

# 冷蔵庫性能の解析

## Characteristic Analysis of Domestic Refrigerator

細田 泰生\* 阿部 順常\*  
Taisei Hosoda Yoritsune Abe

### 内容梗概

電気冷蔵庫の冷却性能は、圧縮機の吸込圧力、吐出圧力およびその実押除量、圧縮機モータの効率、蒸発器や凝縮器の性能、キャピラリの大きさ、冷蔵庫箱の熱漏えい量など種々の要素により決定される。本論文はこれらのおおのの性能を単独に調査し、それにより総合的検討を加えて理論的に冷却特性を求め、理論値と実験値とが一致することを確かめ、冷蔵庫の冷却特性を究明したものである。

### 1. 緒言

電気冷蔵庫の冷却性能は、圧縮機の吸込圧力、吐出圧力およびその実押除量、圧縮機モータの効率、キャピラリの大きさ、凝縮器やチャンバの放熱性能、蒸発器と庫内の間の熱貫流率、冷蔵庫箱の熱漏えい量など種々の要素により決定される。

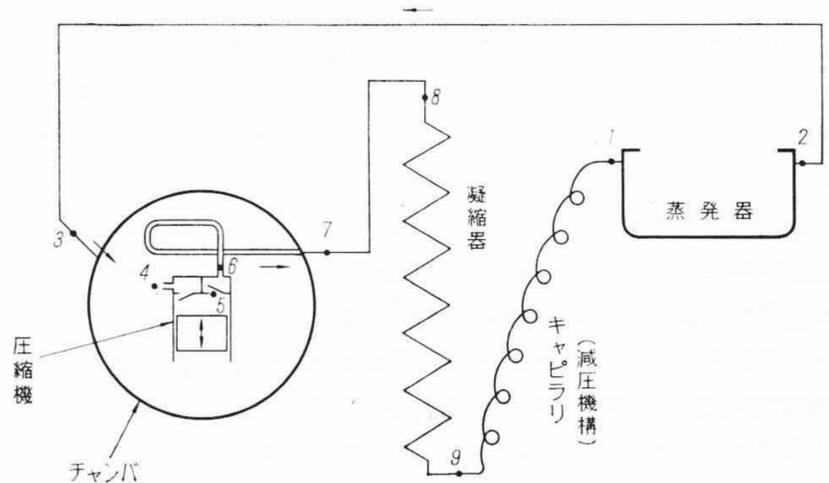
以下これら各要素に対して、総合的検討を加えるとともに理論的に冷蔵庫の冷却特性を求め、その結果と実験値とを比較検討し、冷蔵庫の冷却特性を究明しようとするものである。

### 2. 理論

冷蔵庫を連続的に運転し、数時間経過すると各部の温度（たとえば庫内温度、チャンバ温度）および圧力などは一定となり、定常状態に達する。この場合には各部の諸量は平衡状態になっており、以下に述べるような平衡式が成立する。

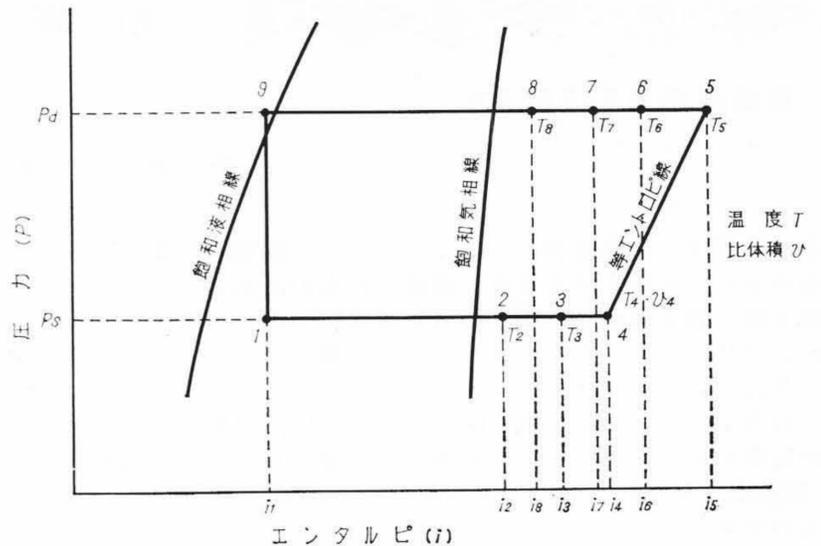
(1) まず冷凍サイクル内の冷媒の状態について考察すると、次のとおりである（第1, 2図を参照）。

