
空 調 特 集

吸収式冷凍機の熱伝達率の向上.....	51
空調機用全密閉形圧縮機の騒音低減.....	56
空調用熱交換器の熱伝達特性.....	61
ルームクーラの実用冷房能力の解析.....	67
日立エアコンボイラ WP-30R とその特性.....	72
ポット形バーナの全自動制御機構の諸特性.....	78

吸収式冷凍機の熱伝達率の向上

Improvement of Heat Transfer Coefficient of Absorption Refrigeration

杉 本 滋 郎* 清 水 雅 夫*

Shigeo Sugimoto Masao Shimizu

要 旨

ビル空調用および工業用に使用される水-リチウムブロマイド吸収式冷凍機は、熱を動力源とするため、受電設備が小さくてよいことや廃熱を利用できるなどの特長があり、需要が高まってきている。すでに日立製作所では、HAU 形吸収式冷凍機を完成し、需要にこたえてきた。

今回、筆者らは、吸収式冷凍機の熱伝達向上について実験し、その成果にもとづき大幅に小形、軽量化した新形吸収式冷凍機 HAU-C 形シリーズを完成した。本文はその熱伝達率向上の実験について述べる。

1. 緒 言

水-リチウムブロマイドを用いた吸収式冷凍機は、ほぼ同じ用途に広く用いられているターボ冷凍機とくらべ、熱を動力源とし化学的なサイクルによって冷凍作用を得ているため、大規模な受電設備が不要であり、暖房用ボイラを夏期有効に利用できること、廃熱を利用できること、回転部分がポンプのみで音が小さく運転が簡単なことなどの特長をもっており、最近、需要が増加している。すでに日立製作所では、HAU 形吸収式冷凍機を完成し、需要にこたえてきたが、このような情勢に対して、大幅に小形、軽量化するとともに「使いやすさ」の面でも一段と改善された吸収式冷凍機を開発することにした。

吸収式冷凍機はその大部分が熱交換機群からなりたっているのものでその大きさ、換言すれば熱伝達率の良否が、全体の大きさを決定することになる。そこで、サイクルを構成する蒸発、吸収、溶液濃縮をともなった蒸発、凝縮の各段階の熱伝達について小形の熱伝達モデルプラントを製作し、実験研究を行なった。

その結果、従来とくらべ、かなり大幅に熱伝達率を向上させることができ、新しく開発した各熱交換器群の合理的な配置方法とあいまって、体積で従来比 50~60% に小形化した HAU-C 形新形吸収式冷凍機シリーズを完成した。

本報告は、これらの熱伝達向上の検討と実験について述べ、あわせて HAU-C 形吸収式冷凍機の概要を紹介する。

2. 吸収式冷凍機の作動原理

吸収式冷凍機は、蒸発器(エバポレータ)、吸収器(アブソーバ)、再生器(ゼネレータ)、凝縮器(コンデンサ)、およびこれらを結ぶポンプ、熱交換器からなり、それぞれ次のような動作をする。図 1 はその原理的な系統図である。

(1) 蒸 発 器

蒸発器管束の管内には冷水が通じており、管外には冷媒(水)が散布され、その蒸発の潜熱によって冷水から熱をうばう。

(2) 吸 収 器

リチウムブロマイドの水溶液は同じ温度の水よりも蒸気圧が著しく低く、かなり温度の低い水の蒸気を吸収できる。蒸発器で蒸発した冷媒は吸収器の管束の管外面でリチウムブロマイド水溶液に吸収され、このとき発生する吸収熱は管内を通る冷却水によって冷却される。

