
冷蔵庫・冷凍機応用製品特集

強制通風冷却方式を有する冷蔵庫の特性	91
冷蔵庫の全自動霜取方式	95
オープンショーケースの冷却特性について	100
ルームクーラの冷房特性	105
'63年パッケージ形空気調和機について	109
冷凍機用密閉形圧縮機のトルク特性について	115
油・冷媒混合溶液中における金属の腐食	121
冷凍機用圧縮機の油上り防止装置について	125
フィン形熱交換器の熱貫流率の解析	130

強制通風冷却方式を有する冷蔵庫の特性

Characteristics of Refrigerator with Forced Air Circulation System

松 居 潔 史*

Kiyoshi Matsui

内 容 梗 概

従来使用されている自然対流形冷蔵庫では、冷凍室特に二温度式冷蔵庫の冷凍室の霜取りを自動的に行なうことは困難である。

この欠点を補なうため、最近アメリカにおいて採用されはじめた強制通風冷却方式を有する二温度式冷蔵庫の構造、性能などの特長を明らかにするため、独自に試験機を製作し、冷却能力、除霜特性、実負荷特性などを調査した。

1. 緒 言

冷蔵庫の冷却器は、普通 0°C 以下の低温に保たれているので、ドアの開閉によって貯蔵庫内に侵入する外気に含まれる水蒸気ならびに貯蔵品から発散する水分は、すべて冷却器に凍結して霜を生成する。この霜が多量に付着すると、空気への熱伝達を阻害する結果冷蔵庫の冷却能力を低下させるばかりでなく、使用上にも幾多の支障をきたす。このため冷蔵庫には適時霜取りを行なうことが要求される。

この霜取操作は内部に食品を収納した状態で、その食品の保存温度以上に庫内温度を上げることなく行なえるものでなければならないと同時に、生じた水がふたたび凍結する恐れのないところに排出されるものでなければならない。これを満足に行なうことは、内部が通常 0°C 以上に保たれている冷蔵庫においては比較的容易であるが、冷凍食品の保存を目的とする冷凍庫にあっては、従来のように冷却器を庫内に露出せしめて行なう冷却方式を採用する限り不可能である。すなわち冷凍食品は通常 -15°C 以下に保存されていなければならないが、霜を除去するためには、冷却器を 0°C 以上に加熱せねばならず、このことは冷却器に接触する食品をも 0°C 以上にすることを意味する。したがって霜取りは保存食品のないときに行なうか、あるいは他所に移して行なわねばならない。また、冷却器のみを急速に加熱しても、庫内空気は依然低温であるため、除霜水は再氷結する可能性が非常に強い。したがってこのような方式を採用する限り、冷凍庫あるいは冷蔵庫と冷凍庫を兼ね備えたいわゆる二温度式冷蔵庫においては、冷凍食品を貯蔵したまま霜取操作を自動的に行なうことが不可能であるとともに、食品を痛めないという保証を満足することができない。

さらに冷却時においても、保存食品を冷却器面との接触伝達によって冷凍保存することは、庫内空気温度よりも食品自体を低温に保つことになるため、冷却器面のみでなく、食品表面にも霜が生成し、著しく食品価値を低下せしめる。

以上述べたように二温度式冷蔵庫に伴う冷却、霜取り上の欠点を解消するものとして取り上げられたのが食品保存室と冷却器を収納する冷却室とを隔離し、冷却空気を冷却室より庫内に強制循環させて冷却する方式である。

本研究はこのような点から冷却力、除霜性能を中心に強制通風冷却方式を有する二温度式冷蔵庫の性能を検討した結果を取りまとめ報告するものである。

2. 強制通風冷却方式冷蔵庫について

2.1 発 生

この強制通風冷却方式は、当初問題点の少ない貯蔵室のみに適用

* 日立製作所栃木工場

された。すなわちアメリカの Frigidaire 社および Westinghouse 社が 1959 年形の二温度式冷蔵庫の貯蔵室のみに採用した。これは貯蔵室の冷却器を庫内背面へ隔離し、ファンにより庫内を冷却するとともに、2 室に共通する 1 個の圧縮機を 1 個の温度調節器で断続的に運転させ、圧縮機の停止中にも 0°C 以上の庫内空気を冷却器に通風して霜取りを行なわしめたものである。ところが貯蔵室のみ霜取りの必要をなくした冷蔵庫は、それ以前に発売されており、この意味では従来形となんら変るところがなかった。一番改良を望まれていた冷凍室は、庫内面全体に付着する霜を除くには、冷凍食品のないときに行なわねばならないとともに、冷凍食品表面にも霜が生成するものであった。

しかし翌年には、2 室ともにこの方式を採用した冷蔵庫が高級形として発表され、それとともに貯蔵室だけに採用した形は姿を消し、霜取りの問題を完全に解決して、今日に及んでいる。