- (a) チャンバを出た冷媒は高温高圧で第2図7の状態にある。
- (b) これが凝縮器入口にゆくまでに若干放熱が行なわれて第2図8の状態になる。
- (c) さらに凝縮器にはいった冷媒は液化され第2図9の状態となる。
- (d) 続いて冷媒はキャピラリを通り減圧されて蒸発器にはいる。
- (e) 蒸発器内では冷媒は順次気化し、蒸発器出口では気化が終了して低温低圧のガス状となる（状態2）。
- (f) この冷媒は吸込パイプを通過してチャンバに戻るまでに若干暖められ、状態3となる。
- (g) チャンバ内の冷媒は圧縮機およびモータより発生する熱により暖められており、圧縮機に吸込まれるときには、第2図4の状態まで温度上昇する。
- (h) 圧縮機内では冷媒は圧縮され、等エントロピ変化して、状態5まで圧力があがる。
- (i) 冷媒が圧縮機の吐出弁から吐出されるのは連続的ではなく、圧縮行程の最終段階のみである。したがって吐出冷媒は圧縮最終段階では第2図5の状態になるが、次の吐出時までは冷却されている。すなわち圧縮機出口においては冷媒はある程度温度が下がった6の状態になる。
- (j) 圧縮機を出た冷媒は吐出パイプによりチャンバ外へ導き出されるが、この間に周囲へ熱を放散し、状態7になる。そして再び(a)へ戻って循環が行なわれる。



- |                     |                   |
|---------------------|-------------------|
| 場所1: 蒸発器入口(キャピラリ出口) | 6: 圧縮機出口          |
| 2: 蒸発器出口            | 7: チャンバ出口         |
| 3: チャンバ入口           | 8: 凝縮器入口          |
| 4: 圧縮機入口            | 9: 凝縮器出口(キャピラリ入口) |
| 5: 吐出弁直後            |                   |

第1図 冷凍サイクル図



- 状態1: 蒸発器入口(キャピラリ出口)の冷媒の状態
- 2: 蒸発器出口の冷媒の状態
- 3: チャンバ入口の冷媒の状態
- 4: 圧縮機入口の冷媒の状態
- 5: 吐出弁開放時の冷媒の状態
- 6: 圧縮機出口の冷媒の状態
- 7: チャンバ出口の冷媒の状態
- 8: 凝縮器入口の冷媒の状態
- 9: 凝縮器出口(キャピラリ入口)の冷媒の状態

第2図 モリエル線図

(2) 以上の各場合における熱平衡式は次のようになる。

(a) 蒸発器入口の冷媒のエントルピを  $i_1$ 、蒸発器出口の冷媒のエントルピを  $i_2$  とし、サイクル内の冷媒の循環量を  $G$  とすれば、蒸発器で吸収している熱量(冷凍容量)  $Q_1$  は

$$Q_1 = G \cdot (i_2 - i_1) \dots \dots \dots (1)$$

(b) 蒸発器出口からチャンバ入口まで移動する間に冷媒は外気から熱を吸収する。その量は近似的には次のように表わされる。

\* 日立製作所栃木工場

$$K_1 S_1 \left( T_0 - \frac{T_2 + T_3}{2} \right) \dots\dots\dots (2)$$

ただし  $K_1$ : 吸込パイプ内部の冷媒と外気間の熱貫流率  
 $S_1$ : パイプの伝熱表面積  
 $T_0$ : 外気温度  
 $T_2$ : 蒸発器出口における冷媒の温度  
 $T_3$ : チャンバ入口における冷媒の温度

吸収した熱はそのまま冷媒のエンタルピの増加となるから、熱平衡は(2)式より次のようになる(第1, 2図を参照)。

$$G \cdot (i_3 - i_2) = K_1 S_1 \left( T_0 - \frac{T_2 + T_3}{2} \right) \dots\dots\dots (3)$$

ただし  $i_2$ : 蒸発器出口における冷媒のエンタルピ  
 $i_3$ : チャンバ入口における冷媒のエンタルピ

(c) 同様にして圧縮機出口からチャンバ出口までのパイプでは、

$$G \cdot (i_6 - i_7) = K_2 S_2 \left( \frac{T_6 + T_7}{2} - T_4 \right) \dots\dots\dots (4)$$

ただし  $i_6$ : 圧縮機出口の冷媒のエンタルピ  
 $i_7$ : チャンバ出口の冷媒のエンタルピ  
 $K_2$ : チャンバ内吐出パイプの熱貫流率  
 $S_2$ : チャンバ内吐出パイプの伝熱表面積  
 $T_6$ : 圧縮機出口の冷媒の温度  
 $T_7$ : チャンバ出口の冷媒の温度  
 $T_4$ : チャンバ内空間の冷媒の温度

(d) 同様にしてチャンバ出口から凝縮器入口までのパイプでは

$$G \cdot (i_7 - i_8) = K_3 S_3 \left( \frac{T_7 + T_8}{2} - T_0 \right) \dots\dots\dots (5)$$

ただし  $i_8$ : 凝縮器入口の冷媒のエンタルピ  
 $K_3$ : チャンバ外吐出パイプの熱貫流率  
 $S_3$ : チャンバ外吐出パイプの伝熱表面積  
 $T_8$ : 凝縮器入口の冷媒の温度

(e) 凝縮器における放散熱量  $Q_2$  は

$$Q_2 = G \cdot (i_8 - i_1) \dots\dots\dots (6)$$

(f) 凝縮器出口のエンタルピ  $i_1$  は、キャピラリの抵抗の大小、冷媒循環量、吐出圧力などに影響されることがわかったが、その関係を表わす関数を  $f_1$  とすれば

$$i_1 = f_1(A, G, P_d) \dots\dots\dots (7)$$

ただし  $A$ : キャピラリの抵抗係数  
 $P_d$ : 吐出圧力

(g) 圧縮機はピストンとシリンダの摩擦などによる機械損失および圧縮された高温冷媒ガスを瞬時たためておくため、チャンバ内空間の温度よりも若干高くなっている。したがって周囲へ放熱しているが、その熱平衡は次式のように表わされる。

$$G \cdot (i_5 - i_6) + (1 - \eta_c) \cdot W = K_4 S_4 (T_h - T_4) \dots\dots\dots (8)$$