(3) 再 生 器

吸収器で、冷媒(水)を吸収した溶液は濃度が低下し、吸収力が弱くなる。そこで溶液循環ポンプによって再生器に送られ、蒸気

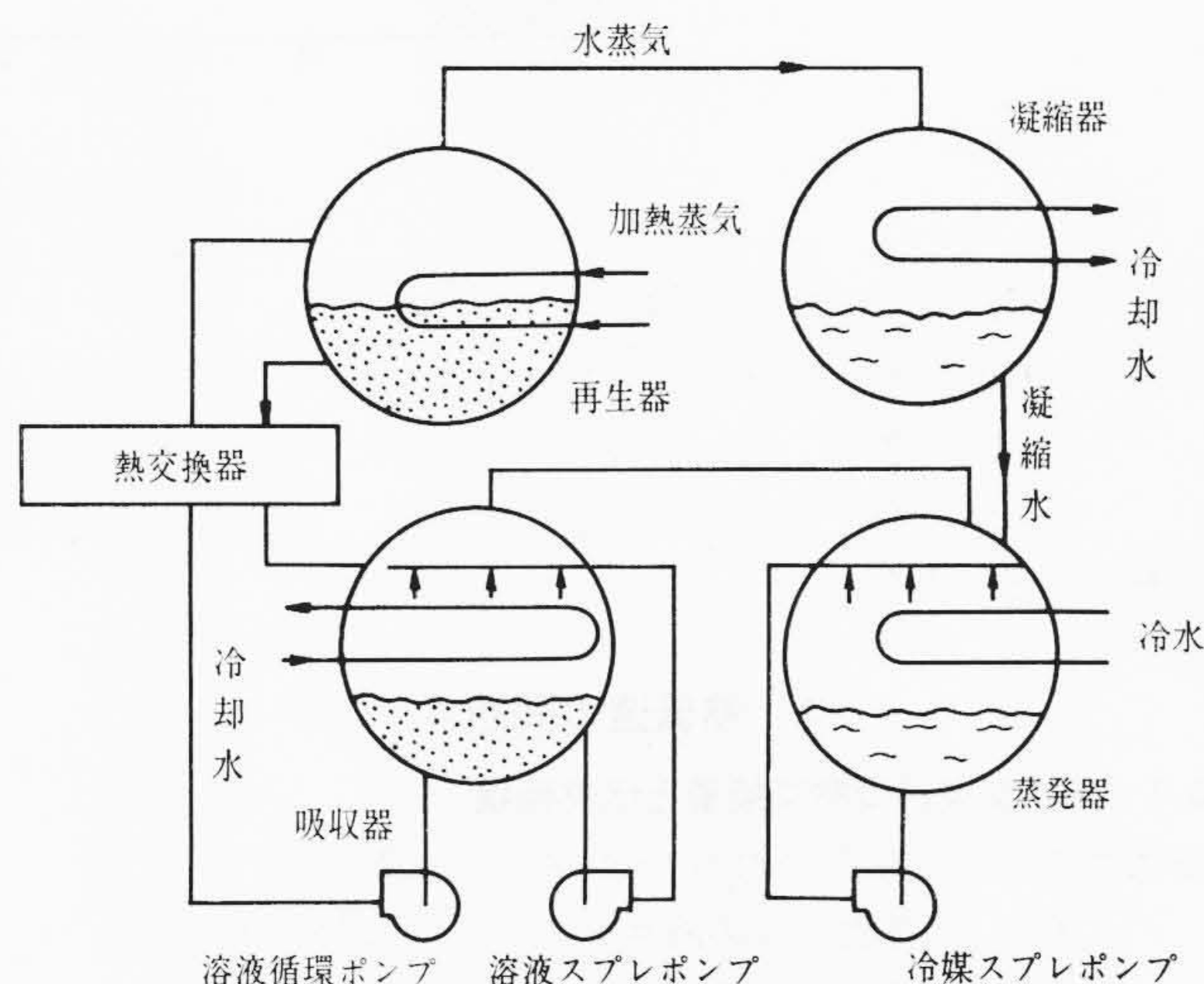


図 1 吸収式冷凍機系統図

または高温水によって加熱され、冷媒が蒸発分離し、溶液は濃縮される。濃くなった溶液(以下濃溶液とよぶ)は吸収器にもどる。

(4) 凝 縮 器

再生器で分離された冷媒蒸気は、凝縮器で冷却水によって冷却され、凝縮液化し、蒸発器にもどる。

(5) 熱 交 換 器

吸収器から再生器に向かう低温のうすい溶液(以下希溶液とよぶ)を、再生器から吸収器に向かう高温の濃溶液によって予熱し、再生器加熱量を減少させる。

以上の関係を、リチウムブロマイド水溶液の飽和蒸気圧線図上に描くと図 2 のようになる。すなわち①点は濃溶液の熱交換器出口の状態点である。この溶液は希溶液と混合しさらに吸収器圧力相当の飽和温度まで自己蒸発し②点に達する。吸収器の管外面に達した溶液は②~③間で蒸発圧力のもとで吸収を続け③点に達する。③~④間は熱交換器内での加熱を示し、等濃度で④まで加熱される。熱交換器を出た溶液は再生器で凝縮圧力に相当する飽和温度まで加熱されたのち、⑤点から蒸気を放出して濃度が高まり⑥点に達する。⑥点は再生器出口の濃溶液の状態点であり、熱交換器には①点まで冷却される。各点の状態値は、

T : 温 度 $^{\circ}\text{C}$
 i : エ ン タ ル ピ $[\text{kcal/kg}]$
 p : 圧 力 $[\text{mmHg}]$
 ξ : 濃 度 $[\%]$

添字 Ao : 吸 収 器 出 口 $[\text{③点}]$
 Ai : 吸 収 器 入 口 $[\text{②点}]$

* 日立製作所川崎工場

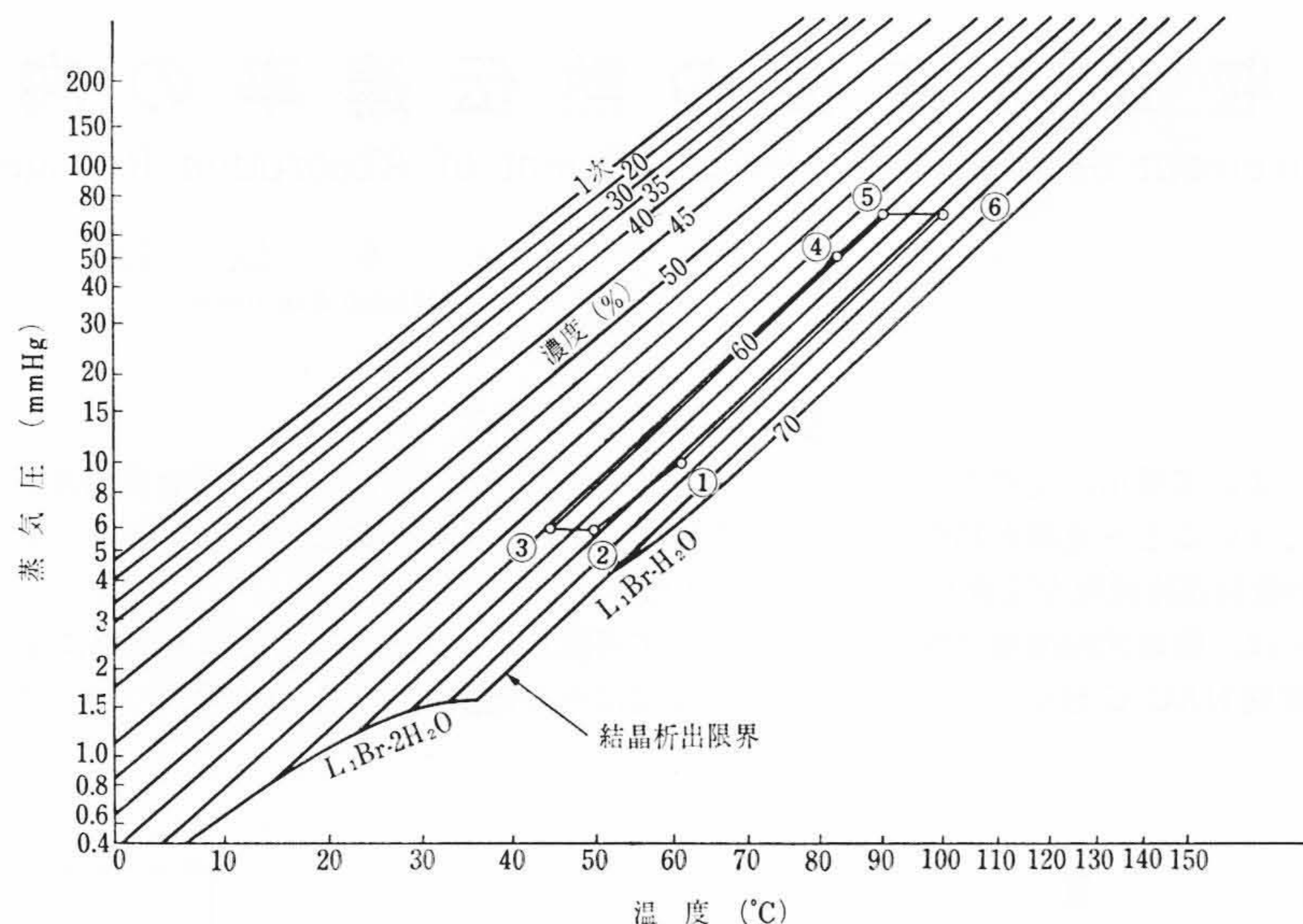


図2 冷凍サイクル線図

G_i : 再生器入口飽和点 [⑤点]

G_o : 再生器出口 [⑥点]

1 : 濃 溶 液

2 : 希 溶 液

で表わすことにする。

3. 熱伝達の問題点

3.1 各熱交換器の熱交換量と伝熱面積

各状態における溶液、冷媒のエンタルピ、濃度を、

i_{G0} : 再生器出口溶液エンタルピ [kcal/kg]

i_{Gi} : 再生器入口溶液エンタルピ [kcal/kg]

i_{ev} : 蒸発器蒸気エンタルピ [kcal/kg]

i_{cv} : 凝縮器蒸気エンタルピ [kcal/kg]

i_{cl} : 凝縮器液エンタルピ [kcal/kg]