2.2 特 長

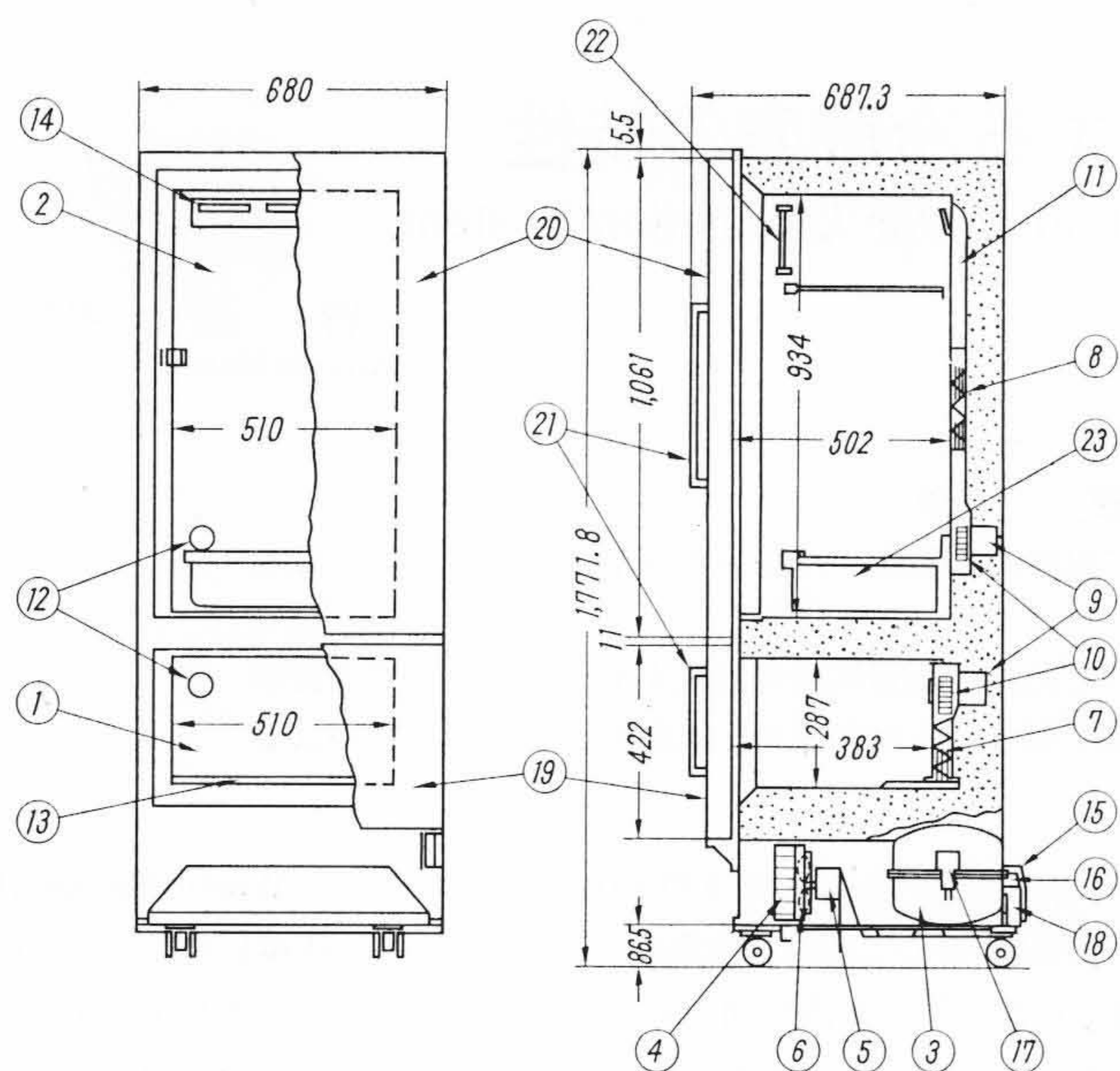
霜取りは内部に食品を収納したままで、食品の温度をその保存温度以上にあげないで自動的に行なわれることが理想である。そこで貯蔵室と冷却室を隔離し、強制通風冷却を行なう本方式を採用すると、霜取中冷却器を加熱しても、庫内への送風を停止させることにより、庫内の温度上昇を最低限に押えることができるばかりでなく、冷却室の温度を比較的高温にしても差しつかえがないため、滴下した水の排出も容易に行なえるから、食品保存のまま、貯蔵室、冷凍室ともに霜取りを行なうことができ、したがって定期的に作動するタイマー、あるいはドアの開閉回数に応じて作動するカウンタを併用することにより、自動的に霜取りが行なえる。それと同時に冷凍食品は、冷却室より送風される低温空気により冷却されるため、常に周囲空気より高温に保持される結果、食品表面に霜の生成はなくなるから、霜に対する顧慮を一切払わなくとも良い冷蔵庫となる。

さらに強制通風冷却方式を採用すると以上の利点のほかに、自然対流冷却方式に比べて、庫内空気の風速が大になる結果、空気と食品表面との熱伝達がよくなり、したがって食品の冷却速度を速める。反面このことは、食品が乾燥しやすいことも意味する。

さらに製氷は従来冷却器に直接接触させて行なわれたのに対して、空気との接触で行なわれる本方式では、当然長時間を要するものと考えられる。またキャビネットへの侵入熱量も増大し、かつ送風機用電動機の発熱量をも考慮せねばならなくなるから、使用する圧縮機は通常の冷蔵庫に比べて比較的大きい容量のものを使用しなければならない。この意味で強制通風冷却方式を有する冷蔵庫は、通常の自然対流形冷蔵庫に比べて、経済性の面において劣るといえる。

2.3 構 造

以上のような特長を有する本方式の冷蔵庫の一般的な構造を、性能調査のために作成した試験機を例にとって説明すると、第 1 図に



- | | | |
|--------------|--------------|------------|
| ① 冷凍室 | ⑨ 蒸発器用ファンモータ | ⑰ ソレノイドバルブ |
| ② 貯蔵庫 | ⑩ シロッコファン | ⑱ タイマ |
| ③ 圧縮機 | ⑪ ダクト | ⑲ 冷凍室扉 |
| ④ 凝縮器 | ⑫ 吸込口 | ⑳ 貯蔵庫扉 |
| ⑤ 凝縮器用ファンモータ | ⑬ 冷凍室側吹出口 | ㉑ ハンドル |
| ⑥ プロペラファン | ⑭ 貯蔵庫側吹出口 | ㉒ ドア |
| ⑦ 冷凍室側蒸発器 | ⑮ 起動装置 | ㉓ 野菜入れ |
| ⑧ 貯蔵庫側蒸発器 | ⑯ キャパシタ | |