ただし  $i_5$ : 吐出弁開放時の冷媒のエンタルピ  
 $\eta_c$ : 圧縮機の機械効率  
 $W$ : 圧縮機用モータの入力  
 $K_4$ : 圧縮機表面とチャンバ内空間の間の熱貫流率  
 $S_4$ : 圧縮機表面積  
 $T_h$ : 圧縮機の平均温度

(h) 圧縮機、モータを内蔵しているチャンバ全体としての熱の収支は、与えられる熱量が入力  $W$  で、出ていく熱量がチャンバ入口とチャンバ出口の冷媒のエンタルピの差であり、残りがチャンバ表面から放散する熱量である。したがって

$$W - G \cdot (i_7 - i_3) = K_5 S_5 (T_4 - T_0) \dots\dots\dots (9)$$

ただし  $K_5$ : チャンバ内空間と外気間の熱貫流率  
 $S_5$ : チャンバの表面積

(i) また  $T_6$  (圧縮機出口の冷媒の温度) は次のように表わされる。冷媒が圧縮機の吐出弁から吐出されるのは連続的ではなく、圧縮行程の最終段階のみである。したがって吐出冷媒は圧縮最終段階では第2図5の状態(温度  $T_5$ )になるが、次の吐出時までには冷却されている。圧縮機出口の温度  $T_6$  はこの変動する温度の平均値であるとみてよい。変動する冷媒の温度を  $T$  とすれば

$$T_6 = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} T dt \dots\dots\dots (10)$$

ただし  $t_0$ : 一サイクルの所要時間  
 また  $T$  は理論的に算出すれば

$$T = T_h + (T_5 - T_h) e^{-\frac{K_6 S_6}{m C_p} t} \dots\dots\dots (11)$$

ただし  $T_h$ : 圧縮機壁の温度  
 $T_5$ : 第2図5の温度(冷媒の瞬間最高温度)  
 $K_6$ : 冷媒と壁の間の乱流熱伝達率  
 $S_6$ : シリンダヘッド内の伝熱面積  
 $m$ : 一サイクル中に吐出する冷媒重量  
 $C_p$ : 冷媒の比熱  
 $t$ : 吐出開始時よりの経過時間

したがって

$$\begin{aligned} T_6 &= T_h + \frac{T_5 - T_h}{\frac{K_6 S_6}{m C_p} t_0} (1 - e^{-\frac{K_6 S_6}{m C_p} t_0}) \\ &= T_h + \frac{G C_p}{K_6 S_6} (T_5 - T_h) (1 - e^{-\frac{K_6 S_6}{G C_p}}) \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

(j) モータの入力は、モータ効率を  $\eta_m$ 、機械効率を  $\eta_c$  とすれば

$$W = \frac{G(i_5 - i_4)}{\eta_m \eta_c} \dots\dots\dots (13)$$

ただし  $i_4$ : 圧縮機入口の冷媒のエンタルピ

(k) 冷媒の循環量  $G$  は圧縮機の性能により次のように表わされる。

$$G = f_2(P_d, P_s, T_4) \dots\dots\dots (14)$$

ただし  $f_2$ : 使用圧縮機の性能により決まる関数  
 $P_d$ : 吐出圧力  
 $P_s$ : 吸込圧力

(3) 凝縮器、蒸発器、冷蔵庫箱などの熱平衡式

(a) 外気から冷蔵庫壁を貫通して冷蔵庫内に浸入してくる熱量  $Q_3$  は次のごとく表わされる。

$$Q_3 = K_7 S_7 (T_0 - T_i) \dots\dots\dots (15)$$

ただし  $K_7$ : 冷蔵庫箱の内と外の間の熱貫流率  
 $S_7$ : 冷蔵庫箱の伝熱面積  
 $T_0$ : 外気温度  
 $T_i$ : 庫内温度

(b) 庫内から蒸発器へ吸収される熱量(冷凍容量)  $Q_1$  は

$$Q_1 = K_8 S_8 (T_i - T_e) \dots\dots\dots (16)$$

ただし  $K_8$ : 蒸発器と庫内の間の熱貫流率  
 $S_8$ : 蒸発器の冷却面積  
 $T_e$ : 蒸発器表面温度

(c) 凝縮器から放散する熱量  $Q_2$  は

$$Q_2 = K_9 S_9 (T_c - T_0) \dots\dots\dots (17)$$

ただし  $K_9$ : 凝縮器の熱伝達率  
 $S_9$ : 凝縮器の伝熱表面積  
 $T_c$ : 凝縮器表面温度

(d) 冷凍容量  $Q_1$  が増加すると、庫内の対流は活発となり、蒸発器と庫内との間の熱の移動は起こりやすくなる。したがって(16)式の熱貫流率  $K_8$  は次のように表わされる。