ξ_1 : 濃 溶 液 濃 度 [Wt %]

ξ_2 : 希 溶 液 濃 度 [Wt %]

で表わすと、各熱交換器の熱交換量の理論値は次のようになる。

凝縮器熱量 Q_c [kcal/h] は、冷凍容量 Q_E に対して、

$$Q_c = \left(1 + \frac{i_{cv} - i_{ev}}{i_{ev} - i_{cl}}\right) Q_E \quad \dots\dots\dots (1)$$

再生器熱量 Q_G [kcal/h] は、

$$Q_G = \left(1 + \frac{i_{cv} - i_{ev}}{i_{ev} - i_{cl}} + \frac{i_{cl} - i_{G0}}{i_{ev} - i_{cl}}\right) Q_E \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$+ \frac{i_{G0} - i_{Gi}}{i_{ev} - i_{cl}} \frac{\xi_1}{\xi_1 - \xi_2} \right) Q_E \quad \dots\dots\dots (3)$$

吸収器熱量 Q_A [kcal/h] は

$$Q_A = \left(1 + \frac{i_{cl} - i_{G0}}{i_{ev} - i_{cl}} + \frac{i_{G0} - i_{Gi}}{i_{ev} - i_{cl}} \frac{\xi_1}{\xi_1 - \xi_2}\right) Q_E$$

である。これらの値は、具体的な設計内容によって異なるが、概略の所要伝熱面積を調べるには、

$$Q_c \doteq 1.1 Q_E$$

$$Q_A \doteq 1.4 Q_E$$

$$Q_G \doteq 1.5 Q_E$$

の程度にとっておけばじゅうぶんである。

そうすると、各熱交換器の所要伝熱面積は、

$$\left. \begin{aligned} F_E &= \frac{Q_E}{U_E \Delta T_E} \\ F_A &= \frac{Q_A}{U_A \Delta T_A} \\ F_C &= \frac{Q_C}{U_C \Delta T_C} \\ F_G &= \frac{Q_G}{U_G \Delta T_G} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ただし、 F : 伝 熱 面 積 [m²]

U : 総括熱伝達率 [kcal/m²h°C]

ΔT : 対数平均温度差 [°C]

添字 E : 蒸 発 器

A : 吸 収 器

C : 凝 縮 器

G : 再 生 器

伝熱面積 F を小さくするには、 ΔT または U を大きくしなければならない。

(1) ΔT の 増 加

利用できる冷水、冷却水、蒸気の条件および設計上の制約(主として結晶発生に関する溶液濃度の制限)があるので、 $\Delta T_E \sim \Delta T_G$ を独立に増加できない。そこで筆者らは濃度線図(図2参照)をもとに、希溶液濃度の関係とサイクル温度の関係

$$\left. \begin{aligned} f(\xi_2, T_E, T_{A0}) &= 0 \\ g(\xi_2, T_C, T_{Gi}) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

をもとめ、与えられた条件のもとに、伝熱面積の全コスト、

$$\begin{aligned} G &= g_E F_E + g_A F_A + g_C F_C + g_G F_G \\ &= g_E \frac{Q_E}{U_E \Delta T_E} + g_A \frac{Q_A}{U_A \Delta T_A} + g_C \frac{Q_C}{U_C \Delta T_C} + g_G \frac{Q_G}{U_G \Delta T_G} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (6)$$

を最小とするように $\Delta T_E \sim \Delta T_G$ を決めるようにした。ただし $g_E \sim g_G$ は単位伝熱面積当たりの所要コスト、 G は全伝熱面積のコストである。簡単のため U は ΔT や T によって変化しないとし、 ξ_2 一定を設計条件とすると、 G の極小は、

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial T_E} \left(\frac{\partial T_E}{\partial \Delta T_E} \right) \delta \Delta T_E + \frac{\partial f}{\partial T_{A0}} \left(\frac{\partial T_{A0}}{\partial \Delta T_A} \right) \delta \Delta T_A &= 0 \\ \frac{\partial g}{\partial T_C} \left(\frac{\partial T_C}{\partial \Delta T_C} \right) \delta \Delta T_C + \frac{\partial g}{\partial T_{Gi}} \left(\frac{\partial T_{Gi}}{\partial \Delta T_G} \right) \delta \Delta T_G &= 0 \\ \frac{g_E Q_E}{U_E \Delta T_E^2} \delta \Delta T_E + \frac{g_A Q_A}{U_A \Delta T_A^2} \delta \Delta T_A + \frac{g_C Q_C}{U_C \Delta T_C^2} \delta \Delta T_C \\ + \frac{g_G Q_G}{U_G \Delta T_G^2} \delta \Delta T_G &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

