

アンモニア 豎型凝縮器の熱伝達に就いて

須藤 清治* 長谷川 修** 滝川 重幸***

Heat Transfer of the Ammonia Vertical Shell
and Tube CondenserBy Seiji Sutō, Osamu Hasegawa and Shigeyuki Takigawa
Tochigi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Following the study on the heat transfer of the horizontal type condenser as published in the previous issue of this periodical, the writers picked up this time the vertical type condenser connected with the 30 HP ammonia compressor, and conducted the experimental research and the theoretical investigation on such problems as: the effect of cooling water on the condensing temperature; the relation between the heat conductivity and the cooling water quantity; and the effect of swirl on heat transfer.

Based on the results of these researches, the writers compiled the chart of the characteristics of the vertical type condenser showing the relations between the condensing capacity, cooling water quantity, cooling water temperature, heat transfer area, condensing pressure, condensing temperature, and the horse-power required for the compressor.

They further conducted the experimental research on the relation of heat conductivity and the speed of brine of the ammonia brine cooler.

〔I〕 緒 言

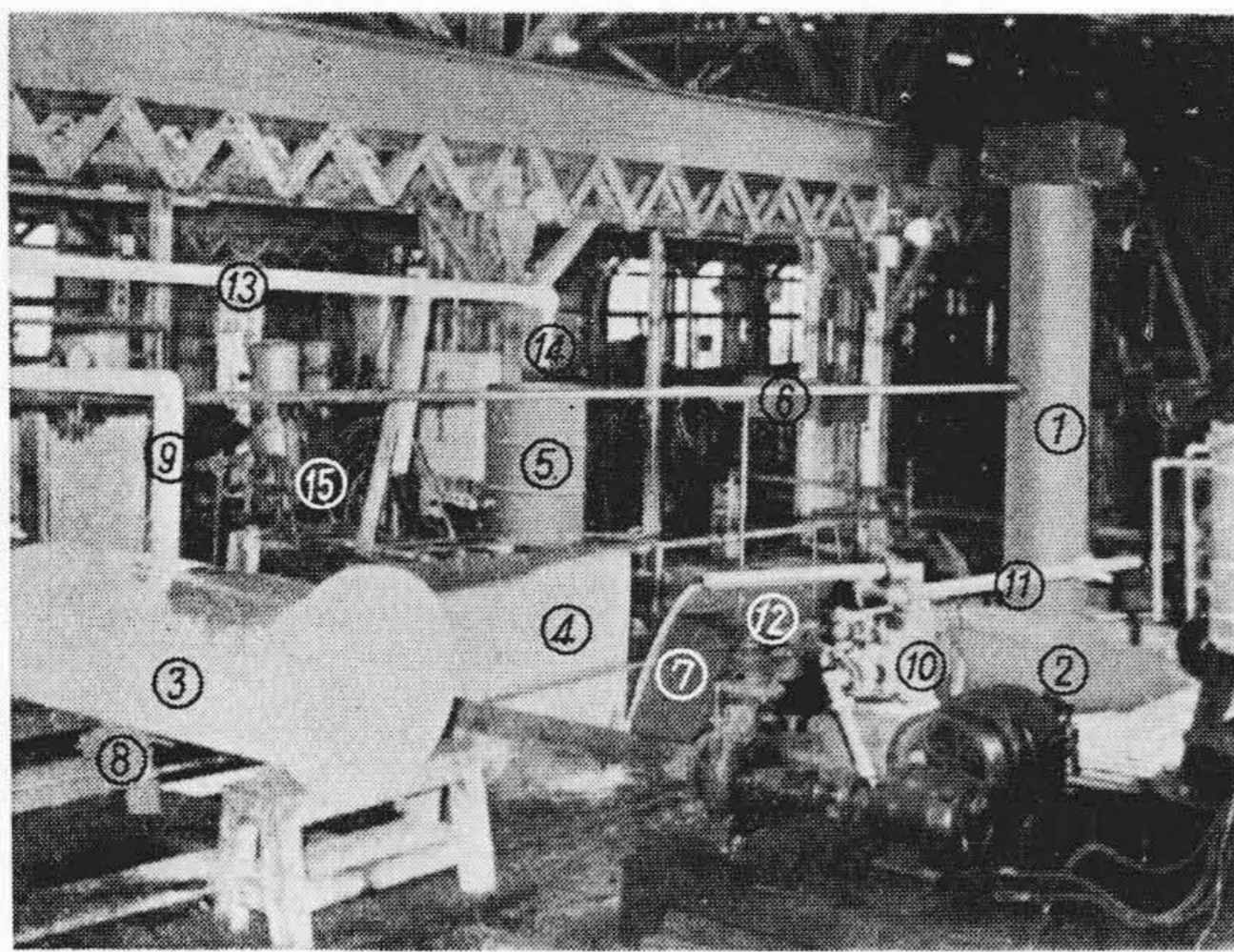
前報（本誌別冊 No. 1 P. 75 参照）に於て、横型凝縮器に関して凝縮圧力の圧縮機動力に及ぼす影響、凝縮温度に対する冷却水の影響、圧縮機動力と冷却水温度との関係、熱貫流率と冷却水速度の関係並びに冷却管内のスケールの熱伝達に及ぼす影響等の諸問題に就き、実験的検討と理論的考察を行つたが、本実験に於ては前報と同様工場内に於て 30 HP アンモニア圧縮機を使用して冷凍運転を行い、豎型凝縮器に関して上記の問題以外にスワルが凝縮器の熱伝達に及ぼす影響、ブライン冷却器の熱貫流率に就いて所要の測定をなし、凝縮器の作用を検討すると共に、理論的考察を行つた。

* ** *** 日立製作所栃木工場

〔II〕 研究装置

第1図（次頁参照）に示せる写真は本研究装置の外観で、写真中の番号は本研究に使用した下記機器を示している。

- ① 豎型凝縮器
- ② 凝縮器冷却水の流量測定用タンク
- ③ ブライン冷却器
- ④ ブラインタンク
- ⑤ ブライン流量測定タンク
- ⑥ 圧縮機より凝縮器への吐出管
- ⑦ 凝縮器よりブライン冷却器への配管
- ⑧ 膨脹弁
- ⑨ ブライン冷却器より圧縮機への吸入管



第 1 図 研 究 装 置
Fig. 1. Test Equipment

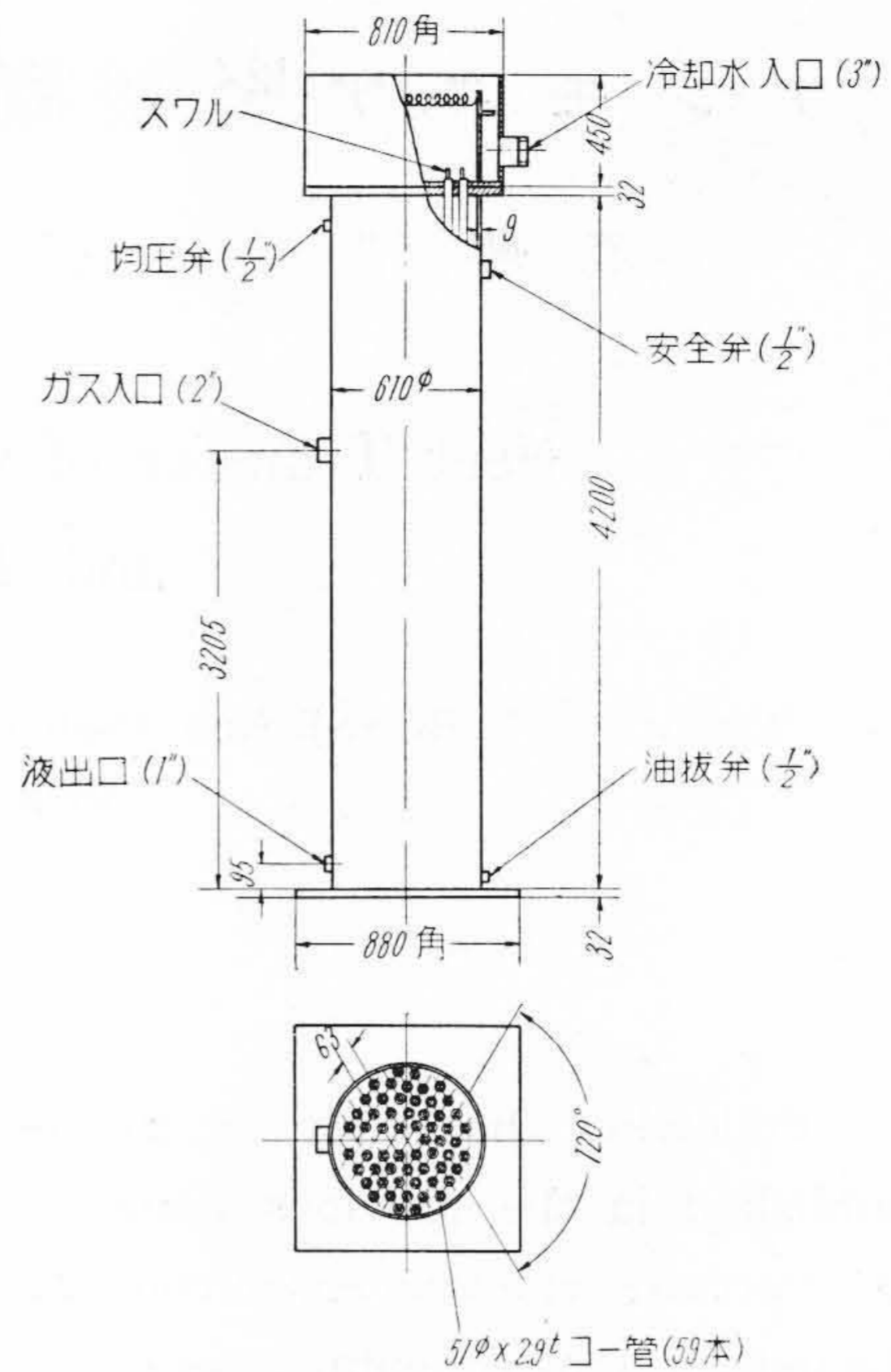
- ⑩ 凝縮器冷却水用ポンプ
- ⑪ 冷却水入口管
- ⑫ 冷却水出口吸出管
- ⑬ ブラインの出口管
- ⑭ ブライン測定用タンクへの切換管
- ⑮ 投込式電熱器

研究に使用せる機器の仕様は下記の如くで、圧縮機、電動機並びに油分離器は前報の研究に使用したものと同一である。

(1) 使用機器仕様

(A) 凝 縮 器 (外観寸法は第 2 図参照)

