量は外気温度によって変化することが実証された。外気温度と暖房熱量の間には約1時間のずれがあるので、暖房熱量曲線を1時間前方に移置した上で、外気温度と暖房熱量の関係を示すと第12図のようになる。同図には湿度80%の場合も併記した。第12図より明らかなように外気温度が4℃以下では暖房熱量は急激に減少している。これは外気温度が4℃付近になると屋外側熱交換器のコイルおよびフィンの表面に氷結を初めており、外気温度の低下とともにこれが増加し抵抗となって通風を妨げることによるものである。これは湿度が高いほど氷結の量が多く、暖房能力に与える影響が大きい。したがってヒートポンプ暖房は外気温度4℃以上すなわち3～5月あるいは10, 11月などの中間期の暖房に使うことが望ましい。

屋外側熱交換器の通風がまったくなくなると熱交換が行なわれず(5)式において

$$(V_E)_H = 0$$

また

$$w = 0, \quad 1/\beta = 0$$

$$\therefore Q_E = W$$

すなわち、このときの暖房熱量は圧縮機入力のみとなり約 $\frac{1}{3}$ に減少することになる。このように外気温度が下り暖房熱量が急激に減少すると同時に、一方建物の熱漏えいが増加し、暖房熱量が不足する結果となる。したがってこれを補う暖房装置あるいは屋外側熱交換器の氷結の影響をできるだけ少なくするくふうが必要である。

6. 結 言

以上を取りまとめて次のように結論することができる。

(1) ルームクーラをそのまま屋内側と屋外側とを逆にして据え付けて運転すれば一応暖房を行なうことができるが、四方切換弁を使用してヒートポンプ運転を行なう方法に比べて風の暖かみが低く、また同一温度条件で運転したとき屋外熱交換器における氷結の発生という点で劣る。

(2) 四方切換弁を使用したヒートポンプ暖房で屋外温度 8.8°C 、室内温度 17°C のとき暖房熱量は $2,280\text{ kcal/h}$ で同一入力で電熱器

使用の場合 791 kcal/h に対し約3倍の暖房能力を示し経済的である。

(3) ヒートポンプ暖房運転は外気温度が約 4°C 以下に下ると屋外側熱交換器の氷結が増して暖房能力が急激に減少する。したがって外気温度が 4°C 以下の厳寒期には向かない。

(4) 外気温度が 4°C に下ったとき屋外熱交換器に付着する氷の量は外気の湿度によって変わり、湿度の高いほど多く、暖房能力に与える影響は湿度 65% のとき外気温度が 1°C 下ると 80 kcal/h の減少が、 80% のとき 130 kcal/h の減少となり湿度の高いほど影響が大きい。

なお屋外側熱交換器の氷結に対しては、短時間冷房運転に切り換えてこの氷を融かす。いわゆるデアイサ方式があるが、この方式でも一般に暖房能力に不足をきたすので、屋外温度が 4°C 以下になったときは電熱器などの暖房器をルームクーラに取り付け、これに切り換えて使用することが望ましい。