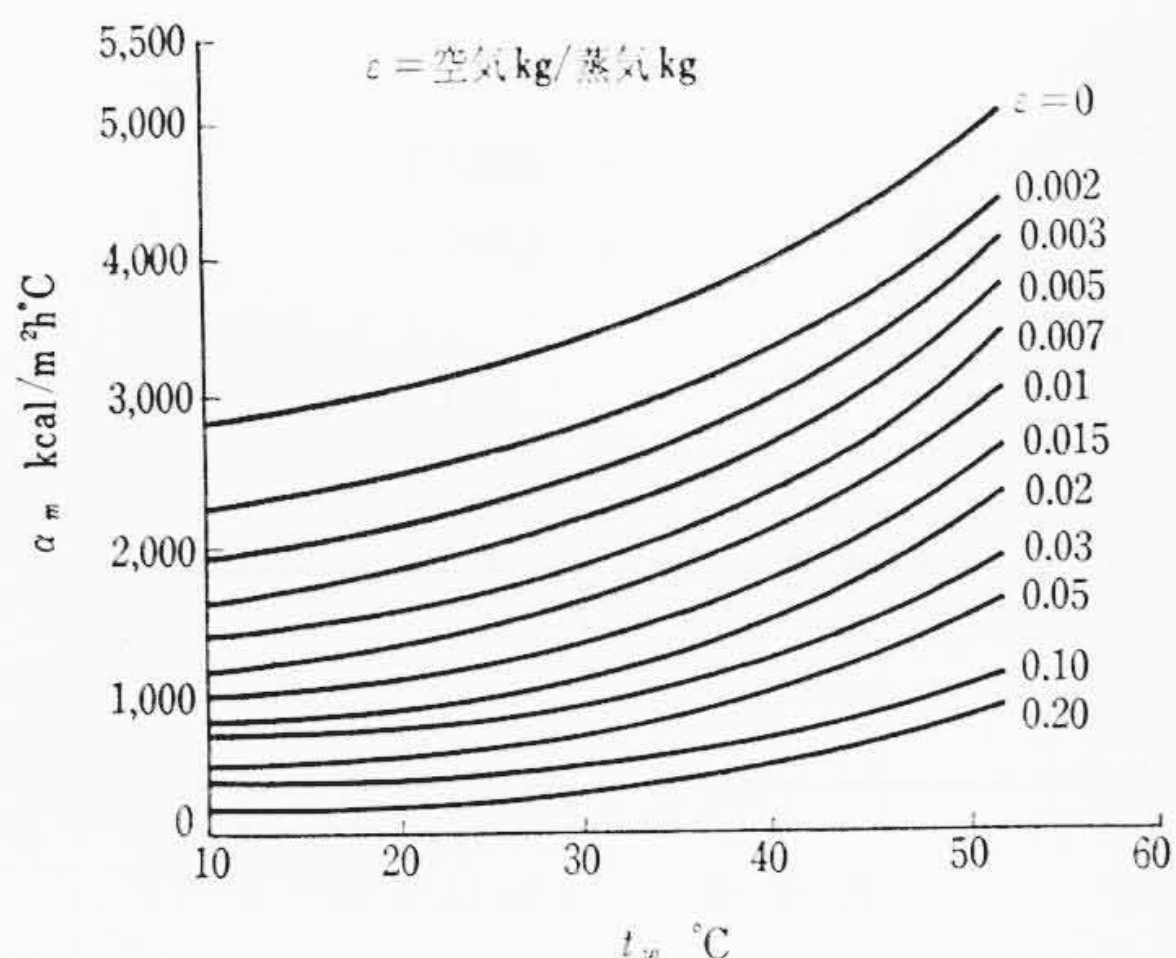


図3 蒸気中の空気が熱伝達率に及ぼす影響

によって求められる。(7)式から ΔT_E と ΔT_A , ΔT_G と ΔT_C の関係を求めると

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial T_E} \left(\frac{\partial T_E}{\partial \Delta T_E} \right) \frac{U_E \Delta T_E^2}{g_E Q_E} &= \frac{\partial f}{\partial T_A} \left(\frac{\partial T_A}{\partial \Delta T_A} \right) \frac{U_A \Delta T_A^2}{g_A Q_A} \\ \frac{\partial g}{\partial T_C} \left(\frac{\partial T_C}{\partial \Delta T_C} \right) \frac{U_C \Delta T_C^2}{g_C Q_C} &= \frac{\partial g}{\partial T_G} \left(\frac{\partial T_G}{\partial \Delta T_G} \right) \frac{U_G \Delta T_G^2}{g_G Q_G} \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

であり、これが伝熱面積のコスト最小を与える。(実際には U が ΔT や T によって変化するのでやや複雑な取り扱いが必要である。)

概略の見通しのため、 $\partial f/\partial T$ (濃度へのサイクル温度の寄与) の差と $\partial T/\partial \Delta T$ (サイクル N 温度への平均温度差の寄与) の差を無視すると、(7)式は蒸発器と吸収器、または凝縮器と再生器の間で、平均温度差 ΔT と伝熱面積をえるコスト ($gQ/U\Delta T = gF$) が比例するようにすればよいことを表わしている。

(2) 総括熱伝達率 U の向上

総括熱伝達率 U (外表面積基準) は、

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{1}{\alpha_i F_i} + \gamma \frac{F_0}{F_i}} \dots (9)$$

ただし、 α_0 : 管外熱伝達率 [kcal/m²h°C]

α_i : 管内熱伝達率 [kcal/m²h°C]

F_0 : 管外表面積 [m²]

F_i : 管内表面積 [m²]

γ : 汚れ係数 [m²h°C/kcal]

と表わせる。管内伝達率 α_i については、円管内を流れる水の乱流熱伝達あるいは凝縮の熱伝達率がすでによく研究されており、 10^4 kcal/m²h°C の程度の高い値がえられるのであまり問題はなく、 U の向上には、管外熱伝達率 α_0 の研究が重要である。

3.2 凝縮器の管外熱伝達

凝縮器は火力の復水器などで用いるものと同じであり、熱伝達に関する技術は確立しているといつてよい。

上下に n 本ならんだ水平円管の管外における膜状凝縮の熱伝達率については、Nusselt 氏が与えた理論式⁽¹⁾、

$$\alpha_m = 0.725 \left(\frac{\gamma^2 \lambda^3}{n \eta d \Delta t} \right)^{1/4} \dots (10)$$

ただし、 α_m : 平均熱伝達率 (n 本目の) [kcal/m²h°C]

γ : 液の比重 [kg/m³]

λ : 液の熱伝達率 [kcal/m²h°C]

r : 蒸発熱 [kcal/kg]

η : 液の粘性係数 [kg h/m²]

d : 管の外径 [m]

Δt : 管外の伝熱温度差 [°C]

