

# 電気除湿機の除湿能力について

## Dehumidifying Capacity of Electric Dehumidifier

沢田 稔\* 小川 洋幸\* 埋橋 英夫\*  
Minoru Sawada Hiroyuki Ogawa Hideo Uzuhashi

### 内 容 梗 概

空気中の水分を除去する装置の一つに電気除湿機がある。電気除湿機の除湿作用は、空気の露点温度以下の冷却器に空気を接触させて、これと熱交換を行なわせることにより、空気を冷却すると同時に冷却器表面に空気中の水分を凝縮させ、空気中の水分を除去せしめるものである。

このような作用を行なう電気除湿機の除湿能力は冷却器の伝熱面積の大きさ、冷却器の表面温度、循環空気量などにより決定される。

本報告は除湿効率、冷却器の伝熱面積の大きさ、冷却器の表面温度、および除湿能力を決定する諸要素などについて述べたものである。

### 1. 緒 言

多湿な空気状態は、人体に対しては発汗を抑制し、新陳代謝をおくらせ病原菌の活動を助けて健康を損なわせしめ、物品に対してはカビや害虫の活動を助けて腐敗、腐食、発錆(はっせい)を促進する原因をなす。そのほか電話交換室、電気計算機室、理化学機械室および精密機械工業、光学工業、化学工業などの諸工業においても多湿な空気を避けなければならない。空気より湿気を除去するには一般的には二つの方法がある。第一の方法は塩、シリカゲルなどの吸湿性を有する物質を利用して乾燥を行なうものである。これらの物質は吸湿によって化学的には変化しないので、加熱してやるだけで水分を放出できるが、再生するのに手数がかかり簡単ではない。第二の一般的方法は空気を露点温度以下に冷却して水分を凝縮させる方法である。これを機械的に行なったものが、冷凍機を応用した電気除湿機である。

ルームクーラ、パッケージ形エアコンディショナなどの空気調和機においても除湿作用は行なわれるが、これらは空気の温度を低下させることを主目的とするのに対して、電気除湿機の方は空気の湿度を低下させることを目的とするため、これを使用しても室内空気の温度は下がらず、むしろ冷却器に続き凝縮器を通るため、凝縮器より熱を得て空気の温度は若干上昇する。