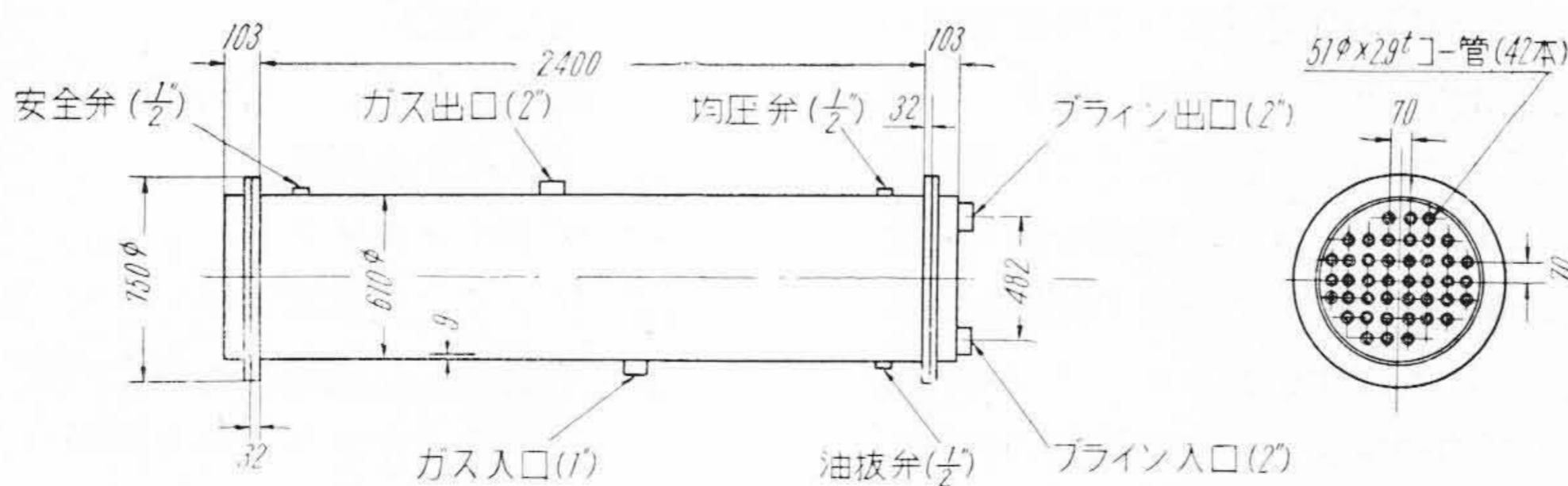
型 式.....	堅型シェルアンドチューブ式
胴 の 外 径.....	610 mm
冷却管有効長.....	4,200 mm
冷却管外径.....	51 mm
冷却管肉厚.....	2.9 mm
冷却管本数.....	59本
ガ ス 入 口.....	2"
液 出 口.....	1"
安 全 弁.....	1/2"
冷 却 水 入 口.....	3"



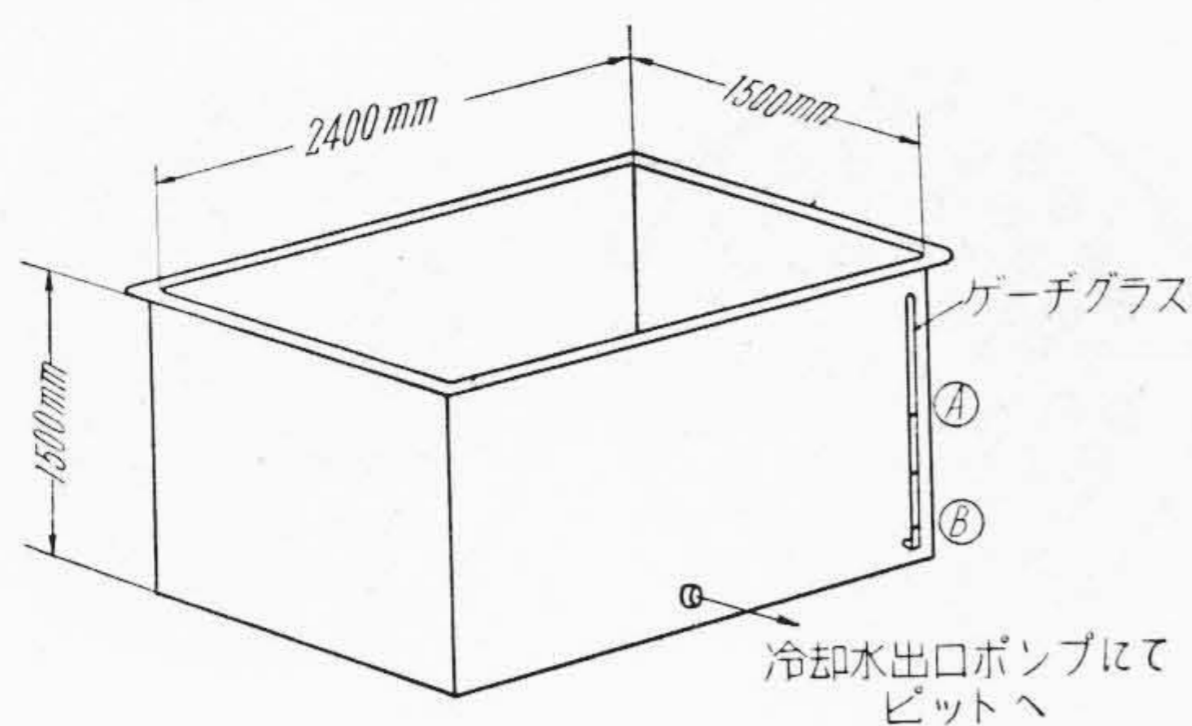
第 2 図 試 験 に 使 用 し た る 凝 縮 器
Fig. 2. Ammonia Vertical Shell and Tube Condenser for Test

(B) ブライン冷却器 (外観寸法は第 3 図参照)

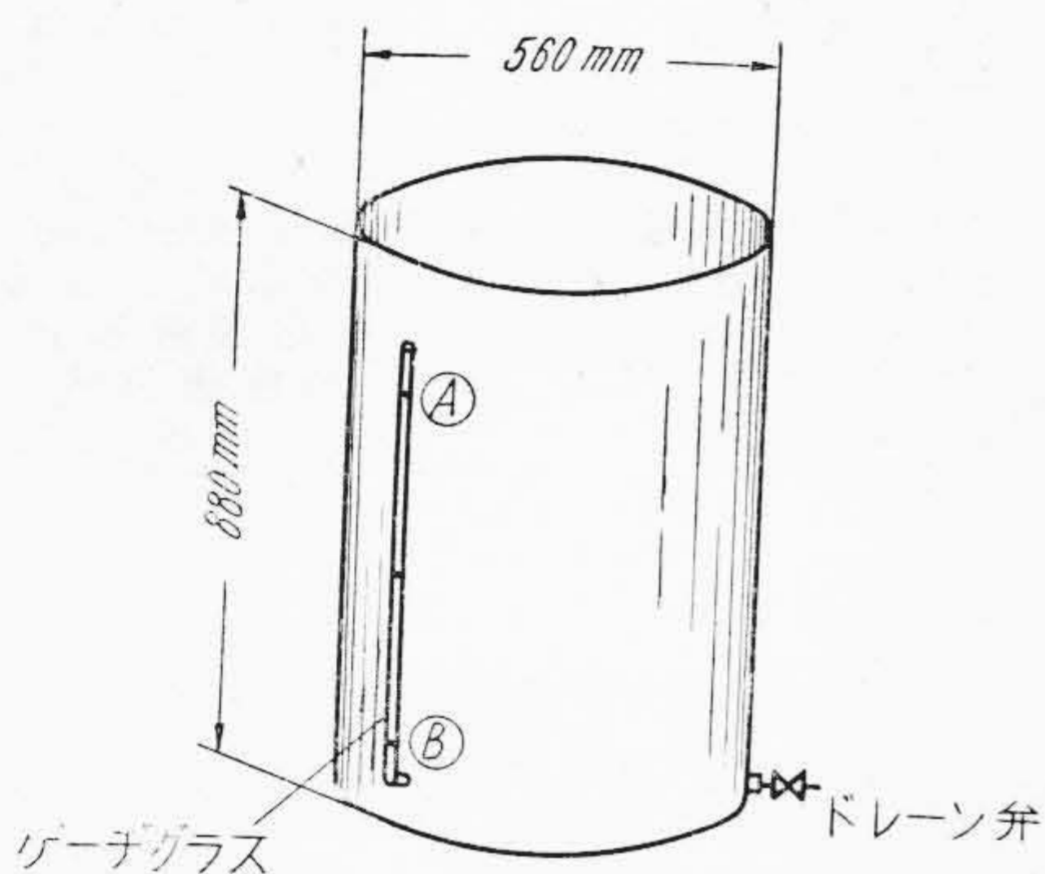
型 式.....	横型シェルアンドチューブ式
胴 の 外 径.....	610 mm
冷却管有効長.....	2,400 mm
冷却管外径.....	51 mm
冷却管肉厚.....	2.9 mm
冷却管本数.....	42本
通 路 数.....	14
有効伝熱面積.....	15.25 m ²
液 入 口 径.....	1"
ガ ス 出 口 径.....	2"
安 全 弁.....	1/2"



第 3 図 試 験 に 使 用 し た る ブ ラ イ ン 冷 却 器
Fig. 3. Horizontal Shell and Tube Brine Cooler for Test



第4図 冷却水流量測定用タンク
Fig. 4. Measuring Tank for Cooling Water Quantity



第5図 ブライン流量測定用タンク
Fig. 5. Measuring Tank for Brine Quantity

ブライン入口.....2"
ブライン出口.....2"