第 1 図 試験機構造図

示すように冷凍室と貯蔵室の 2 室は断熱壁にて区分し、おのおのに独立したドアを設ける。冷却器は図に見るように各室内箱の底面あるいは背面に設置し、これを包囲し内箱に沿って設けられた通風路の一部には、ファンが設置されており、このファンによって冷却気流は上部より下部に向かって流通させられる。すなわち庫内の一部より吸い込まれた空気は、冷却器を通過する際に低温となり、これが庫内にふたたび吐き出されて冷却する。冷凍室が所定の温度まで冷却されると圧縮機は停止し、貯蔵室のファンのみが回転を続ける。もし冷凍室が所定温度に冷却される以前に貯蔵室が所定温度に達すると、貯蔵室のファンのみが停止し、冷却を中止する。しかして一定時間経過するとタイマーの働きにより、圧縮機が直接ホットガスを冷却器に送り込み、短時間で両方の冷却器の霜取りを行なう。このようにして定期的に生ずる除霜水は、各冷却室から機械室に導かれて蒸発処理される。

なお強制通風を行なうことが本方式の特長であるが、ドア開放中にもファンの回転を続けることは、庫内温度の上昇を速めることになるから、ドア開放と連動してファンを停止させるようにする。

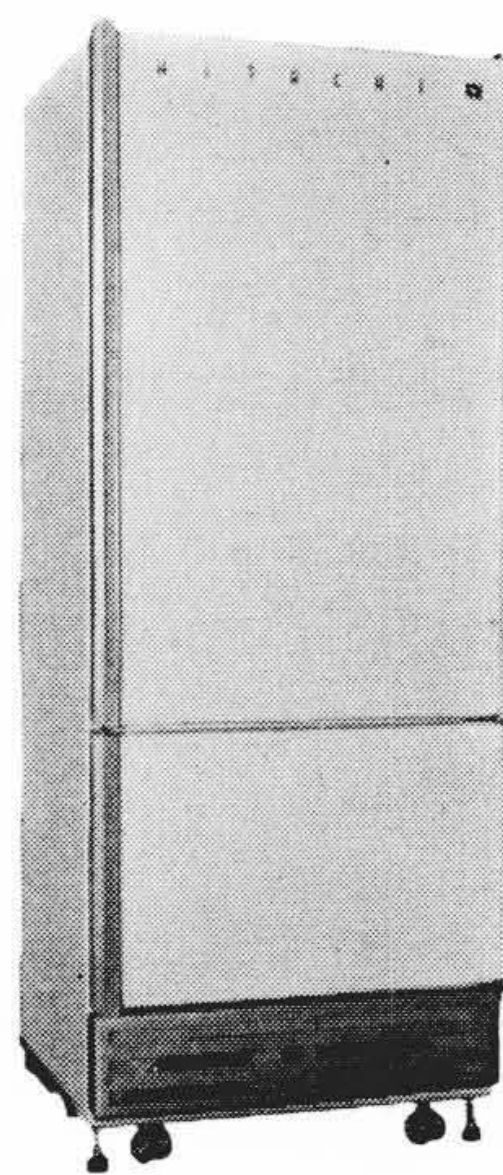
一方凝縮器は、冷蔵庫を背面に密着させて据え付けても性能の低下がないように、圧縮機同様機械室内に設置し、これにファンを併用して、前面から吸い込んだ空気を凝縮器に通風した後ふたたび前面に吐き出すようにする。

3. 試験結果

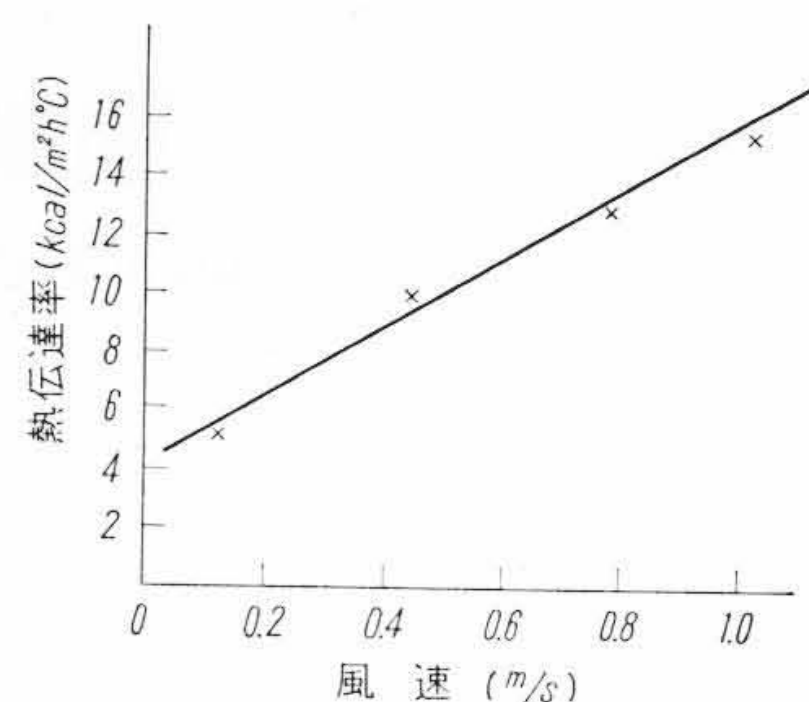
第 1 図に示すような冷凍室 58 l、貯蔵室 232 l の容積を有する試験機を製作し、これによって強制通風冷却方式の諸特性を調査することとした。この各室の目標温度は、外気 35°C において冷凍室 -17°C、貯蔵室 0°C とした。第 2 図はその写真である。