本報告はかかる作用を行なう電気除湿機の除湿能力を決定する主要な要素、すなわち冷却器の伝熱面積の大きさ、冷却器の表面温度、循環空気量などについて述べたものである。

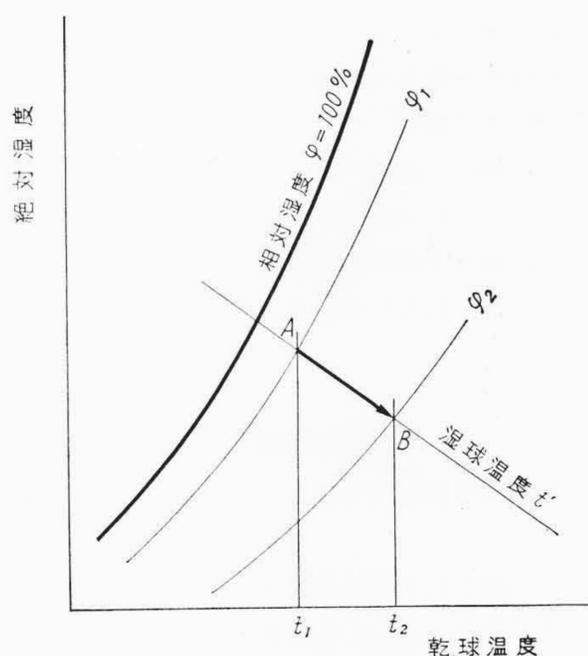
### 2. 除 湿 原 理

緒言にて述べたように空気中から水分を除去する方法には大別して、化学的方法と物理的方法の二つの方法がある。

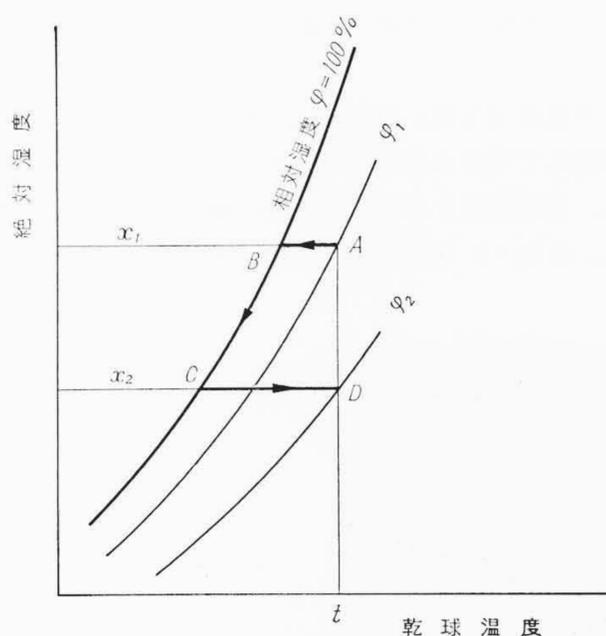
#### 2.1 化学的除湿

化学的除湿には通常、シリカゲルと塩化リチウムが使用される。これらの除湿剤の上を空気が通過すると、空気の乾球温度が上昇する。空気中の水分が凝縮する際に放出する潜熱が顕熱に変わり、これを空気が運び出す。それゆえ空気と水蒸気との混合物から放出された潜熱の量は空気の得た顕熱にひとしい。理論的には、除湿前の空気の湿球温度と除湿後の湿球温度はひとしい。この除湿の過程を空気線図で表わすと第1図のようになる。空気はAなる状態(乾球温度 $t_1$ 、湿球温度 $t'$ 、相対湿度 $\phi_1$ )で除湿器にはいる。空気が減湿されるとその乾球温度は上昇してBに示された状態(乾球温度 $t_2$ 、湿球温度 $t'$ 、相対湿度 $\phi_2$ )でこの装置を離れる。B点の位置はその

\* 日立製作所栃木工場



第1図 化学的除湿過程



第2図 物理的除湿過程

除湿器特性と構造とに関係する。しかし最終の相対湿度が低ければ低いほど、最終の乾球温度は高くなる。

#### 2.2 物理的除湿

物理的除湿とは空気を露点温度以下の冷却器に接触させ、冷却器表面において凝縮した空気中の水分を除去する方法である。すなわち空気中の水分はこの凝縮した水量だけ絶対湿度が減ずる。この減湿冷却された空気を加熱すると乾燥空気が得られる。この除湿の過程を空気線図で表わすと第2図のようになる。空気はAなる高湿状

態(乾球温度  $t$ , 相対湿度  $\phi_1$ , 絶対湿度  $x_1$ ) で冷却器にはいると冷却されて, B点で露点温度に達し冷却器表面に水分の凝縮がはじまる。冷却器表面温度がさらに低い場合には, 空気はさらに冷却されてC点に到達後, 冷却器を離れ, 凝縮器にて加熱される。すなわちD点(乾球温度  $t$ , 相対湿度  $\phi_2$ , 絶対湿度  $x_2$ ) に達する。したがって単位空気量当たりの除湿量は  $(x_1 - x_2)$  で表わされる。

2.3 化学的除湿と物理的除湿の長短

化学的除湿と物理的除湿とを比較すると大略次のとおりである。

- (1) 化学的除湿の長所
  - (a) 低温低湿時においても除湿能力が大きく変化しない。
  - (b) 可動部分が少ない。
- (2) 化学的除湿の短所
  - (a) 再生装置を必要とするため, 装置が大きくなり, イニシャルコストが高い。
  - (b) 物理的除湿に比べて運転操作がめんどうである。
- (3) 物理的除湿の長所
  - (a) 装置が小さく, コストが安い。
  - (b) 運転操作が簡単である。
- (4) 物理的除湿の短所
  - (a) 低温低湿時に能力が減少する。

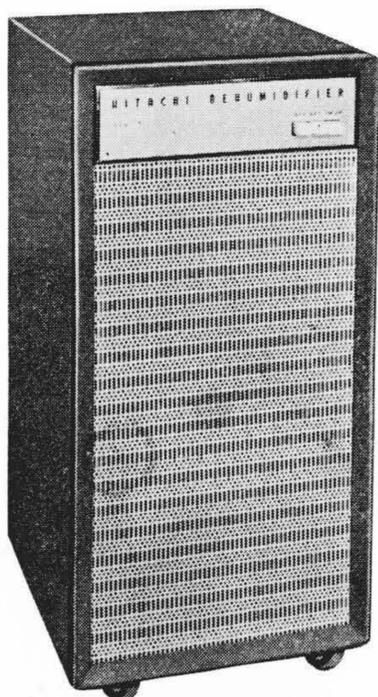
以上述べたように, 化学的除湿および物理的除湿にはそれぞれ一長一短はあるが, 通常小形の除湿機としては後者の応用例である電気除湿機が広く使用されているので, 本報告では電気除湿機の除湿能力について述べる。