がよく知られている。実用規模の凝縮器では n の増加による α_m の減少が著しく小さく、まだ Δt あるいは熱負荷の影響が逆であるな

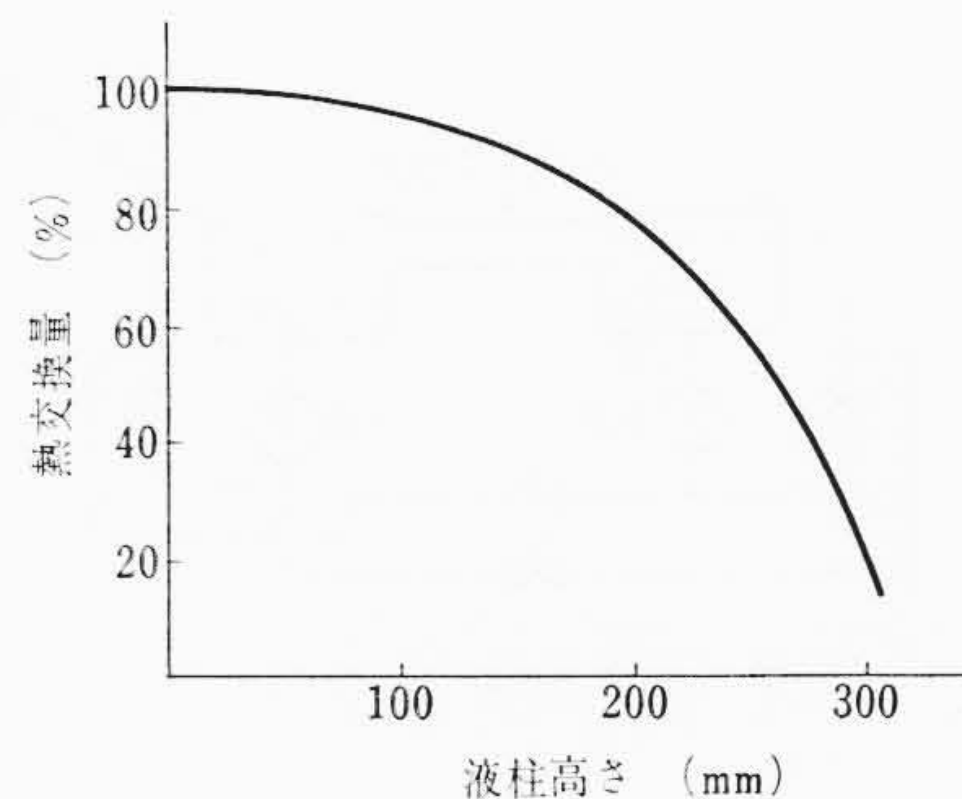


図4 液柱高さによる熱伝達率の変化

ど、(5)式はかなりの誤差があるが、 α_m の概略値はこれによってもよいようである。そうすると水の凝縮では 10^4 kcal/m²h°C 程度の高い熱伝達率がえられ、管外の熱伝達率 α_0 はあまり問題にならない。しかし不凝縮ガスがわずかに存在すると、たとえば図3⁽²⁾に示すように熱伝達率が著しく低下することが知られており注意を要する。吸収式冷凍機は完全な密閉サイクルであるから、不凝縮ガスの処置方法がよければ、かなり高い熱伝達率がえられる。

3.3 再生器の管外熱伝達

再生器の管外ではリチウムブロマイド水溶液が沸騰し、水を蒸発させ、溶液を濃縮する。

強制流動をともしない、いわゆるプール沸騰については、多くの整理式があるが、最も広く用いられている西川-山県氏の式⁽³⁾、

$$\alpha_0 = A_0^3 f_p^3 [c_{pl} \gamma_l^2 / M^2 p_0 \lambda_l r \gamma_v]^{1/2} \lambda_l^3 \Delta T_{sat}^2$$

$$A_0 = 8.0 \dots (11)$$

ただし、 $f_p = p/p_a$ (p : 圧力 p_a : 大気圧)

$p_0 = 1.699$ [kcal/h]

c_{pl} : 液比熱 [kcal/kg°C]

γ_l : 液比重 [kg/m³]

λ_l : 液熱伝導率 [kcal/m²h°C]

σ : 表面張力 [kg/m]

r : 蒸発熱 [kcal/kg]

γ_v : 気体比重 [kg/m³]

Δt_{sat} : 飽和温度と伝熱面温度の差 [°C]

を適用すると、再生器の α_0 は 10^3 kcal/m²h°C 程度である。

α_0 は圧力相当の飽和温度と伝熱面温度との差 ΔT_{sat} に支配されるから、低圧力 (約 70 mmHg) では液柱圧力の影響は無視できない。代表的な再生器の動作条件において、液柱高さによる単位面積当たりの熱伝達率の変化を計算で求めると図4のようになる。かなり大きな影響があり、再生器の深さはできるだけ浅くすべきであることがわかる。

また単一成分の沸騰と異なり、溶液の濃縮をともしないので、高濃度の溶液が局部的に滞留して熱伝達を阻害しないようにしなければならない。Clark-Rohsenow⁽³⁾によると、強制流動が存在すると、非沸騰強制対流として求めた熱伝達率だけ、プール沸騰より増加するとされており、この点からも適当な流動の存在が望ましい。

3.4 蒸発器の管外熱伝達

蒸発器、吸収器はともに管外へ散布された液が、管外表面にうすい層を作って落下し、この層と管壁が熱交換する。熱伝達率の理論式としては、完全な層流としてあつかった Nusselt 氏の式がよく知られており、半理論-実験式もかなり報告されているが、液の散布状況などの差もあるので、実際に適用することはむずかしい。