3.1 断熱性能と冷却能力

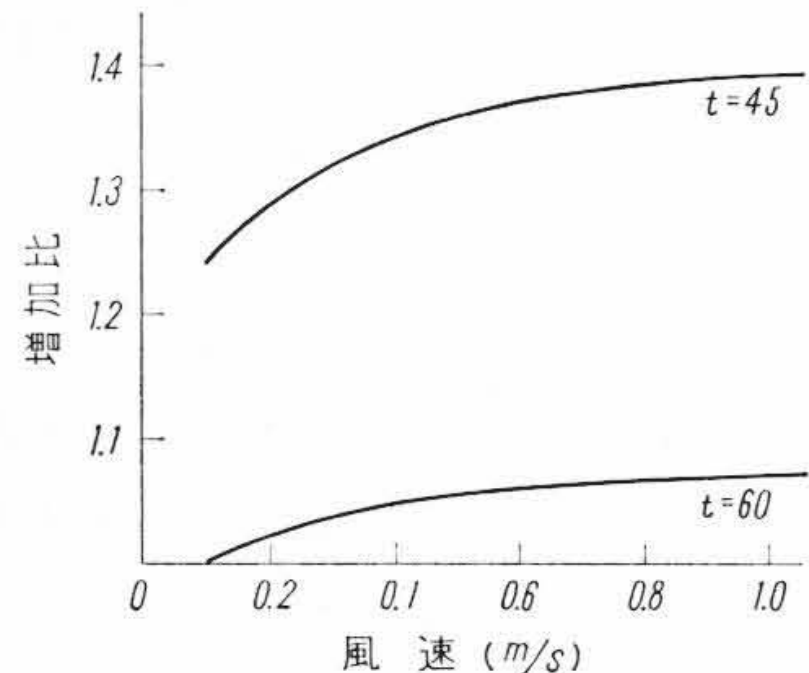
強制通風による冷却方式を採用する場合には、キャビネット内表面の熱伝達率が風速の増加に伴って増大するから、従来方式のキャビネットに比べて熱漏えい量が増加すると考えられる。



第 2 図 試験機外観



第 3 図 風速の変化に伴う内壁の熱伝達率



第 4 図 風速の変化に伴う漏えい熱量の増加

キャビネット内部より外部への漏えい熱量は熱貫流率に比例し、(1)式で与えられる。

$$Q = KA\Delta T \dots \dots \dots (1)$$

ここに Q : 漏えい熱量 (kcal/h)
 K : 熱貫流率 (kcal/m²h°C)
 A : 貫流面積 (m²)
 ΔT : 内部と外部の温度差 (°C)

(1)式における K は、(2)式で与えられる。

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{t}{K_c} + \frac{1}{\alpha_2} \dots \dots \dots (2)$$

ここに α_1 : 庫内壁の熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 K_c : 壁の熱伝導率 (kcal/mh°C)
 t : 壁の厚さ (m)
 α_2 : 外壁の熱伝達率 (kcal/m²h°C)

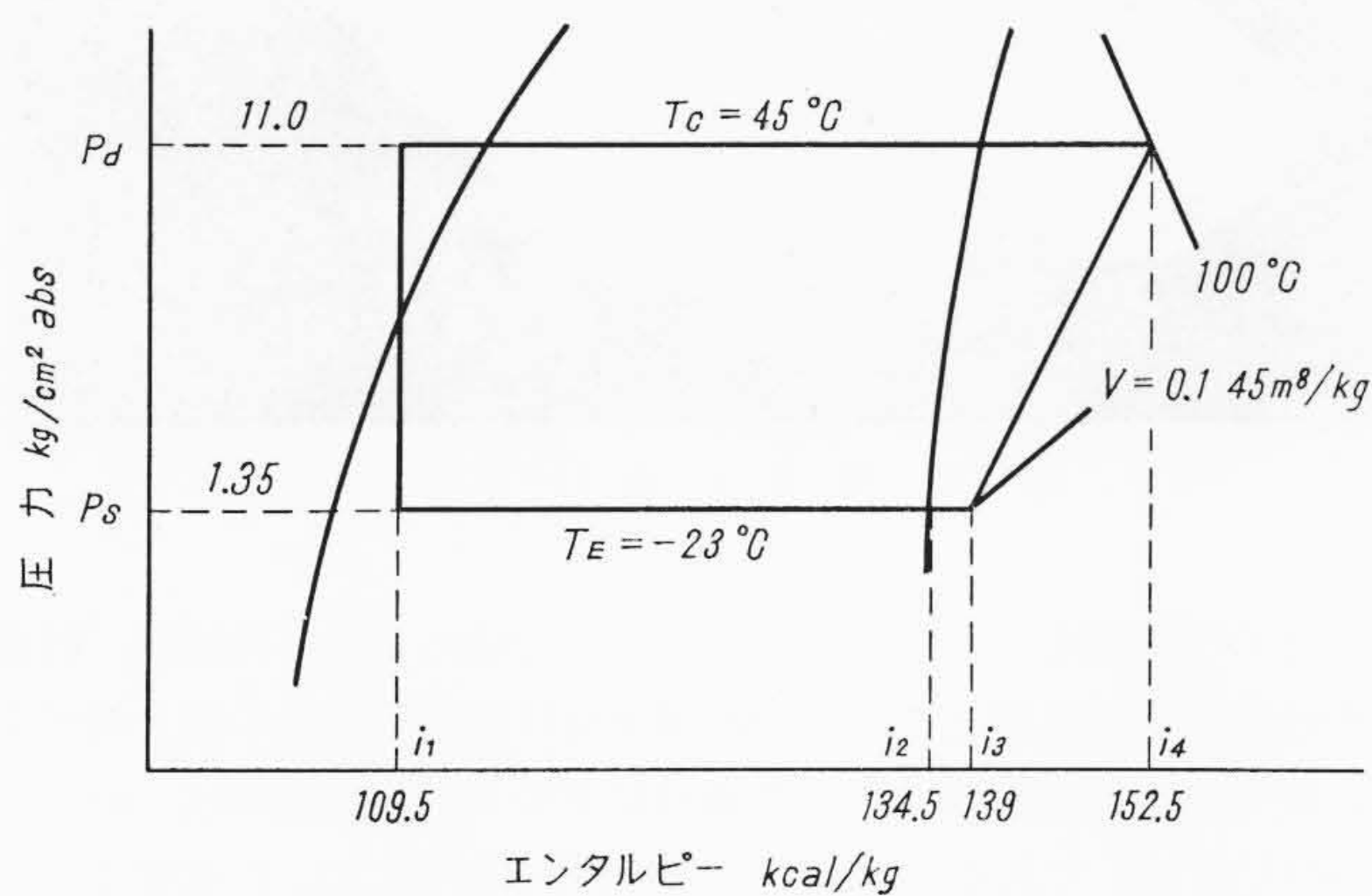
本方式を採用すると(2)式における α_1 が大になる。そこで冷蔵庫の通風を想定し、直角な隅を有する断熱された閉ダクトを作成し、この内部にファンおよび熱源を設置して、 α_1 の測定を行なった。この結果を第 3 図に示した。