$$K_8 = f_3(Q_1) \dots\dots\dots (18)$$

ただし  $f_3$ : 蒸発器の形状、取付位置、庫内形状による関数

(e) 上記のように庫内の対流が活発となると、冷蔵庫内壁の熱伝達率が大きくなり、(15)式の  $K_7$  も変化する。

$$K_7 = f_4(Q_1) \dots\dots\dots (19)$$

ただし  $f_4$ : 蒸発器の形状、取付位置、庫内形状による関数

(f) 垂直平板状凝縮器の場合には(17)式の  $K_9$  は平板表面と外気との温度差の  $\frac{1}{4}$  乗に比例する。

$$K_9 = f_5(T_c, T_0) \dots\dots\dots (20)$$

ただし  $f_5$ : 凝縮器の形状による関数

(g) 定常状態では冷凍容量  $Q_1$  と熱漏えい量  $Q_3$  は等しい。

$$Q_1 = Q_3 \dots\dots\dots (21)$$

(4) 以上の方程式で使用したエンタルピ、温度、圧力などは使用冷媒の性質により一定の関係があり、これらはモリエル線図より求めることができる。そのうちの重要なファクタである吐出圧力、吸込圧力について検討すると、さらに次のような関係がある。

(a) 冷媒は吐出圧力  $P_d$  においてはある一定温度で凝縮しているが、この温度と凝縮器表面温度との間にはパイプ内壁の熱伝達およびパイプ壁の熱伝導などにより若干のずれがある。また凝縮器内の圧力と圧縮機における真の吐出圧力との間にも、途中パイプにおける流体の圧力損失があり若干のずれがある。したがって次のように表わされる。

$$P_d - \Delta P_d = F(T_c + \Delta T_c) \dots\dots\dots (22)$$

ただし  $\Delta P_d$ : 凝縮器および吐出パイプの圧力損失

$F$ : モリエル線図の関係

$\Delta T_c$ : 凝縮器パイプの内部熱抵抗

(b) 同様の理由により蒸発器においては次の関係がある。

$$P_s + \Delta P_s = F(T_e - \Delta T_e) \dots\dots\dots (23)$$

ただし  $\Delta P_s$ : 蒸発器および吸込パイプの圧力損失

$\Delta T_e$ : 蒸発器パイプの内部熱抵抗

(5) 以上の平衡方程式をまとめると次のとおりである。

$$(1) \text{式より } Q_1 = G \cdot (i_2 - i_1) \dots\dots\dots (24)$$

$$(16) \text{式より } Q_1 = K_8 S_8 (T_i - T_e) \dots\dots\dots (25)$$

$$(6) \text{式より } Q_2 = G \cdot (i_8 - i_1) \dots\dots\dots (26)$$

$$(17) \text{式より } Q_2 = K_9 S_9 (T_c - T_0) \dots\dots\dots (27)$$

$$(21) \text{式より } Q_3 = Q_1 \dots\dots\dots (28)$$

$$(15) \text{式より } Q_3 = K_7 S_7 (T_0 - T_i) \dots\dots\dots (29)$$

$$(3) \text{式より } G \cdot (i_3 - i_2) = K_1 S_1 \left( T_0 - \frac{T_2 + T_3}{2} \right) \dots\dots\dots (30)$$

$$(4) \text{式より } G \cdot (i_6 - i_7) = K_2 S_2 \left( \frac{T_6 + T_7}{2} - T_4 \right) \dots\dots\dots (31)$$

$$(5) \text{式より } G \cdot (i_7 - i_8) = K_3 S_3 \left( \frac{T_7 + T_8}{2} - T_0 \right) \dots\dots\dots (32)$$

$$(8) \text{式より } G \cdot (i_5 - i_6) + (1 - \eta_c) \cdot W = K_4 S_4 (T_h - T_4) \dots (33)$$

$$(9) \text{式より } W - G \cdot (i_7 - i_3) = K_5 S_5 (T_4 - T_0) \dots\dots\dots (34)$$

$$(12) \text{式より } T_6 = T_h + \frac{G C_p}{K_6 S_6} \cdot (T_5 - T_h) \cdot (1 - e^{-\frac{K_6 S_6}{G C_p}}) \dots (35)$$

$$(13) \text{式より } W = \frac{G(i_5 - i_4)}{\eta_m \eta_c} \dots\dots\dots (36)$$

$$(7) \text{式より } i_1 = f_1(A, G, P_d) \dots\dots\dots (37)$$

$$(14) \text{式より } G = f_2(P_d, P_s, T_4) \dots\dots\dots (38)$$

$$(18) \text{式より } K_8 = f_3(Q_1) \dots\dots\dots (39)$$

$$(19) \text{式より } K_7 = f_4(Q_1) \dots\dots\dots (40)$$

$$(20) \text{式より } K_9 = f_5(T_c, T_0) \dots\dots\dots (41)$$

$$(22) \text{式より } P_d - \Delta P_d = F(T_c + \Delta T_c) \dots\dots\dots (42)$$

$$(23) \text{式より } P_s + \Delta P_s = F(T_e - \Delta T_e) \dots\dots\dots (43)$$

以上の平衡式に使用された文字の説明は後述の第1表および第2表にまとめて掲げてある。

これらの式において  $T_2$  は冷凍サイクル内への冷媒の封入量を適当に選ぶことにより、蒸発器表面温度よりやや高い任意の温度にすることができる。したがって、 $i_1, i_3, i_4, i_6 \sim i_8$  を未知数に選べば、モリエル線図より、 $i_2, i_5, v, T_3 \sim T_8$  は決定される。