良好な熱伝達をえるには、散布が均一で管群がよくぬれているとともに、冷媒が低圧力のため大きな体積流量となるので蒸気の通路にじゅうぶんな考慮をはらわねばならない。

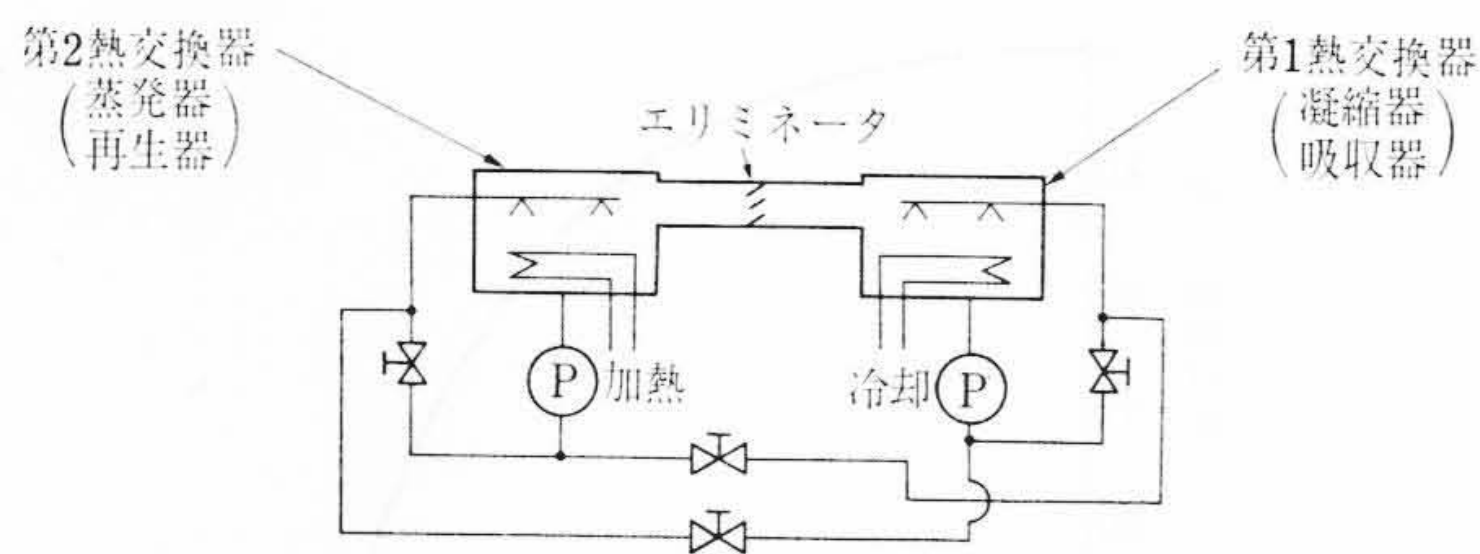


図5 実験装置フローシート

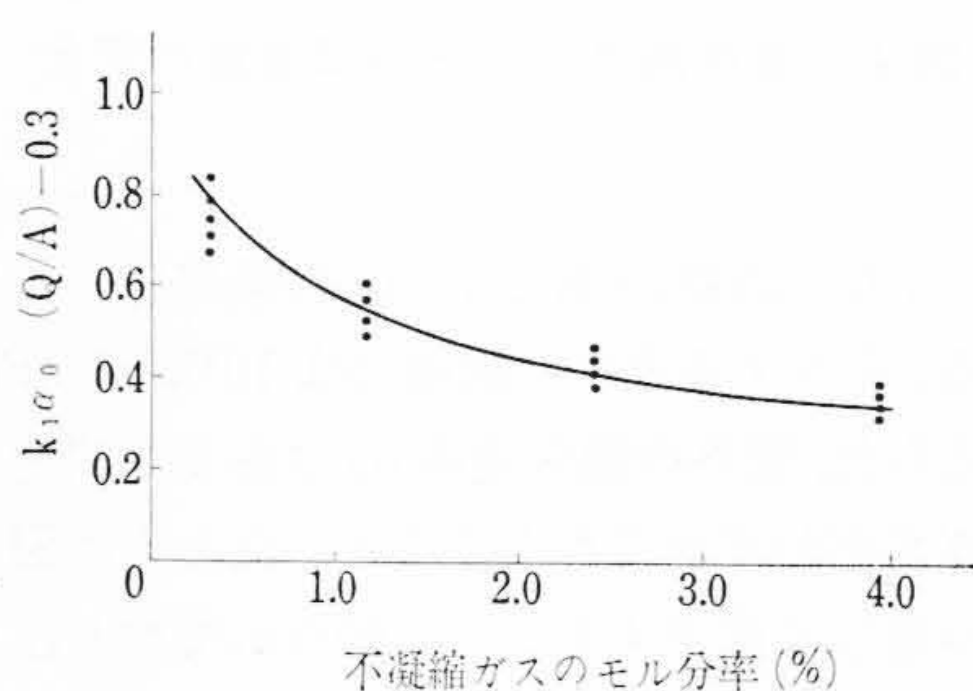


図6 不凝縮ガスと吸収器熱伝達率

3.5 吸収器の管外熱伝達

吸収器は圧力が低い(約6 mmHg)ため、不凝縮ガスがわずかに存在すれば著しく熱伝達率が低下する。機内の不凝縮ガスは吸収器に集積するので、完全に抽気しなければ良好な熱伝達がえられず、文献⁽⁴⁾では10%の存在で冷凍容量が50%減少することが報告されている。

また、リチウムブロマイド吸収式冷凍機の溶液に表面張力低下剤を添加して、吸収器の熱伝達率の向上を図る方法はすでに広く実用されている。しかし溶液に対する表面張力低下剤の溶解性の小さいことや比重の差のため、表面張力低下剤は溶液表面に浮いてしまうので、実際に必要な管束群上にじゅうぶん送られておらず改善の余地がある。

4. 実験装置および方法

伝熱面積約4 m²の二つの管群からなる図5のような実験装置によって実験した。二つの管群だけでは冷凍サイクルは成り立たないが、それぞれを、

吸収器—再生器

あるいは

蒸発器—凝縮器

として動作させることによって熱伝達が調べられるようになっている。

測定対象とする熱交換器(たとえば吸収器—順次ほかの熱交換器を調べる)を所定の状態に調節し、相手の熱交換器(たとえば再生器)に供給する熱量を増減して、広い熱負荷の範囲にわたって、濃度、温度、流量を測定し、その結果から熱伝達率を算出した。温度は銅—コンスタンタン熱電対と電位差計、流量は冷水、冷却水はオリフィス差圧流量計、サイクル側は回転浮子式流量計によって測定した。

5. 実験結果

熱伝達の向上に重要なものを下記する。

- (1) 吸収器は図6に示すように、わずかな不凝縮ガスの存在によって、著しく熱伝達率が低下した。
- (2) 吸収器内の不凝縮ガスを常に完全に抽気し、安定した高い熱伝達率を得るため、溶液ポンプ吸込口に同伴される不凝縮ガスを吐出側で(大気圧以上)で分離し、抽出する方式を

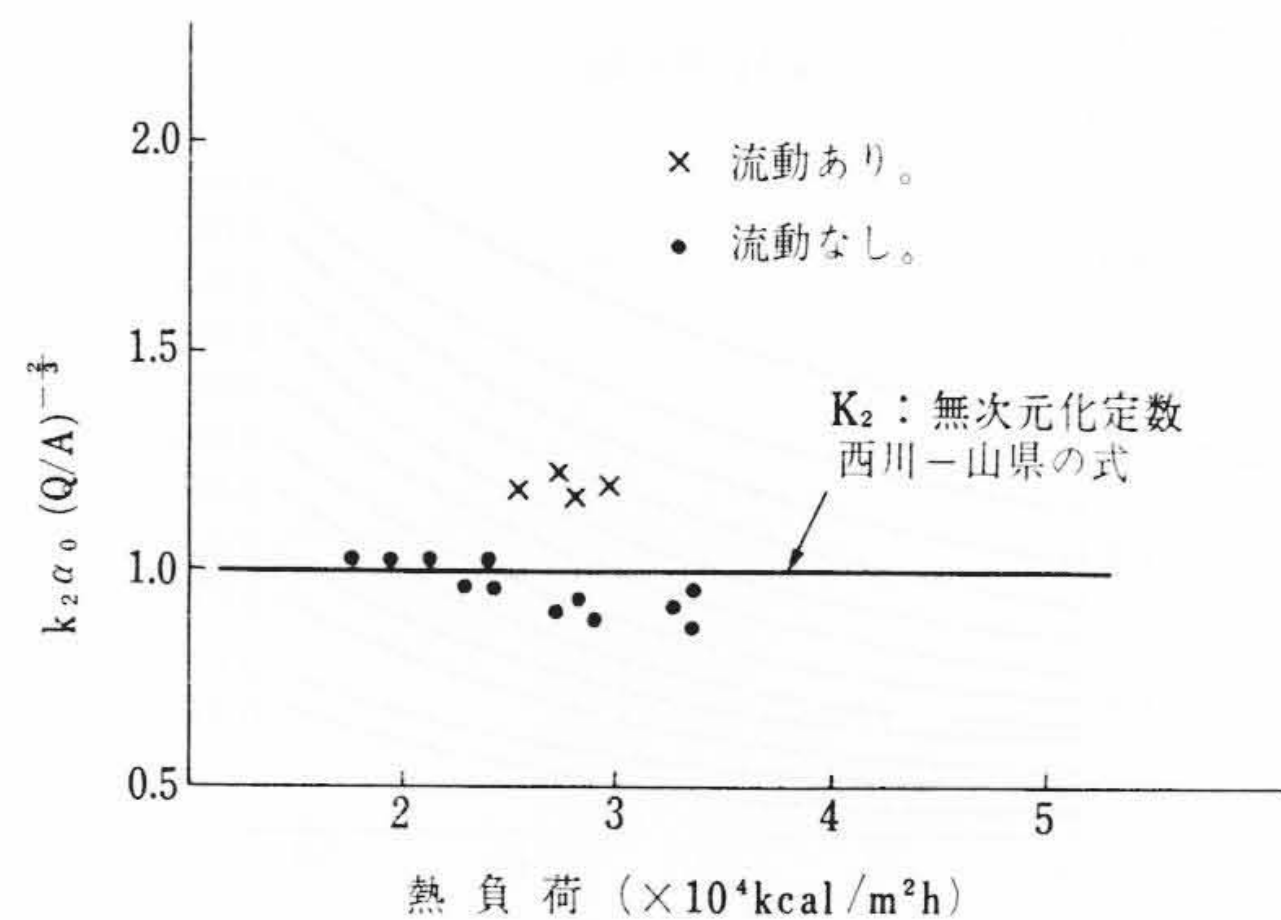


図7 再生器の熱伝達率

開発した。

- (3) 吸収器では、表面張力低下剤を有効に利用することによって、吸収液のみの場合にくらべ、熱伝達率が大幅に向上した。
- (4) 再生器では溶液に適切な流動を与えると、溶液が停留するような場合にくらべ、図7に示すようにかなり熱伝達率が上がった。
- (5) 凝縮器、蒸発器についても従来考えられていたよりかなり高い熱伝達率が得られた。