(C) 冷却水流量測定用タンク

寸法並びに構造は第4図に示す如くで、附属せるゲージグラスに二標点 A, B を印した。尙この二標点 A, B 間を充満する水の容量は 540l である。

(D) ブラインタンク

長さ..... 1,800 mm
巾..... 1,200 mm
高..... 1,500 mm

このタンクに 3kW 投込式電熱器 7本を入れて、各々分離したスイッチにて熱負荷を調整し得るようにした。

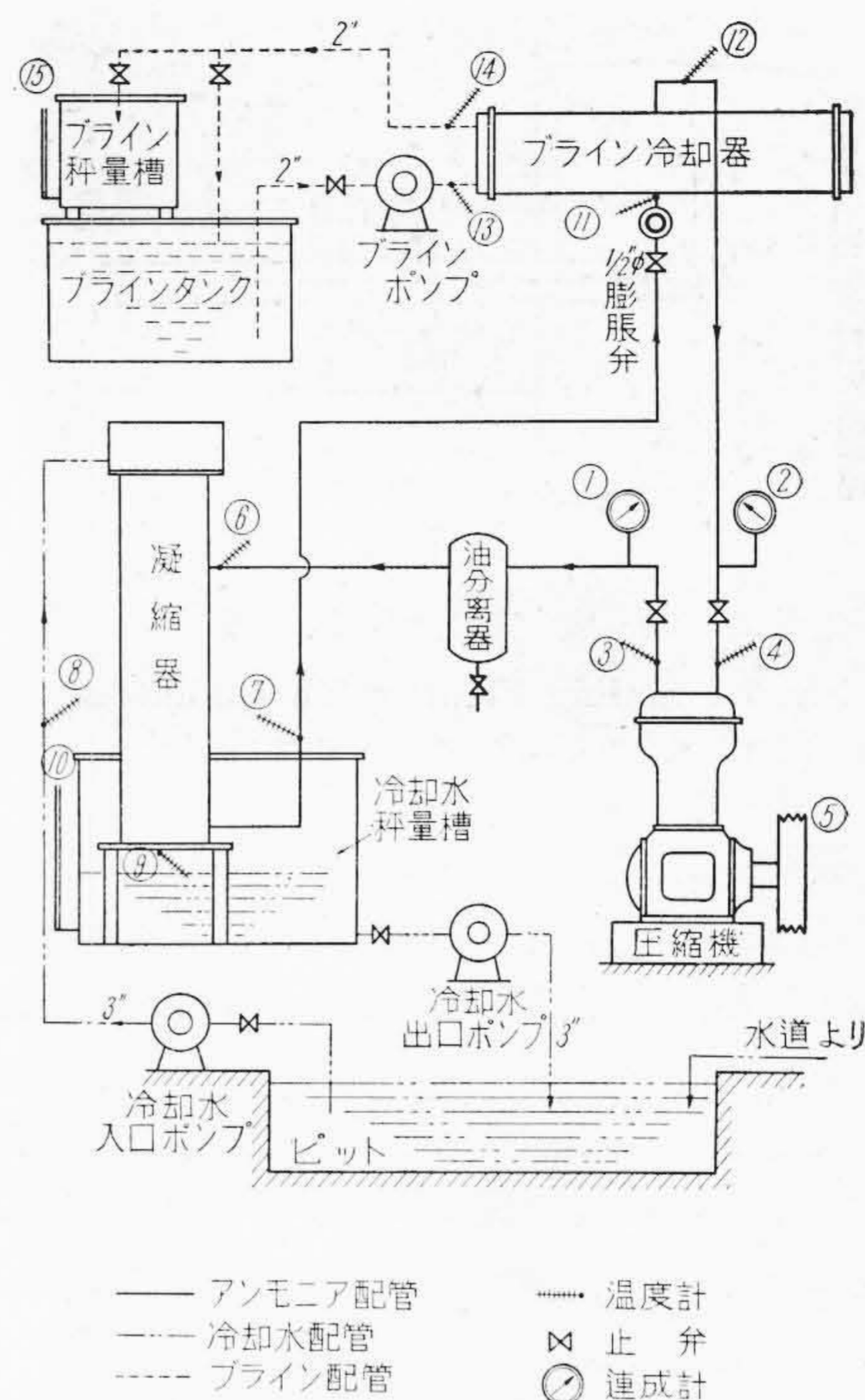
(E) ブライン流量測定用タンク

寸法並びに構造は第5図に示す如くで、附属せるゲージグラスに二標点 A, B を印した。この二標点 A, B を充満するタンクの容量は 50l である。

(2) 試験方法

(A) 測定箇所

第6図は本実験に於ける系統図を示し、図中の番号は第1表の計測諸元を示している。

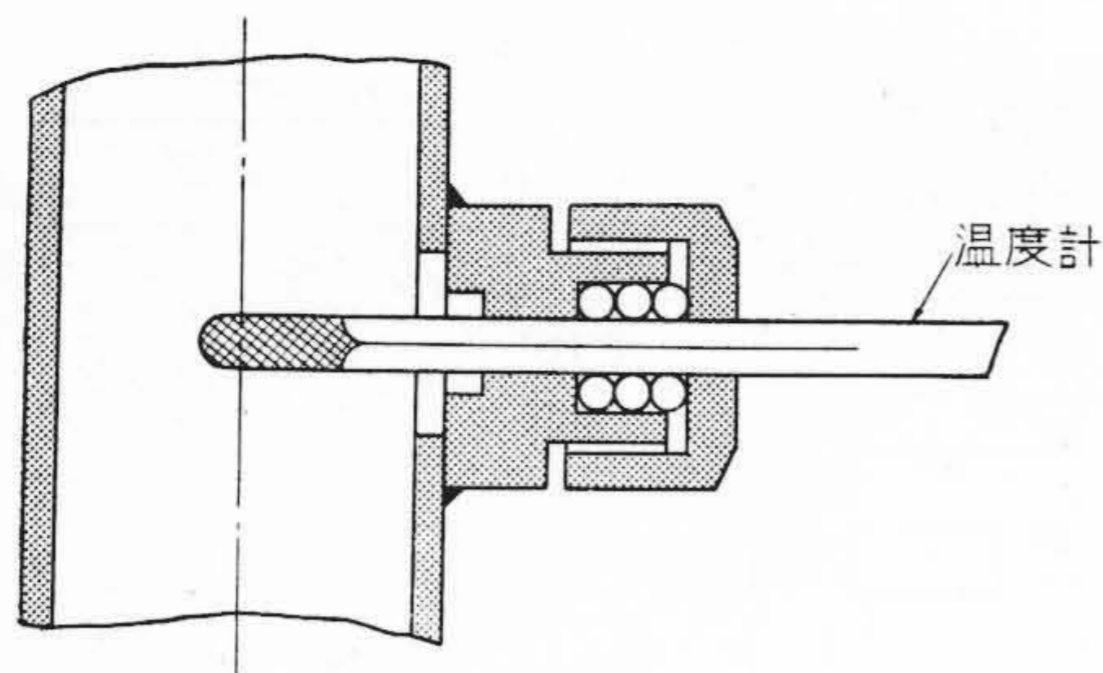


第6図 試験装置系統図

Fig. 6. Schematic Outline of Test Equipment

第1表 計測諸元一覧表
Table 1. Table of Test Details

機器別	計測事項	単 位	附号	番号
圧縮器	吐出圧力	kg/cm ² ゲージ	P_a	①
	吸入圧力	kg/cm ² ゲージ	P_s	②
	吐出温度	°C	T_a	③
	吸入温度	°C	T_s	④
	回転数	r.p.m.	n	⑤
電動機	周波数	サイクル	~	
	電流	アンペア	A	
	電圧	ボルト	V	
	入力	kW	I	
	凝縮器	ガス入口温度	°C	T_1
液出口温度		°C	T_2	⑦
冷却水入口温度		°C	t_1	⑧
冷却水出口温度		°C	t_2	⑨
冷却水水量		m ³ /hr	M	⑩
ブライン冷却器	冷媒入口温度	°C	T_3	⑪
	ガス出口温度	°C	T_4	⑫
	ブライン入口温度	°C	t_3	⑬
	ブライン出口温度	°C	t_4	⑭
	ブライン流量	m ³ /hr	N	⑮



第 7 図 温 度 計 挿 入 部
Fig. 7. Setting Point of Thermometer

(B) 測 定 方 法

圧縮機の吐出圧力 ① 及び吸入圧力 ② はそれぞれ 5' 連成計(目盛 20 kg/cm²~760 mmHg, 10 kg/cm²~760 mmHg) を使用して測定した。冷媒ガス及び液の温度はパイプの外周にパテづけしたる温度計の読みを以てそれぞれの温度とし、凝縮器の冷却水入口温度及び冷却器のブライン入口温度は第 7 図に示す如くパイプ中に挿入した温度計の読みを、又凝縮器の出口温度は冷却管より落下する水を容器に受けてその中に差込んだ温度計の読みを以てそれぞれの温度とした。冷却水出入口及びブライン出入口の温度は 0.1°C 目盛の精密温度計を使用しその他の部分の温度は 0.5°C 目盛の温度計を使用した。

凝縮器の冷却水量は第 4 図に示せるタンクを使用し、ゲージグラスに印せる標点 A から B 迄冷却水を流し込む時間を 0.2 sec 目盛のストップウォッチを用いて測定して、流量を算出した。ブライン冷却器のブライン流量も第 5 図に示せるタンクを使用して、同様の方法により測定した。

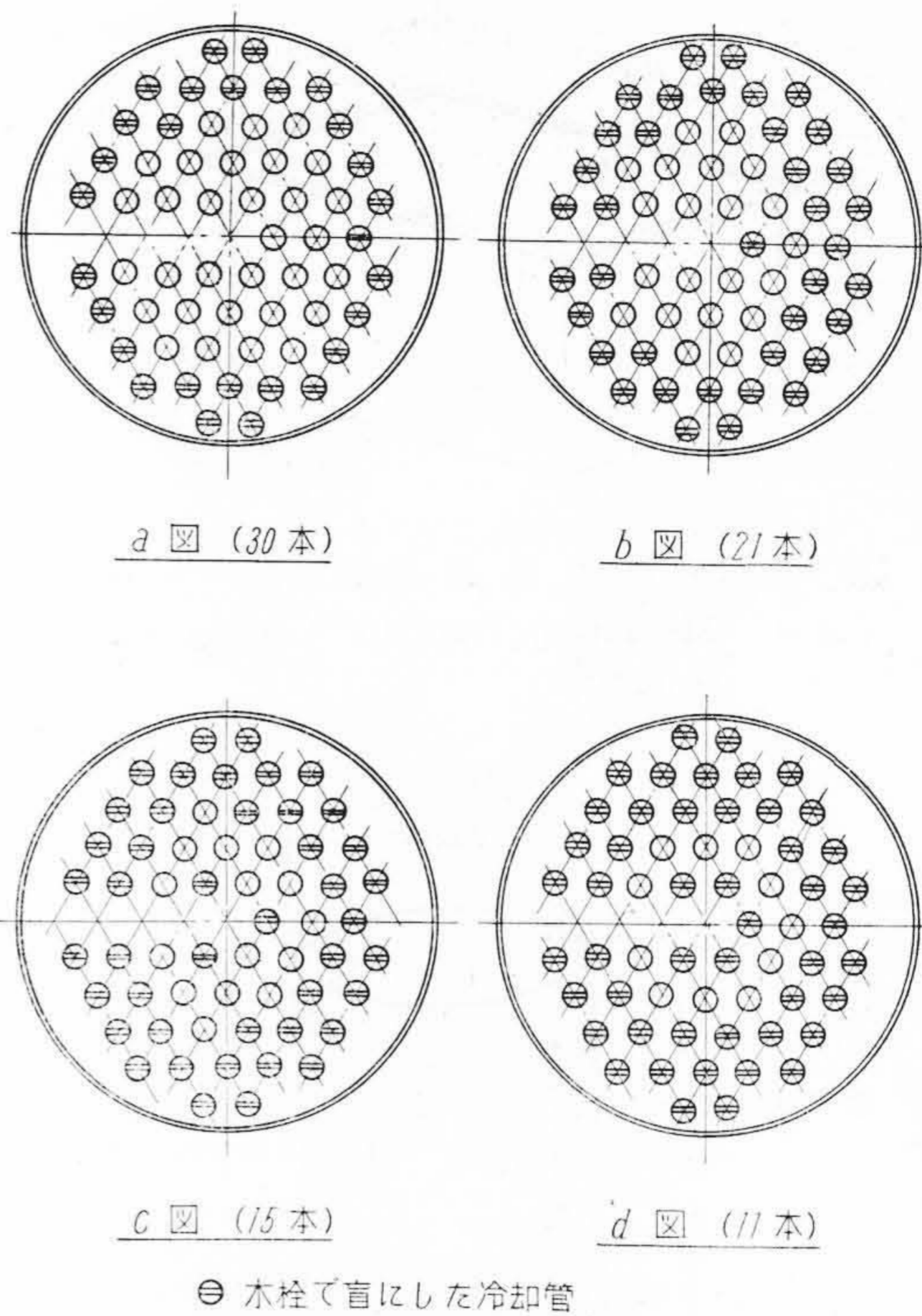
(C) 測 定 経 過

本実験に使用せる凝縮器及びブライン冷却器はスケール等の存在しない清浄なる状態のものである。

ブラインとしては塩化カルシウム (CaCl₂) 溶液を使用し、その濃度はボーマ 19.1° で比重は 1.153 g/cm³ である。これはボーマ計及び普通の比重計両方で測定して正確を期した。