第 3 図および(2)式より、断熱材として厚さ 60 mm のグラスウール(熱伝導率 0.035 kcal/mh°C)を使用し、自然対流(0.1 m/s)の場合を 1 とし風速変化に伴う漏えい熱量の増加比を求めて示したのが第 4 図である。これによると風速が 1 m/s になると、漏えい熱量は $t=45$ の場合で約 10%、60 の場合で 7% 風速 0.1 m/s の場合に比べて増加する。また第 1 図に示すような構造の場合、自然対流に比べて大きく風速の異なる個所は、ダクト内部であり、ここは他の個所に比べて寸法的に断熱材が薄くなる。今ダクト部分を風速 1 m/s、断熱材厚さ 45 mm、ダクトをなくした場合を断熱材 60 mm、風速 0.1 m/s とするとダクト部分だけに関して全体で 40% の漏えい熱量の増加を見込まねばならない。

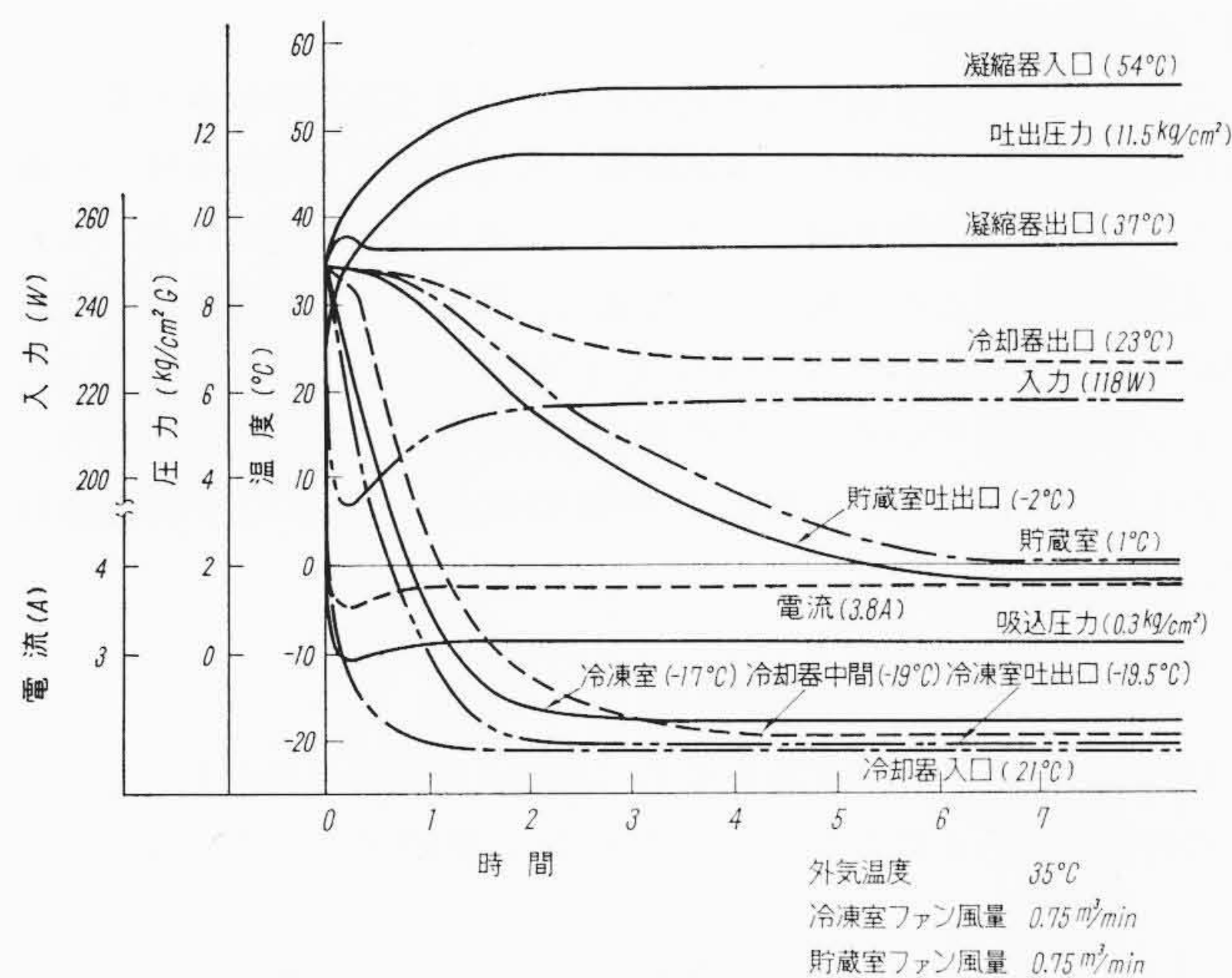
本キャビネットを実際に 10°C の恒温室中に設置し、各室にヒータを投入して貯蔵室を 45°C、冷凍室を 62°C に保った場合の漏えい熱量を、ファン回転、停止の両方について測定した。この結果は第 1 表に示すとおり、内表面積に対して比較的ダクト面積の大きい冷凍室では、ファン回転によって 6%、貯蔵室では 4% の漏えい熱量の