これより供試サイクルの各種関数  $f_1 \sim f_5$  をそれぞれ単独に求め、 $S_1 \sim S_9, K_1 \sim K_6, \eta_m, \eta_c, \Delta T_c, \Delta T_e, \Delta P_d, \Delta P_s$  をそれぞれ単独に調査し、供試サイクルの  $A, C_p$  および外気温度  $T_0$  を決定すれば、方程式が20で未知数が20個 ( $Q_1 \sim Q_3, K_7 \sim K_9, T_i, T_c, T_e, T_h, i_1, i_3, i_4, i_6 \sim i_8, W, G, P_d, P_s$ ) であるのでこの連立方程式は解くことができる。すなわち冷蔵庫の運転時における各部温度などを上記の式より算出することができる。

### 3. 計算例

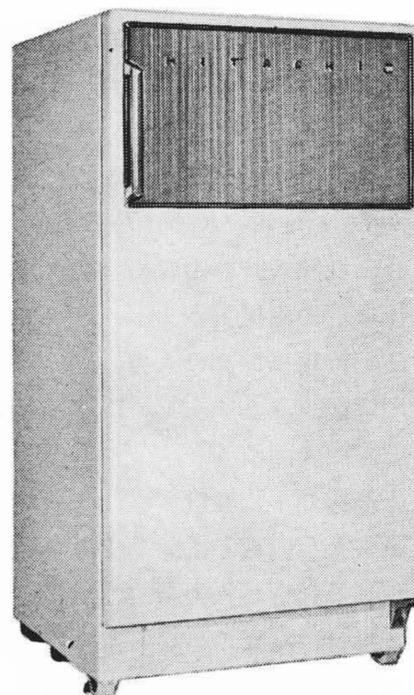
以上の式を用いて、一例として日立製作所製冷蔵庫(N-95形)の性能を調査した。供試冷蔵庫の外観は第3図、仕様は第1表に示すとおりである。

#### 3.1 関数の決定

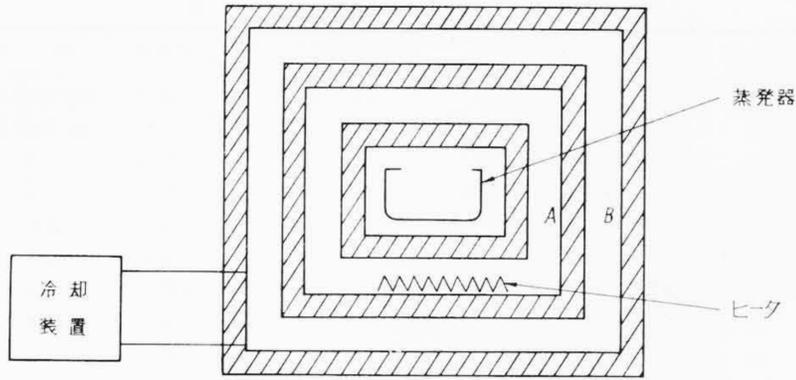
(1)  $f_1$  について(37式).....(この関数  $f_1$  はキャピラリを使用したすべての冷凍サイクルに共通のものである)。冷凍サイクルの蒸発器を断熱箱に入れ、その周囲を第4図のように二つの断熱箱で囲む。そして以上二つの断熱箱の間Bの温度を内側の断熱箱内Aの温度に等しくなるように付属の冷凍装置により調整すれば、AとBの間では温度差がないのでAからBへの熱漏えい量は零となる。したがってA室内にヒータを取り付け、これを調節してA室内の温度を定常にすれば、ヒータ入力より蒸発器の冷却能力を求

第1表 供試冷蔵庫仕様

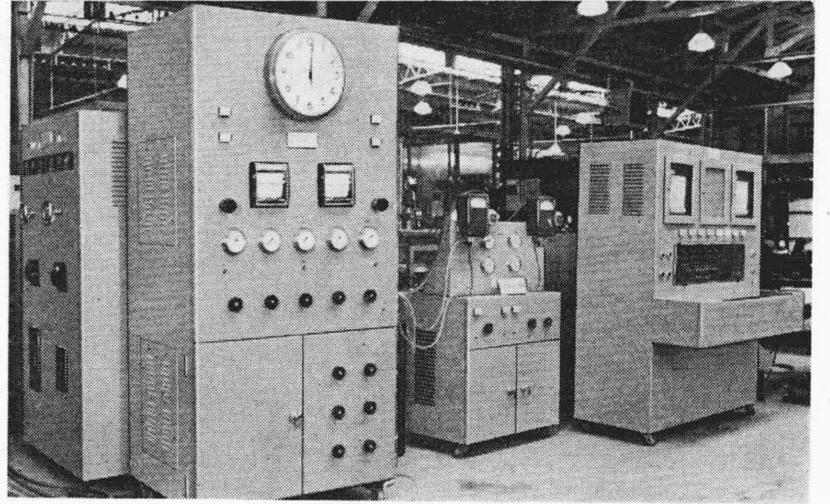
形 式	N-95
圧 縮 機	全密閉 80 W
蒸 発 器	□型アルミインシート
凝 縮 器	プレートパイプ式、パイプは縦配管
キャピラリ	0.65φ×2,450 mm
外 法 寸 法	500×幅 500×高さ 970 mm
内 法 寸 法	380×幅 400×高さ 640 mm
貯 蔵 内 容 積	91 l
断 熱 材	一部を除いてグラスウール、厚さは40~60 mm