凝縮器の伝熱面積は 37.45 m² であるが第 8 図に示す如く、木栓で a, b, c, d 図の如く冷却管の一部を盲にしたものと、木栓を用いないで全管を開通せるものとの、伝熱面積を 5 段階に変えて測定した(第 2 表参照)。この中木栓を用いないで冷却管本数が 59 本の場合は、冷却水の出入口の温度差が少い為に正確なる実験資料を得ることが困難であつた。

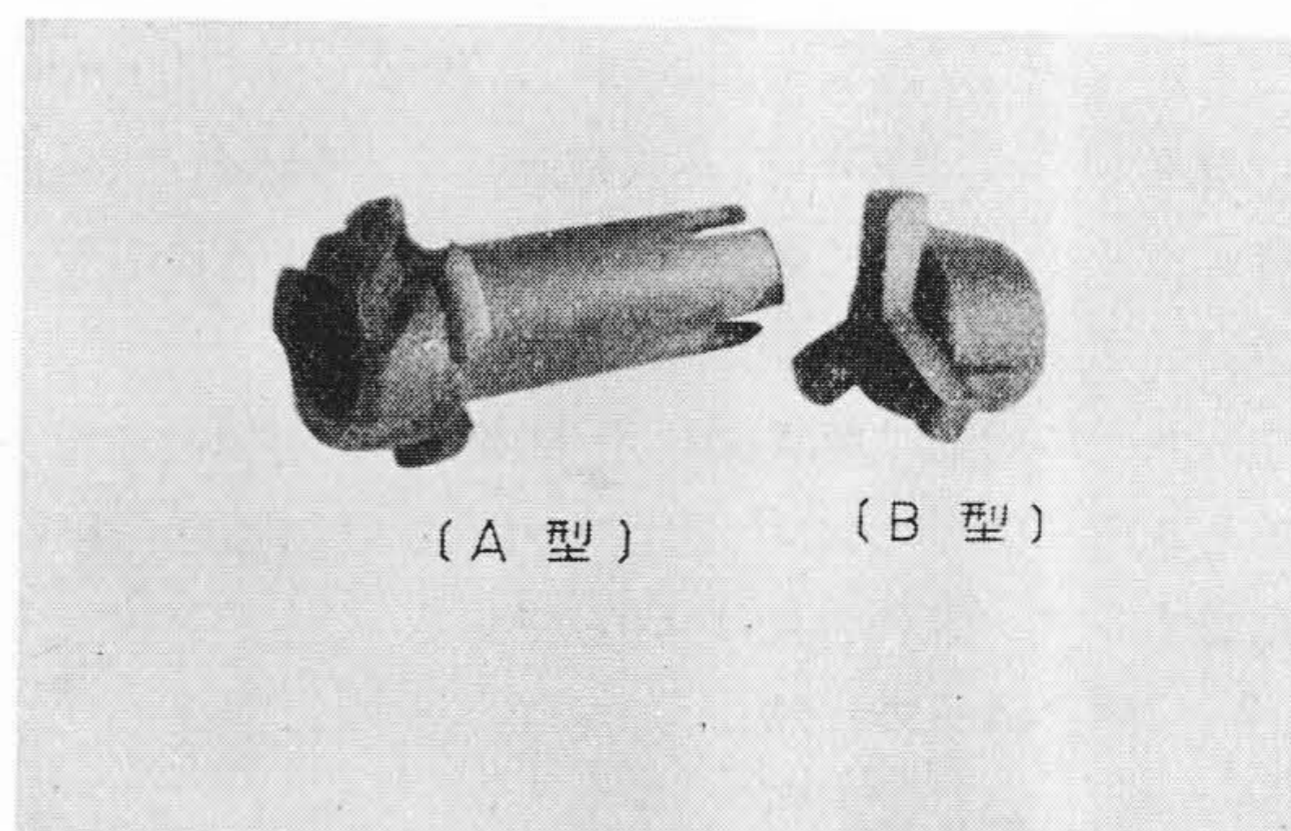
尚冷却管の上端に第 9 図の写真に示す如き、スワルと称する水旋回器具 A, B 型を使用した場合及び全然スワルを使用しない場合の 3 種類を比較検討した。



第 8 図 凝 縮 器 冷 却 管 の 本 数 変 更 の 状 態
Fig. 8. Changing of Number of Condenser Cooling Pipe

第 2 表 凝 縮 器 の 伝 熱 面 積 の 変 化
Table 2. Heat Transfer Surface of Condenser in Various Conditions

木栓の打込状態	冷 却 管 本 数	有 効 伝 熱 面 積
木栓無し	59	37.45 m ²
a 図	30	19.05 m ²
b 図	21	13.32 m ²
c 図	15	9.54 m ²
d 図	11	6.99 m ²



第 9 図 凝 縮 器 用 ス ワ ル
Fig. 9. Swirl for Condenser

第3表 ブライン冷却器の伝熱面積の変化
Table 3. Heat Transfer Surface of Brine Cooler in Various Conditions

冷却管本数	有効伝熱面積	1 通路の冷却管本数	通路数
42	15.25 m ²	3	14
28	10.15 m ²	2	14

ブライン冷却器は保冷作業を施行しないで表面からの熱侵入を許し、且つブラインタンク内に 3kW 投込式電熱器 7 本投入して熱負荷とした。冷却器の全有効伝熱面積は 15.25 m² であるが、これも木栓を使用して第3表の如く二種類に伝熱面積を変えて測定した。

〔III〕 実験の結果及び検討

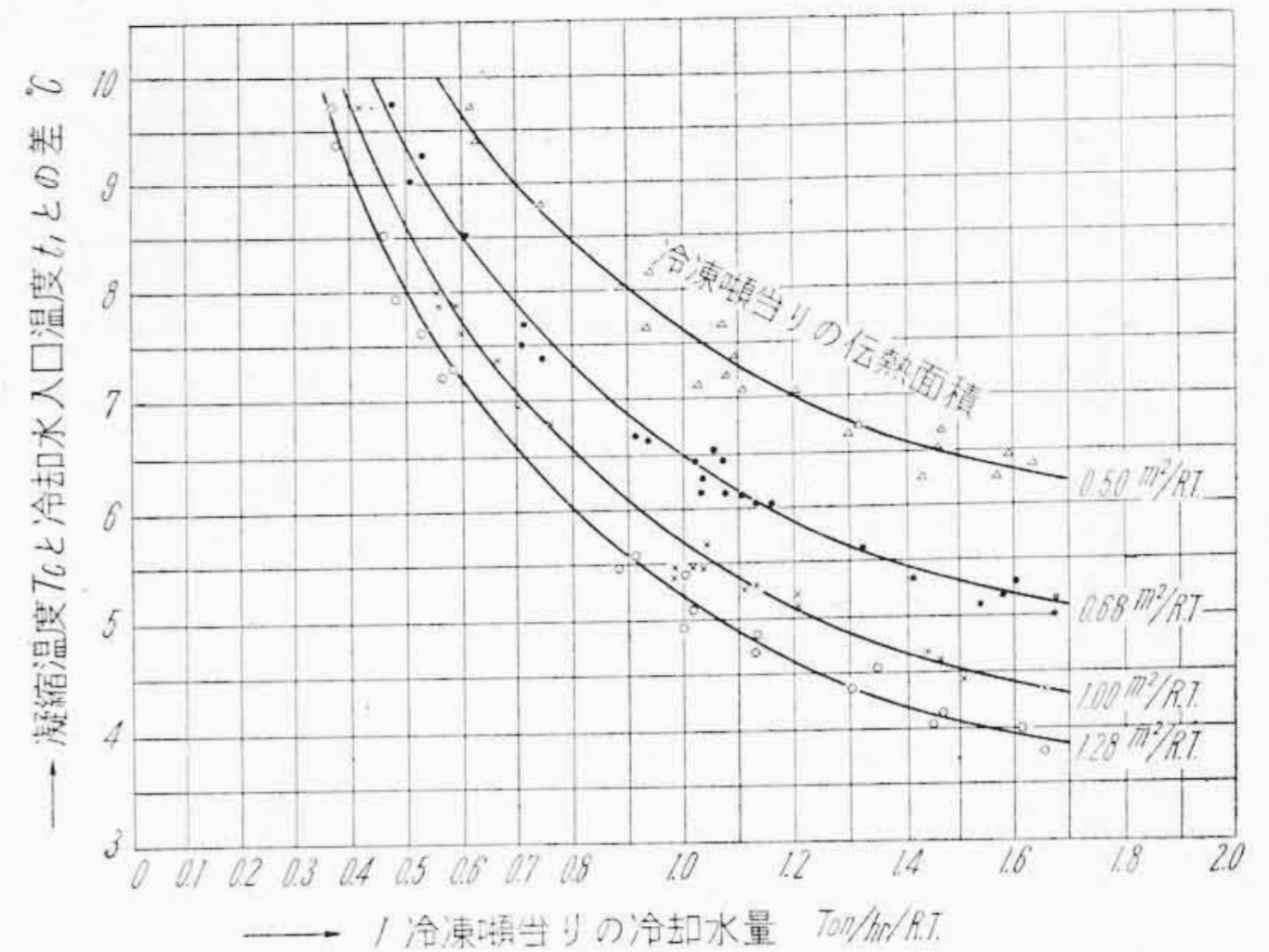
(1) 凝縮温度に対する冷却水の影響

第10図は冷凍噸当りの冷却水量と、凝縮温度 T_c と冷却水入口温度 t_1 との差の関係を実験によつて求めた曲線で、伝熱面積を 1 冷凍噸当りそれぞれ 1.28 m², 1.00 m², 0.68 m², 0.50 m² に変えた場合の温度差曲線である。この T_c-t_1 の値は凝縮器の特性を調べる際に根本となる値である。即ち凝縮器の冷却水量と伝熱面積、冷却水の入口温度と凝縮温度、凝縮容量と伝熱面積の関係がこの曲線によつて良く判る。第11図は同様の 1 冷凍噸当りの伝熱面積の場合に、1 冷凍噸当りの冷却水量と凝縮温度 T_c と冷却水出口温度 t_2 との関係を実験によつて求めた曲線である。この T_c-t_2 は Leaving Terminal Difference と称せられ第10図と同様凝縮器の特性を示す曲線である。