第1表 熱漏えい試験結果

	ヒータ入力 W (kcal/h)		ファン回転に伴う増加率
	ファン回転	ファン停止	
冷凍室	50(43)	47(40.5)	1.06
貯蔵室	51(43.8)	49(42.1)	1.04



第5図 モリエル線図



第6図 冷却力曲線

増加が確認された。

このキャビネットを使用し、ファンモータの発熱量 (11 kcal/h) を考慮して所要の庫内温度を得るためには、総計 109 kcal/h の冷却熱量が必要となる。今冷凍サイクルを第5図のように設定し、圧縮機容量を決定する。

冷媒循環量 G (kg/h) は(3)式で表わされる。

$$G = \frac{Q}{i_2 - i_1} \quad (3)$$

ここに i_2 : 冷却器出口のエンタルピー (kcal/kg)

i_1 : 冷却器入口のエンタルピー (kcal/kg)

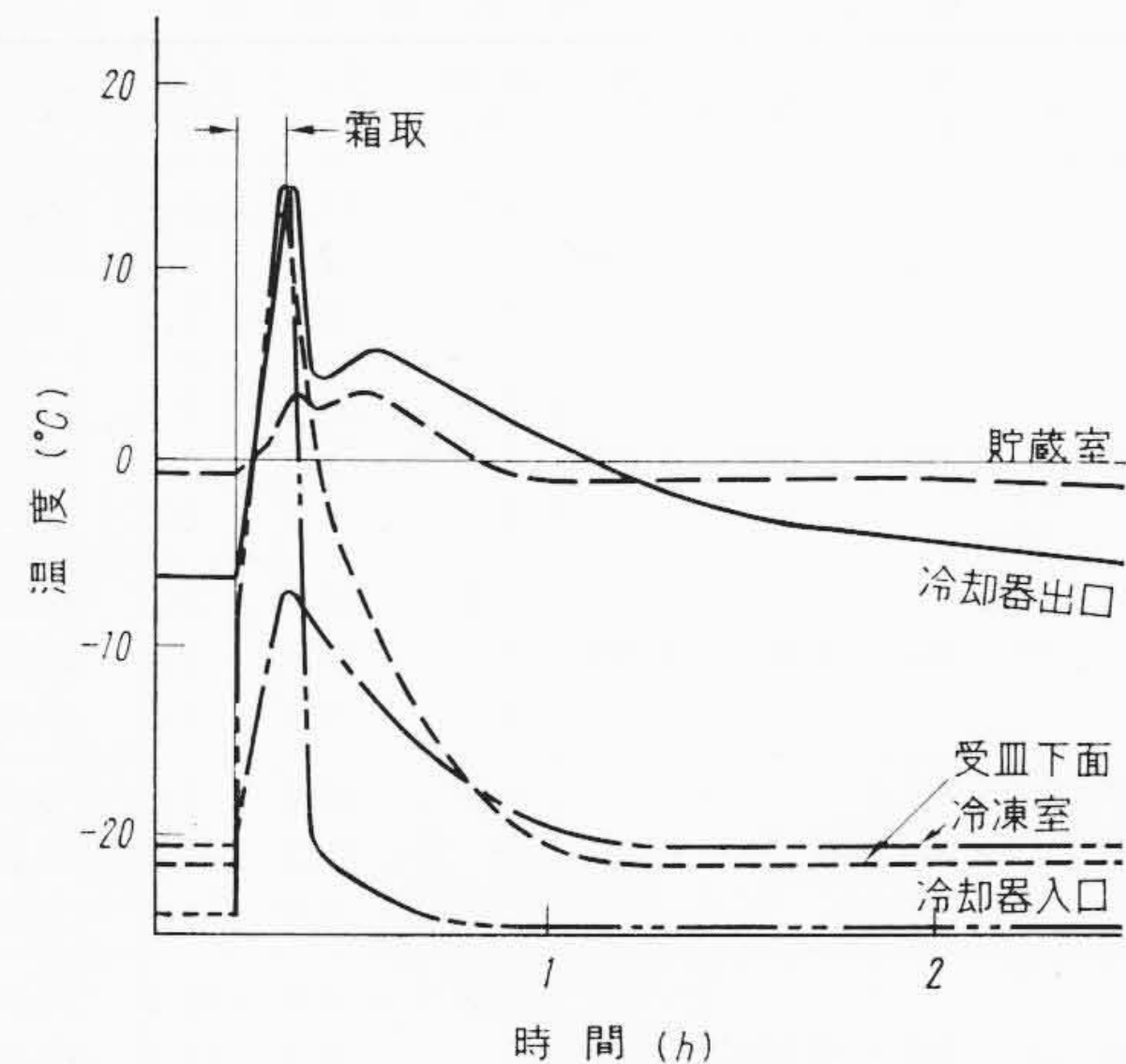
(3)式と第5図より $G=4.35$ kg/h となる。これだけの循環量を得るために必要な圧縮機の理論押除量 V_{th} (m³/h) は(4)式で表わされる。

$$V_{th} = \frac{G \cdot v}{\mu_R} \quad (4)$$

ここに μ_R : 容積効率 (0.39)

v : 吸込比容積 (m³/kg)

したがって(4)式および第5図より理論押除量 1.62 m³/h 以上の



第7図 除霜試験

圧縮機を使用せねばならないことになる。

第6図は本機を 35°C の恒温室中にて、無負荷連続運転を行なった結果であるが、ほぼ満足すべき結果を得たので以後の調査を続行することとした。

安定状態において、庫内冷却に必要な空気循環量は(5)式より求められる。

$$V = \frac{Q \cdot v}{i_{in} - i_{out}} \quad (5)$$

ここに Q : 冷却熱量 (kcal/h)

V : 循環風量 (m³/h)

v : 空気の比体積 (m³/kg)

i_{in} : 冷却器入口空気のエンタルピー (kcal/kg)

i_{out} : 冷却器出口空気のエンタルピー (kcal/kg)