そのほか、各熱交換器の伝熱平均温度の最適配分の効果なども加えて、約40%の伝熱面積を減少させる見通しが得られた。

6. HAU-C形吸収式冷凍機

以上に述べたような結果に基づいて、HAU-C形新形吸収式冷凍機を開発し、100~1,000 冷凍トンの範囲を11機種で応じるよう標準化した。表1はその仕様を示したものである。吸収器、蒸発器、再生器、凝縮器の配置についても、スペースファクタがよく、熱伝達上有利な構造を開発したので、大幅に小形化され、体積比で従来機の50~60%になっている。図8に新しい構造と従来の構造の比較を示した。HAU-C形の特長は次のとおりである。

- (1) 小形、軽量である。
- (2) 小形であるため、従来は運搬の都合でどうしても分割しなければならなかった容量の範囲まで単胴にでき、なおいっそう小形になり、気密の完全さの点でも有利になった。
- (3) 従来は顧客側で用意した冷却水温度制御装置が夏期のみ運転の場合は不要となり、全季節運転の場合でも簡単なものでよかった。
- (4) 伝熱管内の清掃(スケール除去)の際、従来は水室ケース、水配管の取りはずしを必要としたが、水室のカバーだけを開けばよい構造とし、作業を簡単にした。
- (5) 運転、取り扱い上最も問題となる結晶の防止について独自のくふうをはらっている。

図9はHAU-C形吸収式冷凍機の外観を示したものである。

7. 結 言

吸収式冷凍機の主要部分である蒸発器、吸収器、凝縮器、再生器の熱伝達について検討し、モデルプラントにより熱伝達率向上の研究を行なった。その結果、

- (1) 不凝縮ガスの熱伝達に及ぼす影響の大きいこと。
- (2) 吸収器では表面張力低下剤が有効に活用されれば大幅に熱伝達率が改善されること。
- (3) そのほかの熱交換器についても、熱伝達上重要な改良点があること。

表1 標準仕様および寸法表

機 種		HAU-10C	HAU-11C	HAU-12C	HAU-13C	HAU-14C	HAU-15C	HAU-16C	HAU-17C	HAU-18C	HAU-19C	HAU-20C
冷 凍 容 量 (RT)		100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1,000
冷水	温 度	入 口 温 度 12℃					出 口 温 度 7℃					
	水 量 (m³/h)	60.5	75.5	96.5	121	152	191	242	302	381	483	605
	パ ス 数	5	5	4	5	5	4	4	3	2	2	2
	水 頭 損 失 (m)	10	10	10	10	10	10	10	10	8	8	12
冷却水	温 度	入 口 温 度 32℃					出 口 温 度 41℃					
	水 量 (m³/h)	85	106	136	170	212	267	340	425	535	680	850
	パ ス 数	5	5	4	5	5	4	4	3	3	3	3
	水 頭 損 失 (m)	9	9	9	9	9	9	9	8	12	12	15
蒸気	圧 力	1.0 kg/cm²g 飽 和										
	消 費 量 (kg/h)	850	1,060	1,360	1,700	2,120	2,680	3,400	4,250	5,350	6,800	8,500
ボ* ン プ (kW)	冷媒スプレ	1.5			2.2				3.2			
	溶液循環	1.5			1.5			2.2		3.2	3.2	
	溶液スプレ	2.2			2.2			3.2			9.5	
	真 空	0.4 kW										
外形寸法	L (mm)	3,650	3,650	4,500	3,650	3,650	4,700	4,700	5,700	7,000	7,000	8,000
	W (mm)	1,250	1,250	1,250	1,650	1,650	1,650	1,950	1,950	1,950	2,300	2,300
	H (mm)	1,900	1,900	1,900	2,450	2,450	2,450	2,800	2,800	2,800	3,100	3,100
配管口径	冷水	4	4	4	6	6	6	8	8	10	10	12
	冷却水	5	5	5	6	6	8	10	10	10	12	14
	蒸気	3	3	4	4	4	5	6	6	6	8	8
搬 入 重 量 (kg)		3,800	4,100	4,800	6,400	6,900	8,100	11,000	12,500	14,100	18,000	22,500
運 転 重 量 (kg)		5,300	6,000	7,500	8,200	10,000	11,800	16,000	18,500	20,800	26,000	33,000