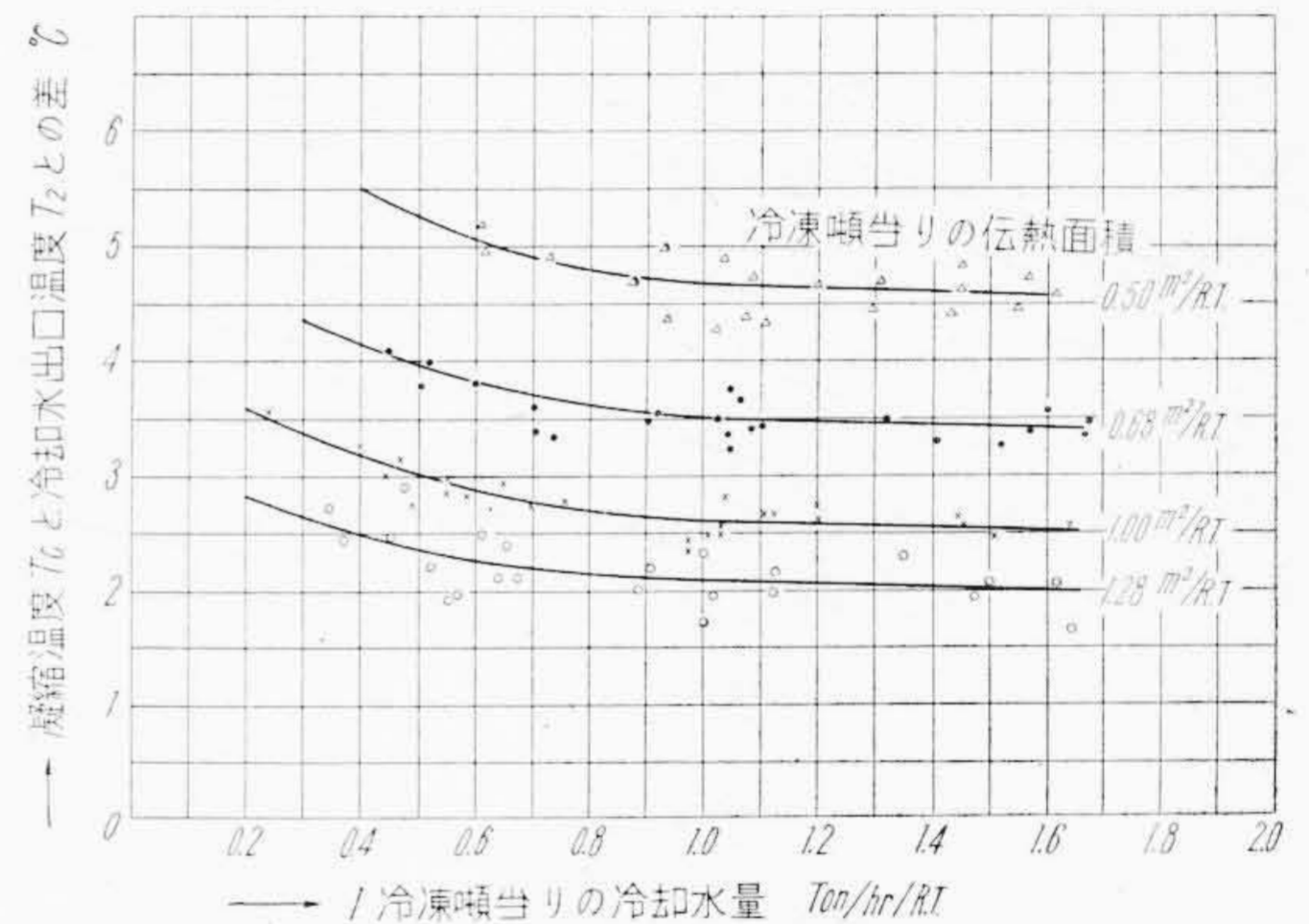
第11図の結果と前報の圧縮機の吐出圧力に対する 1 冷凍噸当りの馬力曲線を組合せて、凝縮容量、冷却水量、冷却水温度、伝熱面積、凝縮圧力、凝縮温度、圧縮機馬力の関係のチャートを作製すると第12図(次頁参照)の如くなる。

(2) 凝縮器の熱貫流率

第13図(次頁参照)は熱貫流率と伝熱面積 1 m² 当りの冷却水量との関係を示す曲線である。清浄なる場合は今回の実験によつて求めた曲線であり、これは Ophuls と Horne の共同研究により求められた曲線より悪いが Zmbro により求められた曲線より良い値を示し、又 Motz の実験結果に近い値及び傾向を示している。第13図に点線で示せる曲線は前報での清浄なる場合と汚れている場合との比較研究の結果にもとづいて、本堅型凝縮器がスケールで汚されている場合の熱貫流率の値を清浄なる場合の実験結果から推測して求めた曲線である。



第10図 冷却水量に対する T_c-t_1 温度曲線
Fig. 10. T_c-t_1 Temperature Curve at Various Cooling Water Quantity

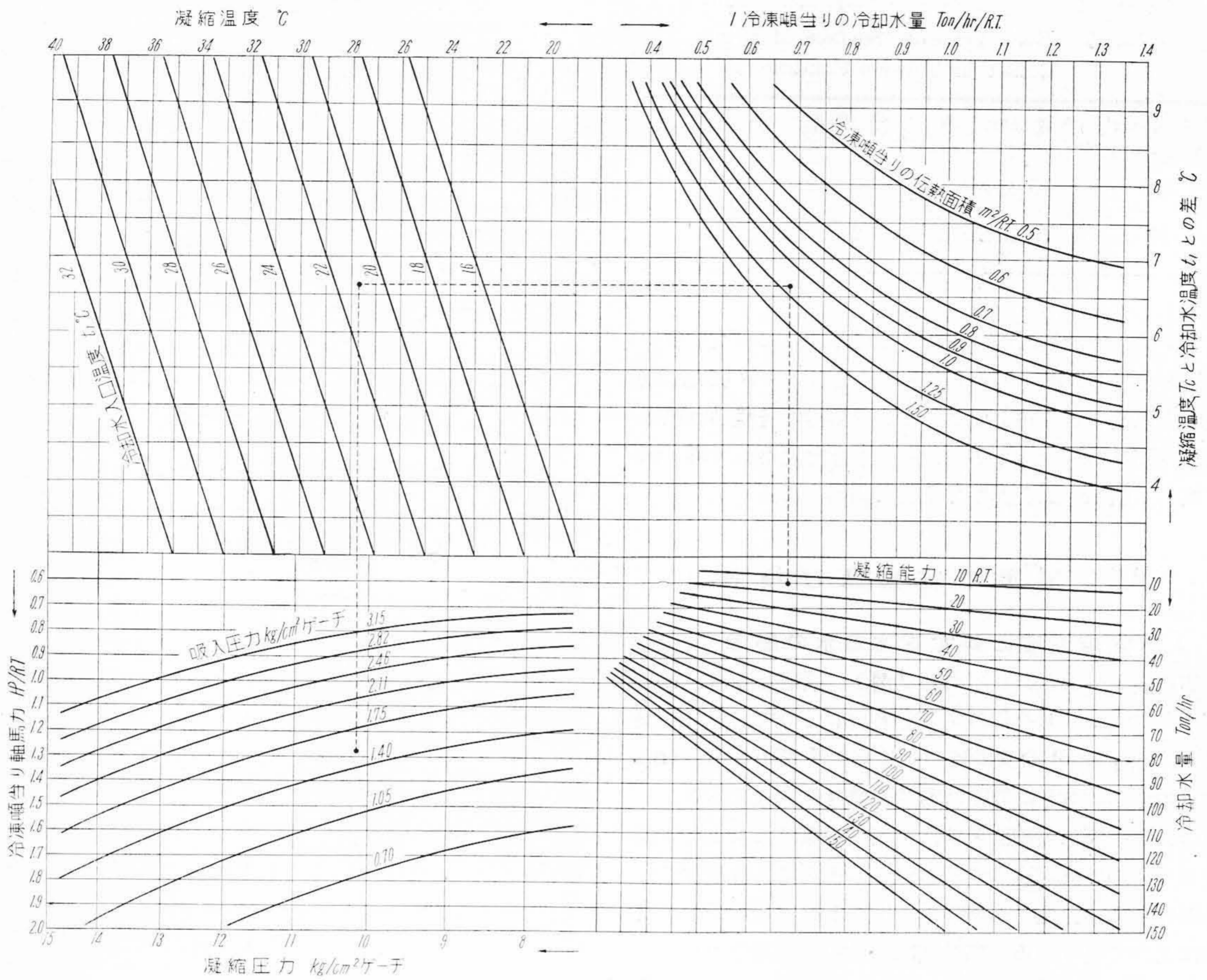


第11図 冷却水量に対する T_c-t_2 温度曲線
Fig. 11. T_c-t_2 Temperature Curve at Various Cooling Water Quantity