貯蔵室の場合 $Q=55$ kcal/h, 入口空気温度 0°C, 湿度 50%, 出口空気 -5°C, 76% とすれば $i_{in}=1.1$ kcal/kg, $i_{out}=-0.1$ kcal/kg, $v=0.775$ m³/kg であるから

$$V=0.593 \text{ m}^3/\text{min}$$

同様に冷凍室の場合 $Q=54.2$ kcal/h, 入口空気 -17°C, 50%, 出口空気 -20°C, 67% とすると

$$V=0.81 \text{ m}^3/\text{h}$$

このことから貯蔵室風量を 0.65 m³/min に落とした場合の調査を行なったが、その結果冷凍室 -16.5°C, 貯蔵室 -1°C となり、良好な結果が得られた。

3.2 除霜能力

冷却器の霜取方式には、ヒータ加熱式とホットガス式が考えられるが、今回は後者を採用して調査することとした。すなわち霜取時間 21 分、12 時間を周期とするタイマーを使用し、これに冷却器表面温度にて作動する温度調節器を併用して、12 時間に 1 回霜取回路に通電し、このとき冷却器が 0°C 以下であれば電磁弁の働きによりホットガスが冷却器に流入し霜取りを行なう。しかして冷却器の霜が除去されるとタイマーが霜取時間中であっても、温度調節器が作動して冷却運転にはいる。

除去された水は冷却器下方の受皿にいったん集められ、さらに機械室に導いて蒸発処理される。なお受皿下面には、霜取時間中再氷結するのを防止し、排水を速やかに行なうためヒータを配置した。

性能調査は 30°C の恒温室中に試験機を設置し、連続 12 時間冷却運転を行ない、その間冷凍室ドアを 2 回開閉するとともに、貯蔵室内には水を満たした容器を入れた。しかる後タイマーを作動させ、霜取中の各部温度を測定した。第7図はその結果を示したものである。

第2表 実 負 荷 試 験 結 果

場 所	食 品	W (g)	C (kcal/°C)	H (m ²)	経 時 (h)	T_1 (°C)	T_y (°C)	dT_2/dt	α
貯 蔵 室 吐 出 口	リンゴ	250	0.25	0.0201	0.5	11.5	4.0	16.5	29
					1	7.4	2.7	11.8	
					2	3.6	1.3	5.3	
貯蔵室隔壁	缶 詰	235	0.186	0.0206	0.5	14.8	6.0	15.8	15
					1	11.0	5.0	9.2	
					2	6.5	3.8	4.5	
貯蔵室中央	リンゴ	250	0.25	0.0201	0.5	16.5	5.5	12.3	14
					1	13.0	4.7	10.0	
					2	9.0	4.3	5.0	
貯蔵室中央	ビール	1,250	0.731	0.059	0.5	18.0	4.2	9.5	14
					1	14.2	3.8	7.7	
					2	9.8	3.2	4.8	
冷 凍 室	缶 詰	512	0.434	0.0345	0.5	- 4.0	-15.5	26.5	32
					1	- 9.2	-16.0	18.0	
					2	-12.7	-17.0	12.0	

本試験の場合霜取時間は8分、その間冷却器表面温度は15℃程度まで上昇したが冷凍室温度は最高-8℃、貯蔵室は4℃であり、このことから保存食品には影響を与えないで霜取りが行なえることが確認された。なお除霜水排水受皿は0℃以上に保たれているが、霜取時間が非常に短いため、受皿のこう配を考慮してそこに水滴がとどまらないよう注意する必要がある。

3.3 製氷ならびに食品の冷却速度

前述のように本方式の場合には製氷時間が長くなることが予想される。そこで従来方式と製氷所要時間の比較を行なうため同一条件の下で調査を行なった。すなわち室温30℃中にて運転された冷凍室吐出口に、20℃の水350ccを満たした大形製氷皿を設置し、製氷完了温度を-6℃と見なして、それまでに要する時間を測定した。その結果は従来の冷却器上で行なった場合約1時間で完了するのに対し2時間10分を要し、製氷には長時間を要することが確認された。さらに冷凍室棚網の上に製氷皿を設置した場合には3時間を要し、吐出口に置いた場合よりさらに悪い結果が得られた。このことは風速の違いとともに製氷面の熱容量の違いを物語るものである。したがって冷凍室内に熱容量が大きくかつ熱良導体である製氷板を設置し、この上で製氷を行なうようにすればこの欠点はある程度改善することが可能である。