特 許 の 紹 介



特許第257480号

大 木 新 彦

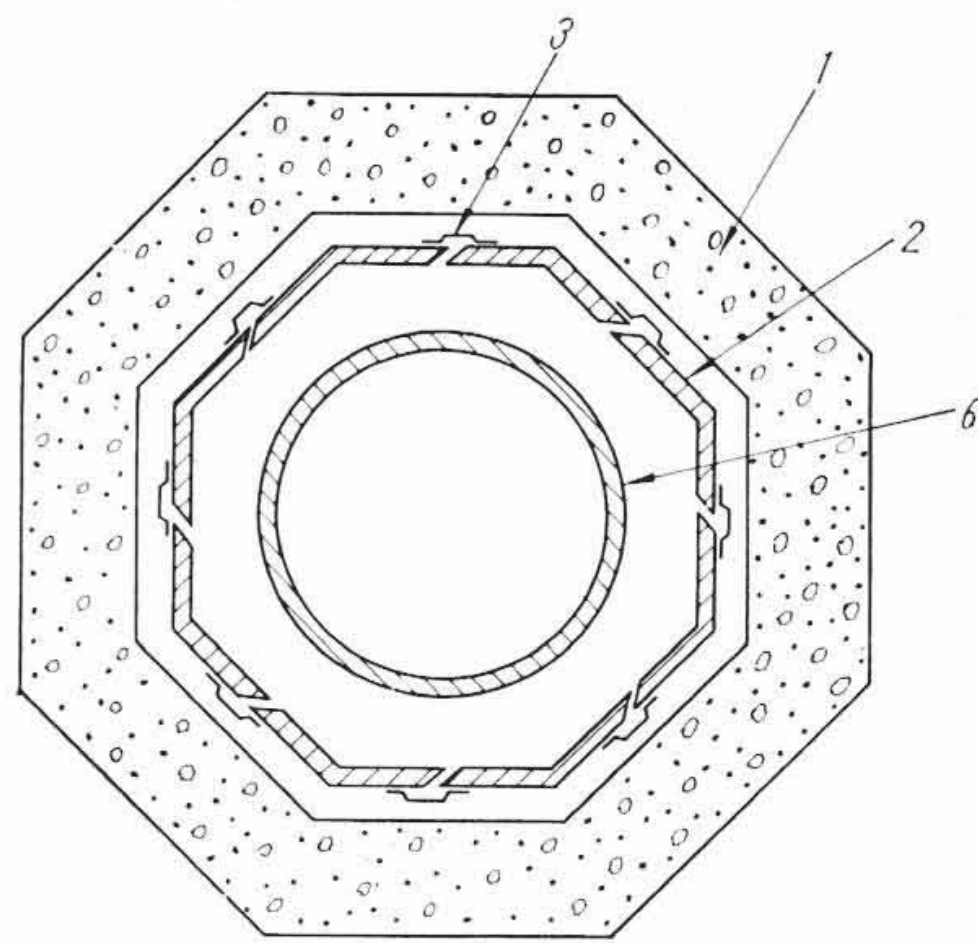
原 子 炉 遮 へ い 体

原子炉を、厚いコンクリート製の遮へい壁で囲い、 γ 線、中性子などを遮へいすることは一般的である。しかしコンクリートは熱に弱く高熱を直接うけたり、また中性子を受けて高温になったりするとき裂を生じたりして劣化が著しい、このためコンクリート製遮へい壁を使う際には、圧力容器14との間に中性子および熱を遮へいする別の遮へい体2を設けなければならない。

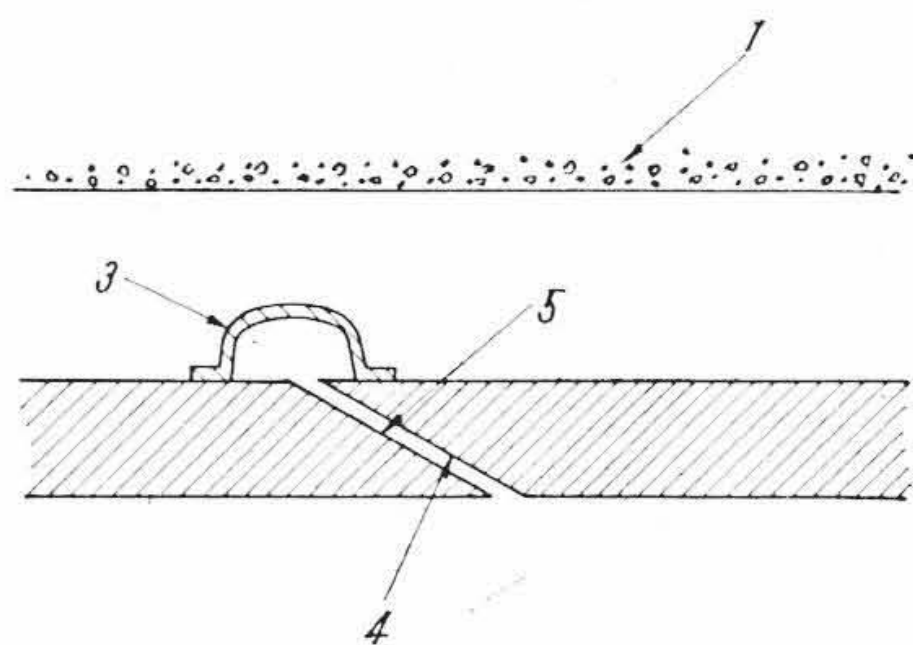
この遮へい体も十分な遮へい効果をうるために、大きい厚みと、気密構造を要求され、しかも高熱にさらされるので熱応力を生じる。

この発明は、この種遮へい体の熱応力の問題を解決するものであって、遮へい体2に切目を設けて変形を逃がれるようにし、しかもその切目は、その接続端部4,5が適宜な間隔をおいて食い違つて交差対向し、たわみ性のシール体3によって気密に封じ、遮へい効果が、切目を形成することによって減退することを防いだ構成である。

よってこの発明によると、熱応力による遮へい体の劣化を防止し、しかも遮へい効果が失なわれるようなことがない。(丸山)



第1図



第2図