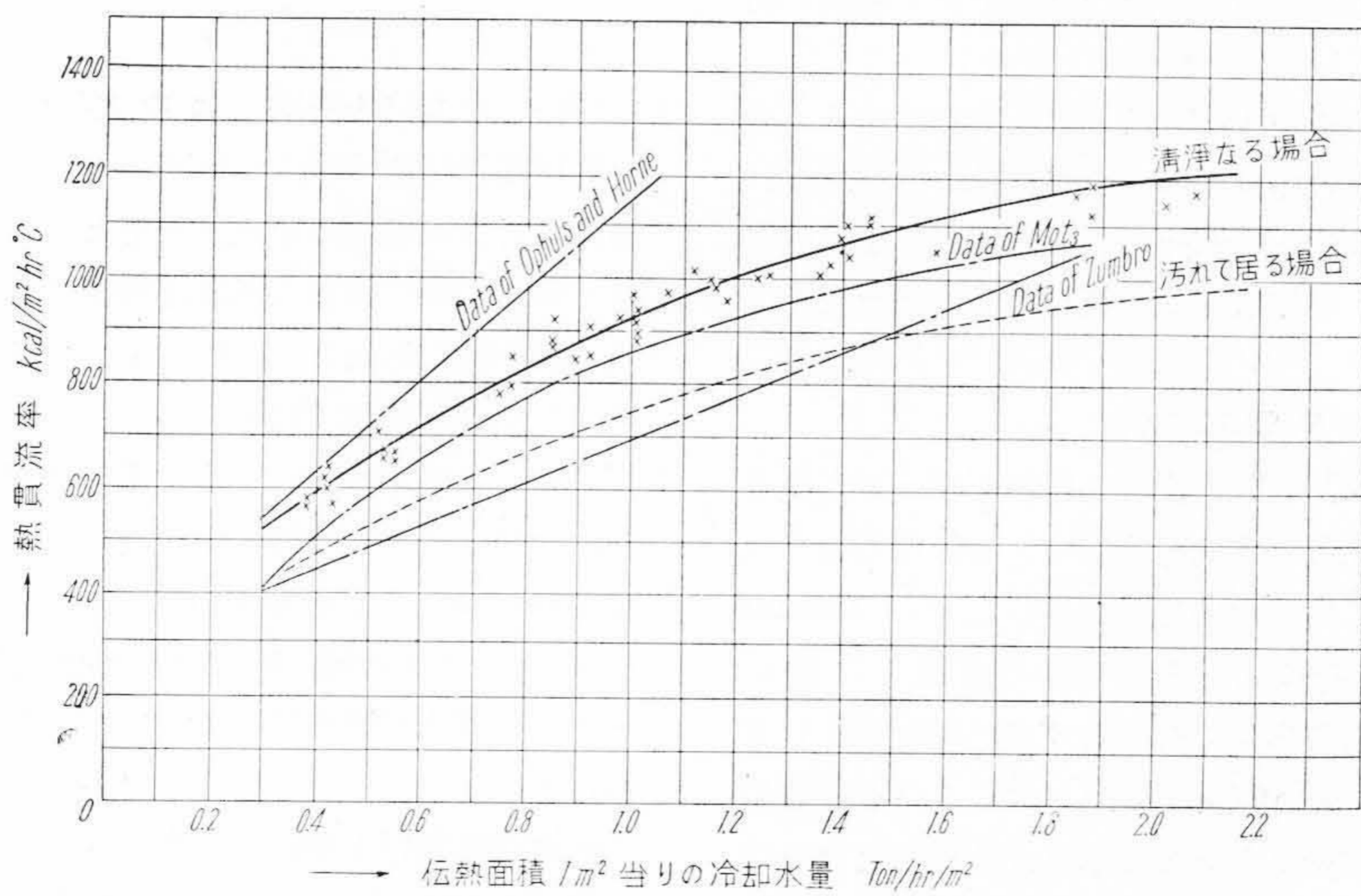
(3) 水旋回器具(スワル)の影響

第14図(91頁参照)は伝熱面積 1 m² 当りの冷却水量を横軸にとり、縦軸に熱貫流率をとつた場合の、スワルの有る場合と無い場合の熱貫流率の変化を示した曲線である。第9図に示せる A, B 二種のスワルについては比較検討したが、差異は殆ど認められなかつた。第14図より判る如くスワルの無い場合は熱貫流率がスワルの有る場合に比較して 20~30% 悪くなつているが、これはスワルが有る場合には冷却水が冷却管壁に沿つて流れるのに比べて、スワルの無い時は冷却管壁に沿わずに落下して、一部の冷却水が熱伝達に効果を与えない為であると考えられる。

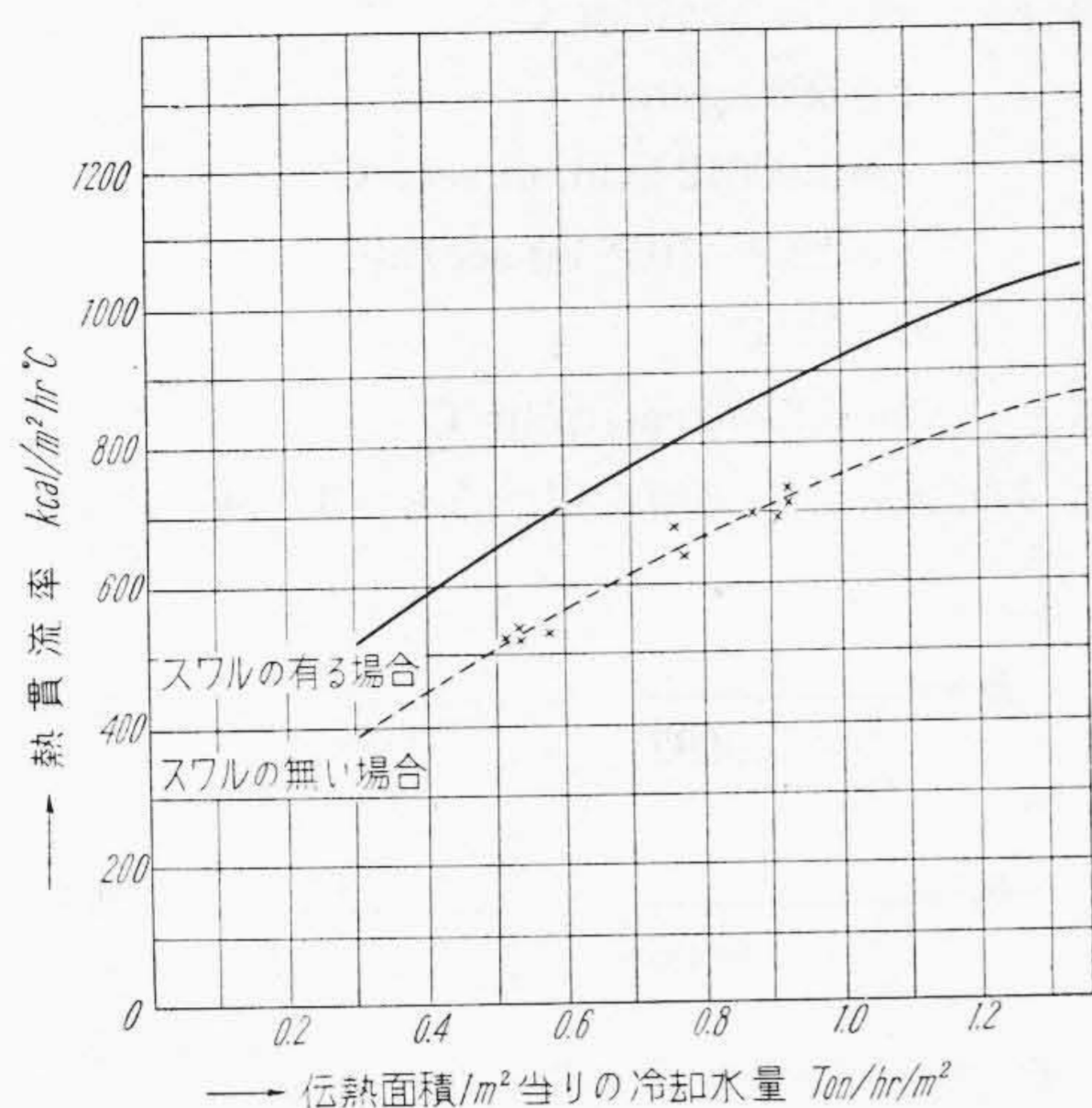
水の側に於ける熱伝達係数 α_w がスワルの無い場合には悪くなつている筈であるが、これを第4表(91頁参照)の実験資料を解析して、この熱伝達係数 α_w の差異を調べて見る。



第 12 図 縦 型 凝 縮 器 の 特 性
 Fig. 12. Characteristic Chart for Vertical Shell and Tube Condenser



第 13 図 縦 型 凝 縮 器 の 熱 貫 流 率 曲 線
 Fig. 13. Heat Transfer Coefficient Curve of Vertical Shell and Tube Condenser



第14図 堅型凝縮器に於けるスワルの影響
Fig. 14. Effect of Swirl for Vertical Shell and Tube Condenser

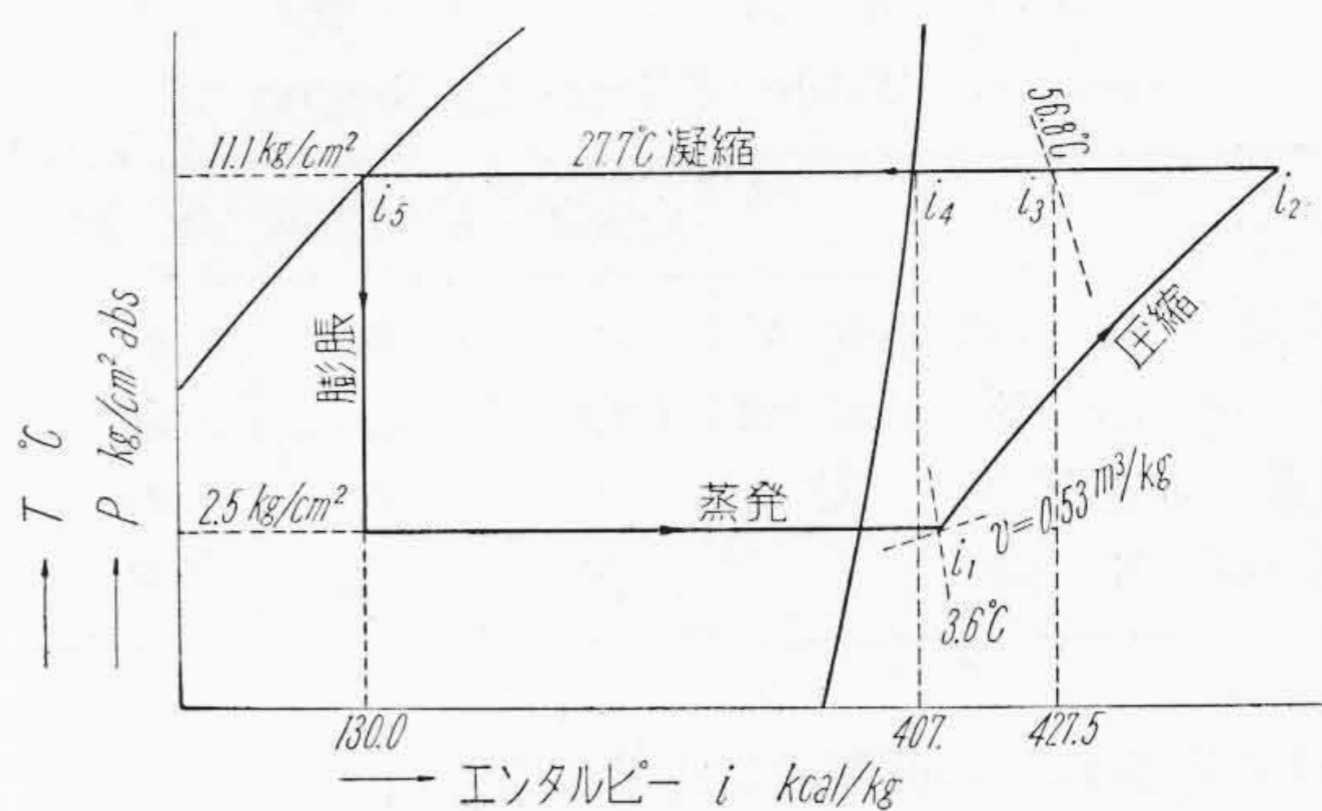
第4表 解析に使用する実験資料
Table 4. Test Data for Theoretical Studies

計測事項	単位	スワル無き場合	A型スワルを使用せる場合
入力	kW	16	15.6
吐出圧力	kg/cm ² ゲージ	10.4	10.1
吸入圧力	kg/cm ² ゲージ	1.5	1.5
吐出温度	°C	90	87
吸入温度	°C	3.7	3.6
回転数	r.p.m.	420	420
伝熱面積	m ²	19.05	19.05
凝縮器ガス入口温度	°C	57.2	56.8
凝縮器液出口温度	°C	25.8	25.8
冷却水入口温度	°C	21.3	21.4
冷却水出口温度	°C	25.7	25.8
冷却水出入口温度差	°C	4.4	4.4
凝縮温度	°C	28.6	27.7
対数平均温度差	°C	4.77	3.67
冷却水量	m ³ /hr	10.9	11
凝縮容量	kcal/hr	48,000	48,500
熱貫流率	kcal/m ² ·hr·°C	529	695