食品の冷却速度の比較は、同一物、同一条件下で実際の速度で行なうことが望ましいが、今回は一応食品表面の熱伝達率について比較することとした。

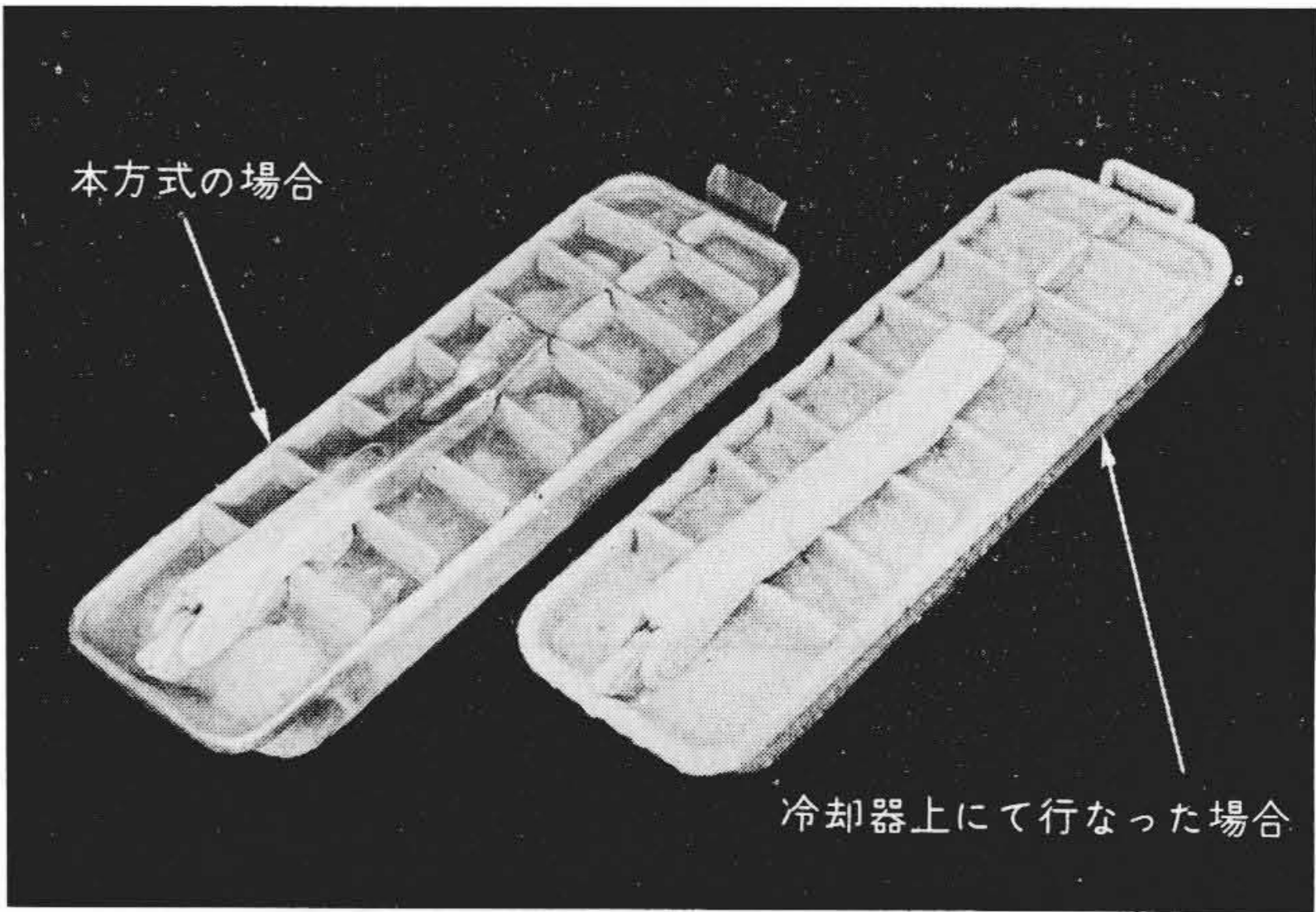
貯蔵物表面の熱伝達率 α kcal/m²h℃ は(6)式で表わせる。

$$\alpha = \frac{C}{T_y - T_1} \cdot \frac{1}{H} \cdot \frac{dT_2}{dt} \dots\dots\dots (6)$$

- ここに C：貯蔵物の熱容量 (kcal/°C)
T₁：貯蔵物の表面温度 (°C)
T_y：庫内温度 (°C)
H：貯蔵物の表面温度 (m²)
T₂：貯蔵物の内部温度 (°C)
t：時 間 (h)

そこであらかじめ冷却された庫内各場所に、これもあらかじめ30℃中に12時間以上放置した食品を入れ、ある定時間における各貯蔵物の近傍、表面、内部温度および冷却曲線よりそのときの dT_2/dt を求め、(6)式より各場所における熱伝達率を求めた。第2表はその結果を示したものである、

この表中 α は、0.5、1、2 各時間経過後における熱伝達率を計算



第8図 製氷における霜付

し、その平均値を示したものである。この値によれば冷凍室、貯蔵室の吐出口がよく冷えて、その冷却速度は貯蔵室中央の約2倍である。従来の自然対流冷却方式の場合にその表面熱伝達率は $\alpha=6\sim17$ kcal/m²h℃ である。したがって本方式の場合には、貯蔵庫中央でも、従来方式の最もよく冷える位置と同程度の速さで冷えることが推定される。特に貯蔵室吐出口では、半分の時間で同じ冷却効果を得られることが判明した。

この試験の後引き続き冷凍室の食品に付着する霜の状況を観察するため、従来形の冷凍室と本試験機の冷凍室に4日間製氷皿を放置した。その結果は第8図に示すとおり、本方式の場合には薄い霜しか見受けない。この表面についた霜は、冷凍室より庫外に出した瞬間についたものであり、したがってドアを長時間開放した場合には、ファンが停止しているからその表面に霜のつくことが想像される。しかしドアを閉めている間にその霜の成長はないことが確認された。

4. 結 言

以上強制通風冷却方式を有する二温度式冷蔵庫の調査を行なってその特長を明らかにしたが、その結果を要約すると次のようになる。

- (1) 冷凍室、貯蔵室とも食品を貯蔵したまま、食品になんら悪影響を及ぼすことなく霜取りを行なうことができる。本機の場合タイマーを使用すれば霜取りを自動的に行なうことができ、霜取時間は8分、冷凍室温度は-8℃にとどまった。
- (2) 内容積232 lの貯蔵室において、循環風量0.75 m³/minとした場合、食品の冷却速度は庫内中央においても、自然対流冷却方式による場合の最もよく冷える場所と同程度を得ることができる。
- (3) 強制通風に伴って熱漏えい量が増加する。その量はダクト部分において約40%増である。さらにファンモータによる発熱を考慮せねばならないので従来形に比較して消費電力の増すことは避けられない。
- (4) 製氷時間は従来方式に比べて約2倍を要する。ただし長期間保存しても表面に霜は成長しない。

強制通風冷却方式は、本稿において説明したとおりの欠点を伴うが、それ以上に霜取りならびに冷却の面においてすぐれた効果を得ることができるので、今後わが国においても高級形の冷蔵庫に広く採用されるのではないかと予想される次第である。