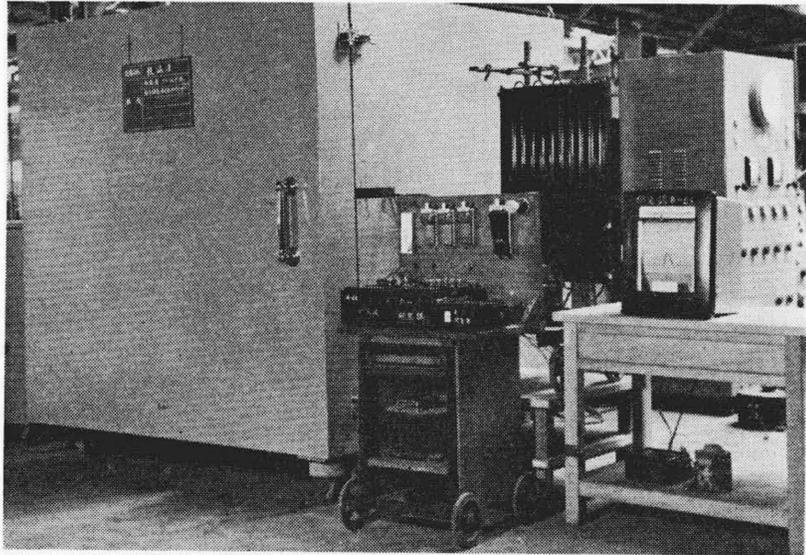
第3図 供試冷蔵庫外観



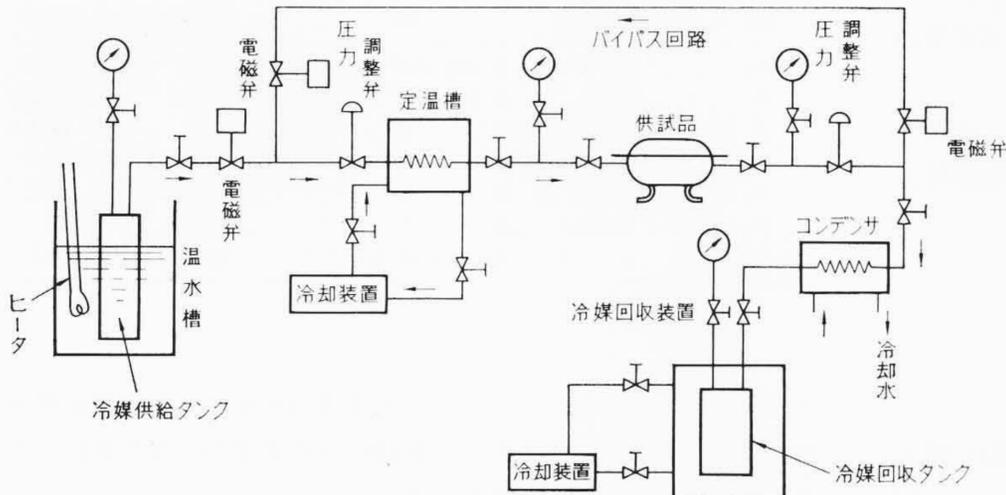
第4図 冷凍容量実験装置



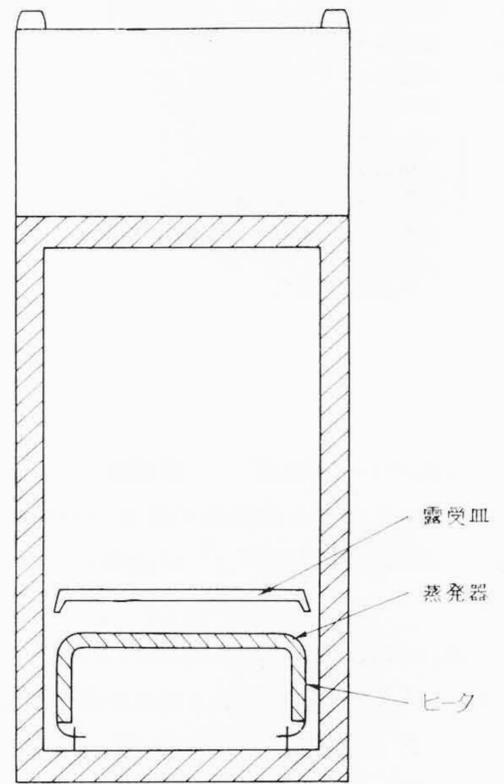
第7図 冷媒循環量測定装置外観図



第5図 冷凍容量測定装置外観図



第6図 冷媒循環量測定装置



第8図 熱漏えい実験装置

めることができる。実験装置の外観は第5図のとおりである。

本装置を用いれば(24)式の  $Q_1$  が求まり、また後述の(45)式より  $G$  も明らかになり、 $i_2$  も測定できるので、種々の  $P_d$ ,  $G$ ,  $A$  における  $i_1$  を求めることができる。

$$i_1 = 40.5 \log_e \frac{P_d}{0.01 \frac{G}{A} + 0.443} \dots\dots\dots (44)$$

- ただし  $i_1$ : 蒸発器入口の冷媒のエンタルピ<sup>2</sup> (kcal/kg)
- $P_d$ : 吐出圧力 (kg/cm<sup>2</sup> abs)
- $G$ : 冷媒循環量 (kg/h)
- $A$ : キャピラリの抵抗係数 =  $D^{2.5} L^{-0.5} \times 10^7$
- $D$ : キャピラリの内径 (m)
- $L$ : キャピラリの長さ (m)