第4表のA型スワルを使用せる場合の資料よりサイクルのモリエル線図を画くと第15図の如くなる。圧縮機の吐出量から冷媒循環量Gを求めると、吸入ガスの比体積は 0.53 m³/kg なる故

$$G = 172 \text{ kg/hr}$$

を得る。



第15図 アンモニアモリエル線図
Fig. 15. Ammonia Molliers Diagram

モリエル線図より

凝縮器の入口に於けるエンタルピー

$$i_3 = 427.5 \text{ kcal/kg}$$

液化し始めた時のエンタルピー

$$i_4 = 407.0 \text{ kcal/kg}$$

凝縮器の出口に於けるエンタルピー

$$i_5 = 130.0 \text{ kcal/kg}$$

以上により

過熱領域に於て冷却水に与える熱量

$$q_1 = i_3 - i_4 = 20.5 \text{ kcal/kg}$$

飽和領域に於て冷却水に与える熱量

$$q_2 = i_4 - i_5 = 277.0 \text{ kcal/kg}$$

凝縮器に於て冷却水に与える全熱量

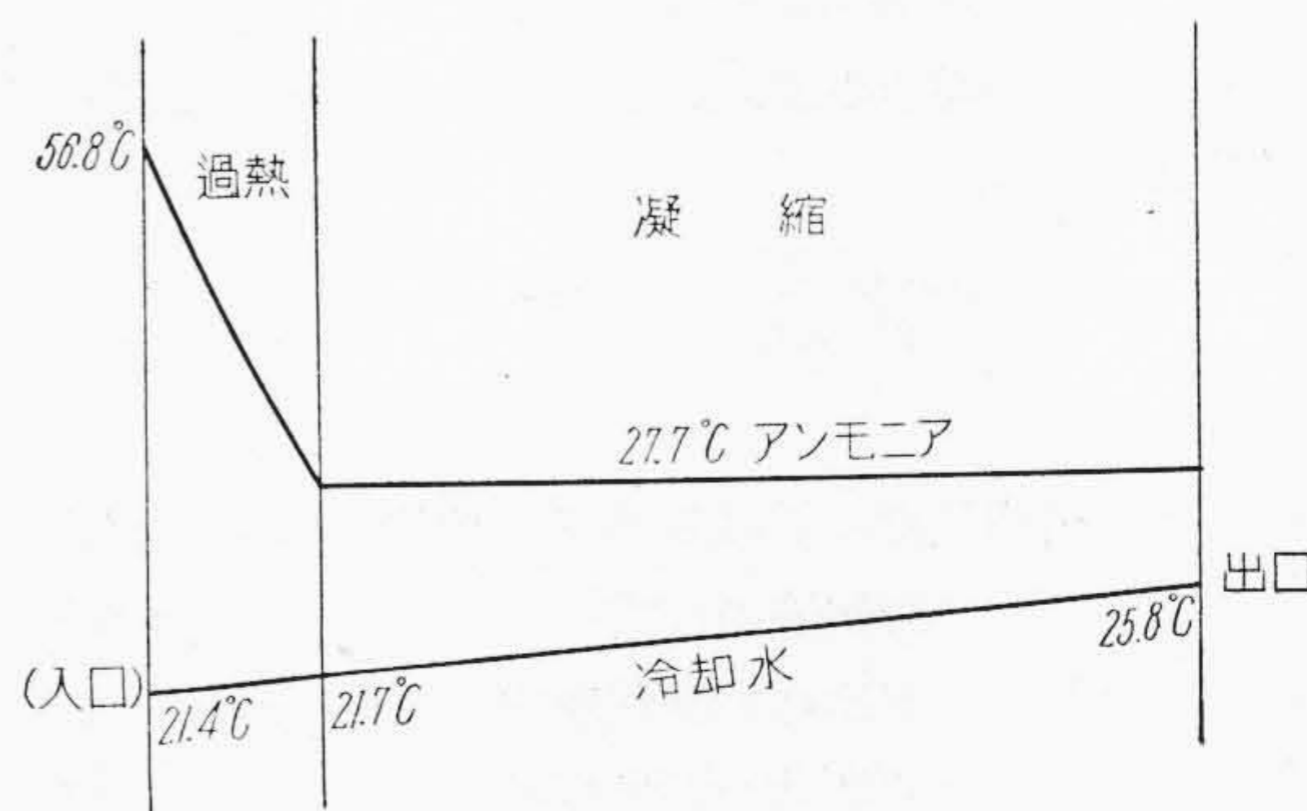
$$q = q_1 + q_2 = 297.5 \text{ kcal/kg}$$

凝縮容量 $Q = G \times q = 50,800 \text{ kcal/hr}$

実験で求めた凝縮容量 48,500 kcal/hr との差は周囲からの放熱の為と考えられる。

今冷却水の各領域の温度上昇が各領域の伝熱量に比例すると仮定すると、各領域の温度上昇の状態図は第16図の如くなる。

今各領域に対して第5表(次頁参照)の如き記号を用いると



第16図 温度分布図
Fig. 16. Temperature Chart

第 5 表 各 領 域 一 覧 表
Table 5. Table of Transfer Region

項 目	領 域	過熱領域	飽和領域	全 体
熱貫流率 kcal/m ² hr°C		k_1	k_2	k
凝縮容量 kcal/hr		Q_1	Q_2	Q
対数平均温度差 °C		θ_1	θ_2	θ
伝熱面積		F_1	F_2	F

(1) 及び (2) の関係式が成立する。

$$F = F_1 + F_2 = 19.05 \text{ m}^2 \dots\dots\dots (1)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= k_1 F_1 \theta_1 \\ Q_2 &= k_2 F_2 \theta_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

第16図の状態図より θ_1, θ_2 を求めると

$$\theta_1 = 16.5^\circ\text{C} \quad \theta_2 = 3.56^\circ\text{C}$$

- α_H : 過熱アンモニアガスから冷却管への熱伝達係数 kcal/m²hr°C
- α_S : 凝結するアンモニアから冷却管への熱伝達係数 kcal/m²hr°C
- α_w : 冷却水側の熱伝達係数 kcal/m²hr°C
- δ : 油膜スケール等の厚み m
- λ : 油膜スケール等の熱伝導率 kcal/mhr°C

上記の記号を用い、又過熱領域と飽和領域の冷却水側の熱伝達数 α_w は若干水温が異なる事等により差があると思われるが、極く僅少と思われるので、両者を等しいと仮定して α_w とすると次が成立する。

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_H} + \frac{\delta}{\lambda}}, \quad k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_S} + \frac{\delta}{\lambda}}$$

前報の実験資料に基づいて、清浄なる場合の δ/λ を計算すると

$$\delta/\lambda = 0.0005$$

位の値である事が推論される。

α_H の値は前報に記載せる Bosh の式を用いて、計算すると

$$\alpha_H = 115 \text{ cal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$$

次に α_S の値は堅型の管に適用される Nusselt の式を用いて計算する

$$\alpha_S = 3,400 \sqrt{\frac{A}{\alpha \cdot \theta}} \quad A = \frac{r \cdot \gamma \cdot \lambda^2}{\eta}$$

茲に

- r : その凝縮温度に於ける蒸発の潜熱 kcal/kg°C
- γ : アンモニア凝縮液の比重 kg/m³
- λ : アンモニア凝縮液の熱伝導率 kcal/m.sec.°C
- η : アンモニア凝縮液の粘性係数 kg.sec/m²
- d : 冷却管の水に濡らされた径 m
- θ : 凝縮膜両面の温度差 °C

今の場合 $r = 277 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

$$\gamma = 598 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda = 0.00012 \text{ kcal/m.sec.}^\circ\text{C}$$

$$\eta = 22.8 \times 10^{-6} \text{ kg.sec/m}^2$$

で $\theta = 11^\circ\text{C}$

とすると $\alpha_S = 6,540 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$

茲に $\delta/\lambda, \alpha_H, \alpha_S$ の値を用いると (3) (4) 式が成立する。

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + 0.0092} \dots\dots\dots (3)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + 0.00065} \dots\dots\dots (4)$$

(1)~(4) 式より α_w を求めると

$$\alpha_w = 1,460 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$$

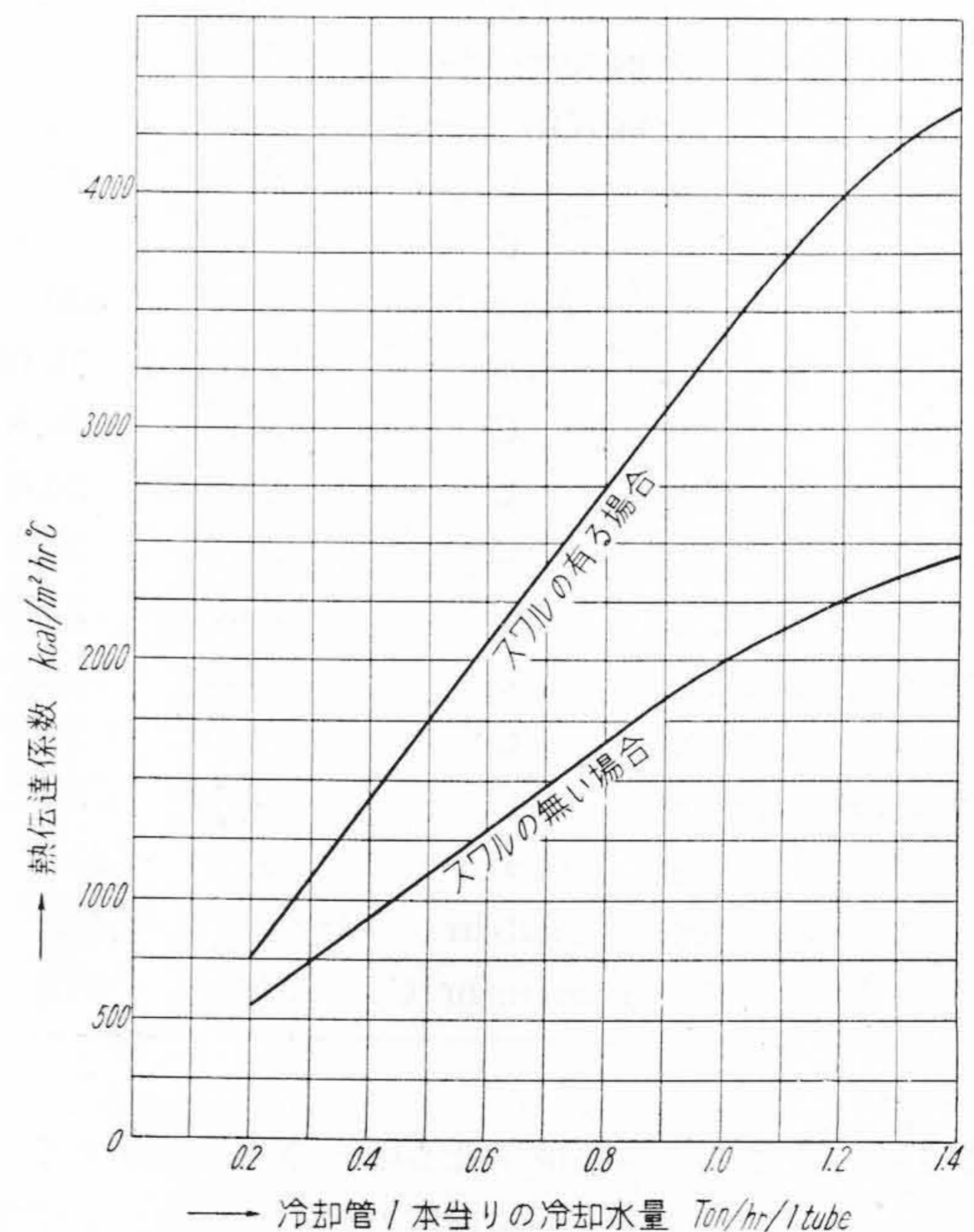
(A型スワルを使用せる場合)