* ポンプの kW は 50 Hz の場合を示す。

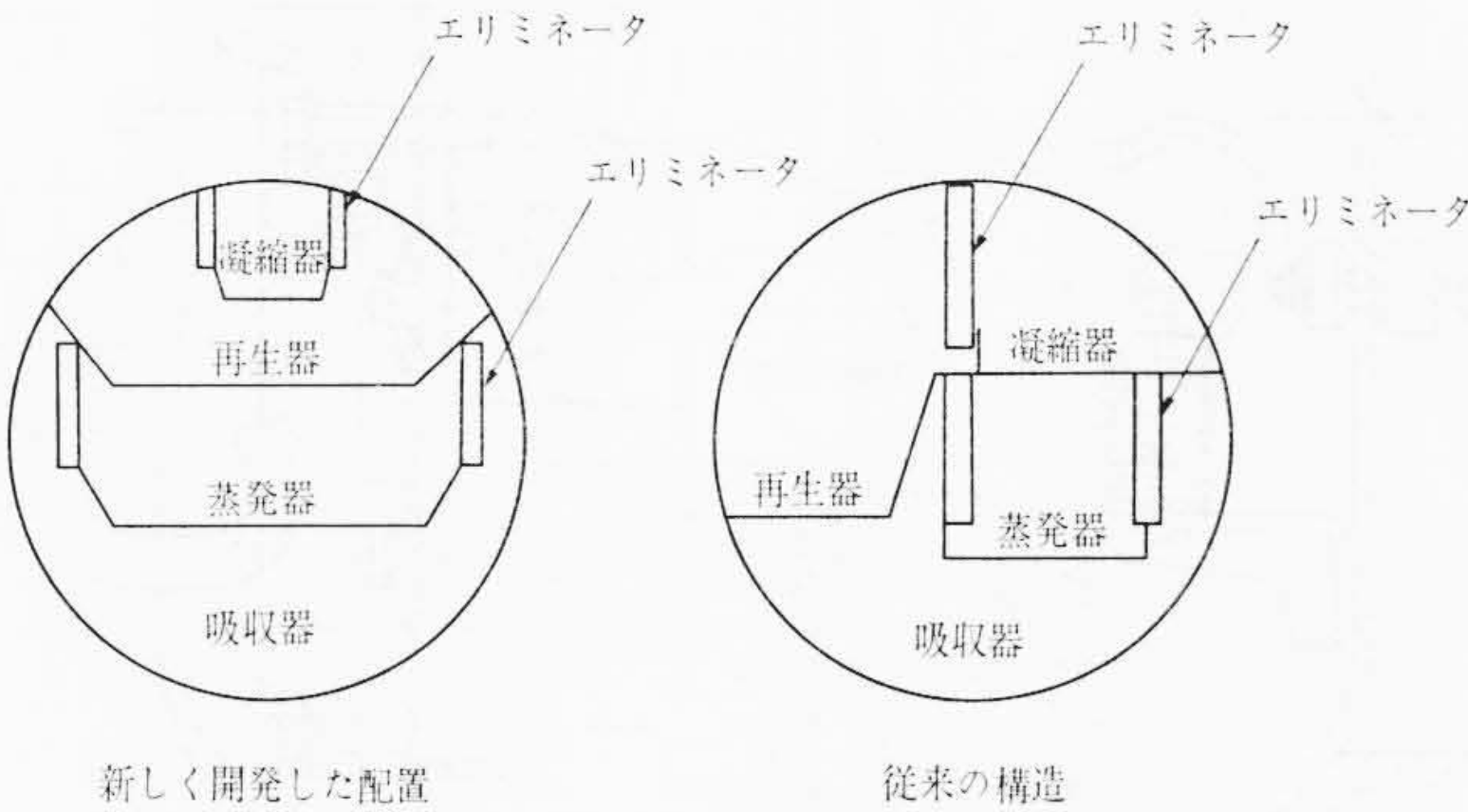


図 8 熱交換器群の配置

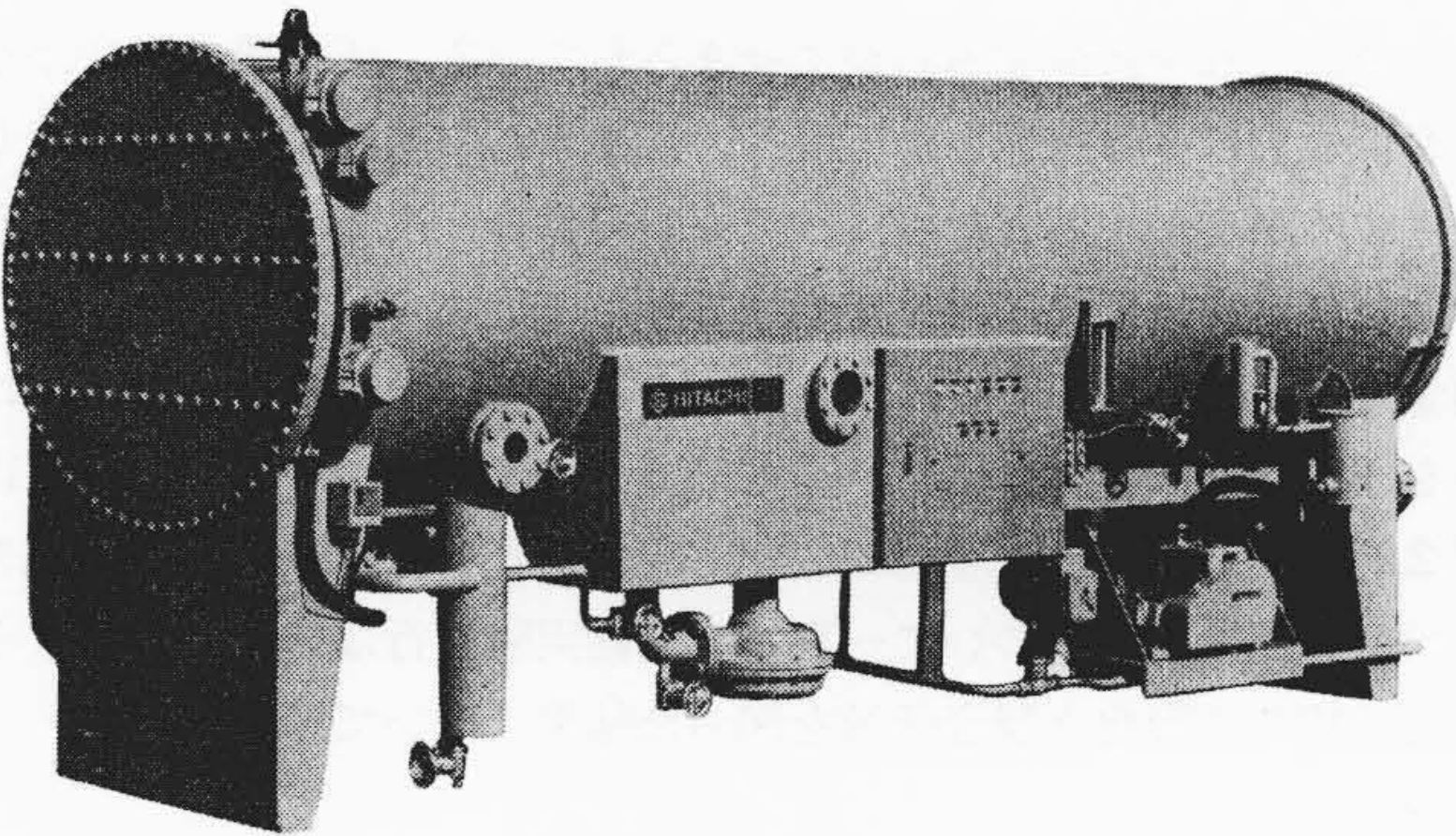


図 9 HAU-12C 形吸収式冷凍機

がわかり、熱伝達率を著しく向上させることができた。この成果に基づいて小形で、機能面でも多くの特長をもったHAU-C形新形吸収式冷凍機を完成した。吸収式冷凍機は、ほとんど熱交換器から成りたつといてよく、熱伝達についてなおいっそうの技術の充実を図りたいと考えている。

参 考 文 献

(1) W. Nusselt: VD 1. Bd. 60 (1916)
(2) E. Langen: Forschung, 2 (1951)
(3) 機械学会: 沸騰熱伝達 (昭 40)
(4) Розенфельд ЛМ, карнаух м с: 52 Холодильная Тех 43 [5] 4~5 (1966)