(2)  $f_2$  について(38式).....実験装置は第6図のとおりであり、供試圧縮機の吸込側と吐出側の圧力を圧力調整弁により調整し、吸込温度を定温槽により調整した。実験はまずバイパス回路を開いて供試圧縮機が定常状態になるまで運転し、その後電磁弁により切り替えて冷媒供給タンクより冷媒回収タンクへ冷媒を流す。

冷媒の循環量は、実験前後の冷媒供給タンクの重量差により求めた。実験装置の外観は第7図に示すとおりである。

本装置を用いて実験した結果、 $T_4$  による影響は少なかったため、循環量は近似的に  $P_d$  と  $P_s$  の関数として表わすことができた。

$$G = 3.13 P_s - 0.108 P_d - 0.0468 P_d P_s - 0.36 \dots\dots\dots (45)$$

- ただし  $G$ : 冷媒循環量 (kg/h)
- $P_s$ : 吸込圧力 (kg/cm<sup>2</sup> abs)
- $P_d$ : 吐出圧力 (kg/cm<sup>2</sup> abs)

(3)  $f_3$ ,  $f_4$  について(39, 40式).....供試冷蔵庫を第8図のように倒立ちさせて、蒸発器部分にヒータを取り付ける。そして蒸発器を冷凍サイクルで冷却する代わりにヒータで温めれば、冷蔵庫は倒立ちしているため内部の対流状態は正常の冷却時と同じになる。したがって(25), (29)式における  $Q_1$ ,  $Q_3$  はヒータ入力により求められるので、 $K_7$ ,  $K_8$  と  $Q_1$  の関係を求めることができる。本供試冷蔵庫では次のとおりであった。

$$K_7 = 0.84 + 0.002 Q_1 \dots\dots\dots (46)$$

$$K_8 = 10.2 - \frac{120}{Q_1 + 14.3} \dots\dots\dots (47)$$

- ただし  $K_7$ : 冷蔵庫内と外気との熱貫流率 (kcal/m<sup>2</sup>h°C)
- $K_8$ : 蒸発器と庫内との熱貫流率 (kcal/m<sup>2</sup>h°C)
- $Q_1$ : 冷凍容量 (kcal/h)

第2表 冷蔵庫の諸量

記号	名 称	諸 量	単 位
S <sub>1</sub>	吸込パイプの表面積	0.042	m <sup>2</sup>
S <sub>2</sub>	チャンバ内吐出パイプの表面積	0.0048	m <sup>2</sup>
S <sub>3</sub>	チャンバ外吐出パイプの表面積	0.0098	m <sup>2</sup>
S <sub>4</sub>	圧縮機の放熱面積	0.118	m <sup>2</sup>
S <sub>5</sub>	チャンバの表面積	0.25	m <sup>2</sup>
S <sub>6</sub>	シリンダヘッド内表面積	0.0025	m <sup>2</sup>
S <sub>7</sub>	冷蔵庫箱の伝熱面積	1.30	m <sup>2</sup>
S <sub>8</sub>	蒸発器の冷却表面積	0.293	m <sup>2</sup>
S <sub>9</sub>	凝縮器の放熱表面積	0.755	m <sup>2</sup>
K <sub>1</sub>	吸込パイプと外気間の熱貫流率	10	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>2</sub>	吐出パイプとチャンバ空間間の熱貫流率	100	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>3</sub>	吐出パイプと外気間の熱貫流率	10	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>4</sub>	圧縮機とチャンバ空間間の熱貫流率	100	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>5</sub>	チャンバ内空間と外気間の熱貫流率	8.5	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>6</sub>	シリンダヘッド内面の乱流熱伝達率	300	kcal/m <sup>2</sup> h°C
ΔP <sub>d</sub>	凝縮器および吐出パイプの圧力損失	0.00	kg/cm <sup>2</sup>
ΔP <sub>s</sub>	蒸発器および吸込パイプの圧力損失	0.03	kg/cm <sup>2</sup>
ΔT <sub>c</sub>	凝縮器パイプの内部熱抵抗	1.0	°C
ΔT <sub>e</sub>	蒸発器パイプの内部熱抵抗	2.0	°C
T <sub>2</sub>	蒸発器出口の冷媒の温度	-18	°C
η <sub>m</sub>	モータ効率	0.75	—
η <sub>e</sub>	機械効率	0.40	—
A	キャピラリの抵抗係数	0.069	—
C <sub>p</sub>	冷媒の比熱 (R-12, at 100°C)	0.163	kcal/kg°C
T <sub>0</sub>	外気温度	35	°C