次にスワル無き場合にも同様な計算を行つて

$$\alpha_w = 887 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C} \quad (\text{スワル無き場合})$$

を得る。

即ち α_w の値はスワルの有無によつて上記の如く差がある。第17図は数多くの資料にもとづいて上記の如き方法で計算して求めたもので、横軸に冷却管一本を流れる冷却水量をとり、縦軸に水の熱伝達係数 α_w をとつた場



第 17 図 堅型凝縮器に於ける水の熱伝熱係数曲線
Fig. 17. Heat Transfer Coefficient Curve of Cooling Water for Vertical Shell and Tube Condenser

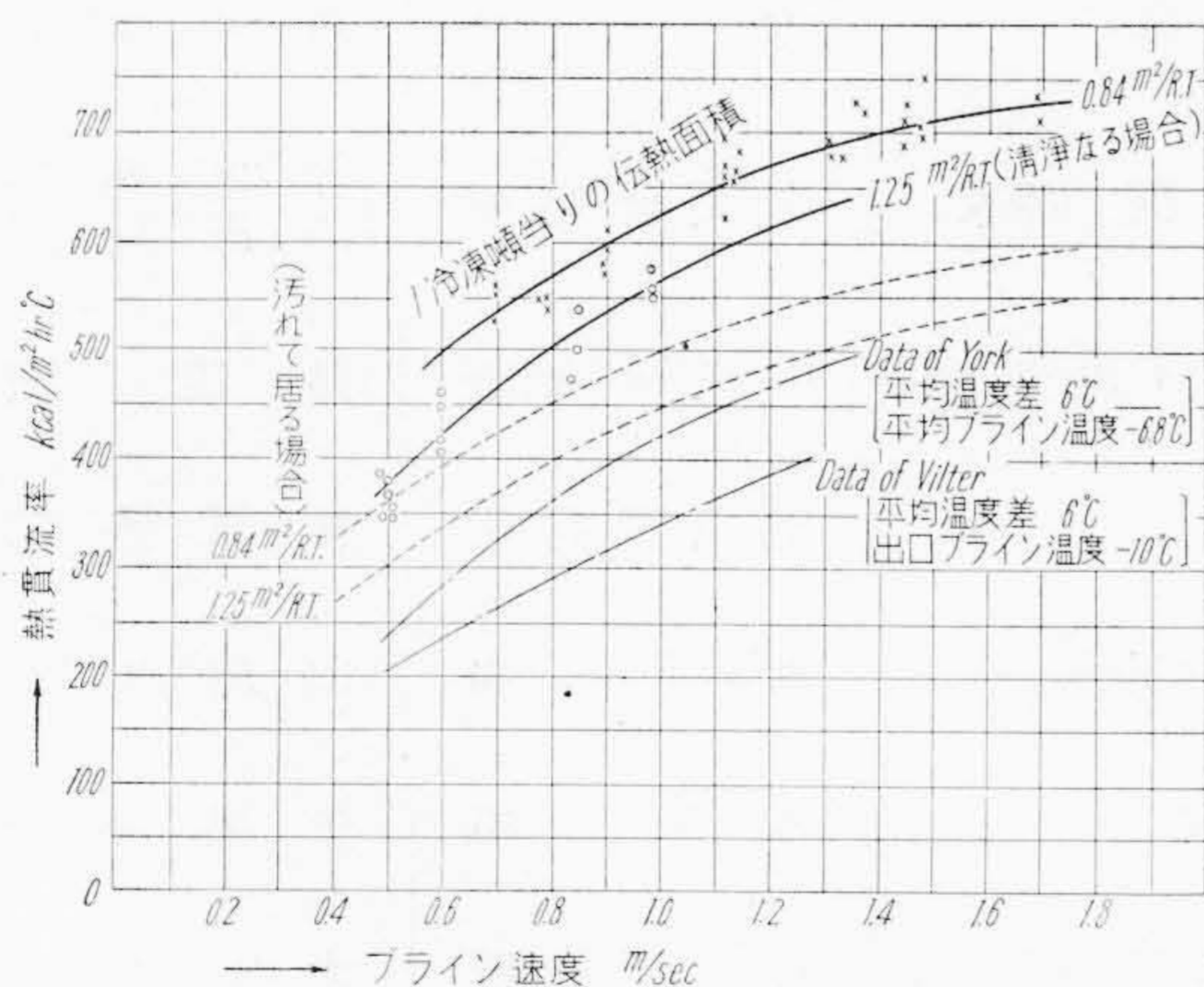
合の、スワルの有る場合と無い場合をそれぞれ記入した曲線である。第17図より判る如く冷却水の少ない場合にはスワルの有無の影響は少ないが、冷却水が多くなるとスワルの影響が大になる。これは一本の冷却管当りの冷却水量が多くなるとスワルが無い場合には、冷却管の真中を管壁に触れずに落下する無効の冷却水が多くなる為である。

(4) ブライン冷却器の熱貫流率

第18図はブライン冷却器の熱貫流率と、ブライン速度の関係を示す曲線で、1 冷凍屯当りの伝熱面積が $0.84 \text{ m}^2/\text{RT}$, $1.25 \text{ m}^2/\text{RT}$ の両場合の熱貫流率回線の熱曲線を実験によつて求めた。更に前報の結果より推測して汚れている場合の結果を求めて点線で示した。ブライン冷却器の実験はブライン速度を変える以外の因子即ち冷媒の吸入圧力、平均ブライン温度、冷媒とブラインの対数平均温度差等の諸因子の値が影響するが、実際に於けるこれ等の因子は次の如くである。

吸入圧力	1.4~1.8 kg/cm ² ゲージ
ブライン入口温度	-4~-6 °C
ブライン出口温度	-7~-10 °C
対数平均温度差	4.5~7.2 °C

上記の諸因子に近い状態にされた York 及び Vilter の曲線は鎖線に示す如くであり、本実験の結果はこれを上回っている。



第18図 ブライン冷却器の熱貫流率曲線
Fig. 18. Heat Transfer Coefficient Curve of Brine Cooler

本実験では一冷凍屯当りの伝熱面積の大小により熱貫流率の値に大きな差のある事を示しているが、York 及び Vilter の実験ではこの点に関しては全く言及していない。

[IV] 結 言

前報は一つの横型凝縮器に対して行つた実験であるが、本報告は一つの堅型凝縮器に対して、種々異つた条件の下に行つた実験の結果を纏めたものである。これを以てアンモニア堅型凝縮器全体の特性であると断定することは出来難いが少くとも相似型の堅型凝縮器の有する特性と見做すことは出来る。実験の結果としては次の事が云えると思う。

1. 冷却水の温度及び冷却水量は凝縮器の熱伝達に対しては基本となるものであるから、凝縮器の設計にあつては、土地の水温並びに経済的に使用し得る冷却水量を調査した上で、水温及び水温が圧縮機の所要馬力に及ぼす影響や、凝縮器の熱伝達に及ぼす影響等を考慮して設計せねばならぬ。
2. 冷却管の入口に挿入するスワルの形状は熱伝達に差程の影響を及ぼさないが、これを使用した場合と使用せぬ場合とでは熱貫流率に於て 20~30% の相違を生ずる。

終りに本研究の遂行に関して御指導下さつた伊達工場長、栗本、吉田両課長並びに種々御協力された試験課の諸氏に対して感謝の意を表明する。

参 考 文 献

- (1) A.S.R.E.: Refrigerating Data Book
- (2) 冷凍技術協会: 冷凍資料
- (3) Bosh: 工業伝熱理論
- (4) John. C. Consley: Heat Transfer in Ammonia Shell and Tube Brine Coolers as Affected by Operating Conditions (Refrigerating Engineering Vol. 36 No. 6, No. 8)
- (5) Paulener: Heat Transfer and Viscosity Effects in Ammonia Shell and Tube Brine Cooler. (Heating Piping and Air Conditioning Vol. 11 No. 6, No. 8)
- (6) M. Hirsh: Die Kältemachine

日立製作所社員社外寄稿一覧 (昭和28年1月受付分)

投稿先	題名	執筆者所属	執筆者
産業機械協会	年頭に当りて	本社	関岡喜六
化学工業	国内産天然樹脂工業概説	日立絶縁物工場	日月紋次
電気通信学会	残存真空管の向後の寿命に就いて	中央研究所	{高田昇平 高田正三
電気通信学会	真空管寿命の管理図(補足)	中央研究所	{高田昇平 高田正三
日本科学技術連盟	真空管陰極絶縁用アルナの電氣的諸特性	茂原工場	千秋英一
常盤炭砒株式会社	ポンプに就いて	亀有工場	寺田進
日本機械学会	焼嵌め轆のある軸の疲れ強さに及ぼす高周波焼入の効果	日立研究所	大内田久
日本電線工業会	賃金水準をめぐる諸問題(続)	本社	川原茂彦
日本鋳物協会	鋳物工場に於ける電動工具の利用について	日立工場	大坪弘一
大蔵財務協会	職務分類制度の実際	本社	溝井正人
電気通信学会	真空管寿命の管理図(英文)	中央研究所	{高田昇平 高田正三
電気学会	ドイツ電子顕微鏡学会第4次年会	中央研究所	渡辺宏
電気学会	ベータトロン	中央研究所	神原豊三
ホーム社	色彩調節の効果(訪問記事)	亀戸工場	山田正臣
日本機械学会	スキップホイスト他三件	亀有工場	平栗保平
日本機械学会	電解研磨の13Cr鋼の疲れ強さに及ぼす影響	日立研究所	大内田久
電源開発調査会	変落差水車に就いて	日立工場	羽鳥勇
国土開発調査会	ケーブルクレーンの在り方	亀有工場	赤木進
神奈川県産業安全協会	安全への道	戸塚工場	橋本真吉
神奈川県産業安全協会	一つの提案	戸塚工場	鶴巻又三郎