第3表 計算結果

記号	名 称	計算値	単 位
P <sub>d</sub>	吐出圧力	11.35	kg/cm <sup>2</sup> abs
P <sub>s</sub>	吸込圧力	1.35	kg/cm <sup>2</sup> abs
T <sub>c</sub>	凝縮器表面温度	45.0	°C
T <sub>e</sub>	蒸発器表面温度	-20.8	°C
G	冷媒の循環量	1.91	kg/h
i <sub>1</sub>	蒸発器入口の冷媒のエンタルピ	111.6	kcal/kg
i <sub>2</sub>	蒸発器出口の冷媒のエンタルピ	135.0	kcal/kg
i <sub>3</sub>	チャンバ入口の冷媒のエンタルピ	141.6	kcal/kg
i <sub>4</sub>	圧縮機入口の冷媒のエンタルピ	148.2	kcal/kg
i <sub>5</sub>	吐出弁より吐出している時の冷媒のエンタルピ	161.7	kcal/kg
i <sub>6</sub>	圧縮機出口の冷媒のエンタルピ	152.3	kcal/kg
i <sub>7</sub>	チャンバ出口の冷媒のエンタルピ	146.9	kcal/kg
i <sub>8</sub>	凝縮器入口の冷媒のエンタルピ	145.0	kcal/kg
T <sub>3</sub>	チャンバ入口の冷媒の温度	28	°C
T <sub>4</sub>	圧縮機入口の冷媒の温度	72	°C
T <sub>5</sub>	圧縮終了時の冷媒の温度	160	°C
T <sub>6</sub>	圧縮機出口の冷媒の温度	109	°C
T <sub>7</sub>	チャンバ出口の冷媒の温度	78	°C
T <sub>8</sub>	凝縮器入口の冷媒の温度	66	°C
T <sub>h</sub>	圧縮機本体の平均温度	78	°C
Q <sub>1</sub>	冷凍容量	44.7	kcal/h
Q <sub>2</sub>	凝縮器の放熱量	63.9	keal/h
Q <sub>3</sub>	熱漏えい量	44.7	kcal/h
K <sub>7</sub>	冷蔵庫箱の外と内の間の熱貫流率	0.93	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>8</sub>	蒸発器と庫内の間の熱貫流率	8.2	kcal/m <sup>2</sup> h°C
K <sub>9</sub>	凝縮器の熱伝達率	8.5	kcal/m <sup>2</sup> h°C
T <sub>i</sub>	庫内温度	-2.0	°C
W	モータ入力	88.7	kcal/h

(4)  $f_3$  について(41式).....凝縮器パイプの代わりにヒータを用いれば、その入力より放熱量が求まるので(27)式より  $K_9$  が計算できる。この  $K_9$  は  $(T_c - T_0)^{1/4}$  に比例し、次のような関係式が求められた。

$$K_9 = 4.78 (T_c - T_0)^{1/4} \dots\dots\dots (48)$$

ただし  $K_9$ : 凝縮器表面と外気間の熱伝達率 (kcal/m<sup>2</sup>h°C)  
 $T_c$ : 凝縮器表面温度 (°C)  
 $T_0$ : 外気温度 (°C)

3.2 諸量の決定

本供試品の諸量は測定の結果第2表のようであった。

3.3 計算方法

以上のように冷蔵庫の各要素が決定すれば(24)~(43)式は20元連立方程式で解くことができる。

実際の計算に際しては、吸込圧力  $P_s$  と吐出圧力  $P_d$  を任意の値に設定して各式の計算を行ない、20の方程式が全部満足するような  $P_s, P_d$  を探しだして、そのときの各値を計算結果とした。

3.4 計算結果

吸込圧力  $P_s = 1.35 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ , 吐出圧力  $P_d = 11.35 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$  のときに各方程式が満足したので、このときの各値が計算結果である。計算結果は第3表のとおりである。

また本供試冷蔵庫の実験結果は第4表のとおりであり、計算結果

第4表 実験値と計算値の比較

記号	名 称	実験値	計算値
P <sub>d</sub>	吐出圧力 (kg/cm <sup>2</sup> abs)	11.4	11.35
P <sub>s</sub>	吸込圧力 (kg/cm <sup>2</sup> abs)	1.35	1.35
T <sub>c</sub>	凝縮器表面温度 (°C)	45.5	45.0
T <sub>e</sub>	蒸発器表面温度 (°C)	-21.0	-20.8
T <sub>i</sub>	庫内温度 (°C)	-1.5	-2.0
T <sub>4</sub>	圧縮機入口温度 (°C)	72.0	72
W	モータ入力 (kcal/h)	87.9	88.7

とほぼ一致している。したがって冷蔵庫の性能は、各要素が決定すれば計算できることがわかり、同時にどの要素が冷却性能にどのように影響するかも明らかになった。

4. 結 言

冷蔵庫の運転状態における各部の平衡方程式は(24)~(43)式のようであり、これを解いて求めた庫内温度、蒸発器温度、入力などは第2表のとおりであり、実験結果(第3表)とほぼ一致した。

以上の(24)~(43)式を用いれば、冷蔵庫の機能がわかるばかりでなく、各要素の冷却性能に及ぼす影響の大きさなども明瞭となる。