3. 電気除湿機の構造

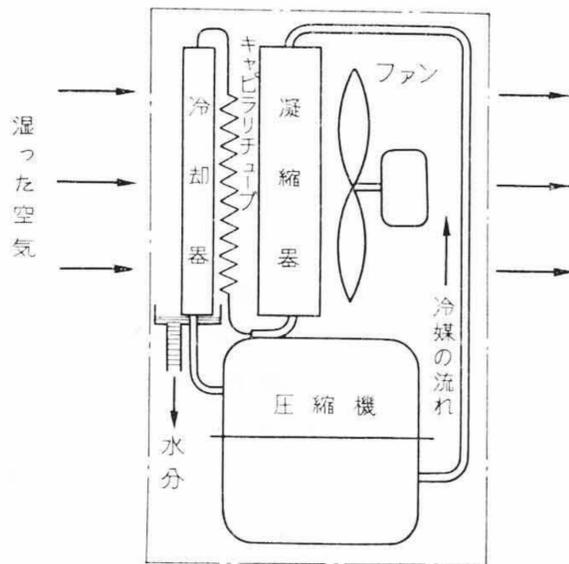
第3図は日立電気除湿機の外観であり, 第4図はその模式構造図である。

圧縮機により圧縮されて高温高压となった冷媒ガスは凝縮器に送られてここで循環空気によって冷却され液化する。液化した冷媒液はキャピラリーチューブを通過して減圧され冷却器にはいる。ここで循環空気と熱交換を行なって加熱されガス化して圧縮機に戻る。圧縮機に戻った冷媒ガスは再び圧縮されるというサイクルを繰り返す。

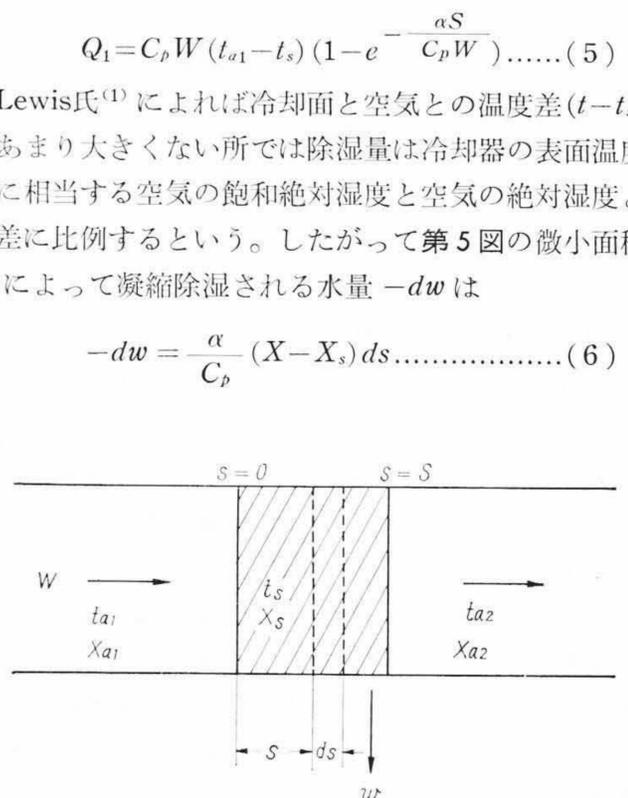
一方これを循環空気側から見れば, 空気はファンにより吸込まれてまず冷却器にて冷却されると同時に, 水分がその表面に凝縮して減湿される。冷却減湿された空気が次に凝縮器にて加熱乾燥されて吐出される。吐出された空気が再び吸込まれるというサイクルを繰



第3図 日立電気除湿機の外観



第4図 電気除湿機の模式構造図



第5図 冷却器模式図

り返して漸次湿度が低下する。

4. 除湿能力を決定する諸要素

4.1 冷却顕熱と除湿量

湿り空気の流れの中に表面温度が露点温度以下の冷却器を置くと, 空気は冷却されると同時に表面に露が凝縮する。そのときの状態を第5図に示す。

- ここに  $W$ : 循環風量 (kg/h)
- $S$ : 伝熱面積 ( $m^2$ )
- $t_{a1}, t_{a2}$ : 入口, 出口空気温度 ( $^{\circ}C$ )
- $X_{a1}, X_{a2}$ : 入口, 出口空気絶対湿度 (kg/kg)
- $t_s$ : 冷却器表面温度 ( $^{\circ}C$ )
- $X_s$ : 冷却器表面温度に相当する飽和空気の絶対湿度 (kg/kg)
- $w$ : 除湿量 (kg/h)

冷却器に流入する冷媒の大部分が飽和蒸気のまま吸熱する場合には, 冷却器の表面の温度分布はほぼ均一である。冷却器の途中の微小面積  $ds$  からの吸収熱量  $-dQ_1$  は次式のようなになる。

$$-dQ_1 = \alpha(t - t_s) ds \dots\dots\dots (1)$$

ここに  $-dQ_1$ : 冷媒が吸収する熱量(空気が冷却される熱量) (kcal/h)

- $\alpha$ : 冷却器表面熱伝達率 (kcal/ $m^2h^{\circ}C$ )
- $t$ : 空気の温度 ( $^{\circ}C$ )
- $ds$ : 冷却器微小面積 ( $m^2$ )

また, 微小面積  $ds$  を通過した空気は温度  $dt$  だけ冷却されるから次式が成り立つ。

$$-dQ_1 = -WC_p dt \dots\dots\dots (2)$$

- ここに  $C_p$ : 空気定圧比熱 (kcal/kg $^{\circ}C$ )
- $dt$ : 空気冷却温度差 ( $^{\circ}C$ )

(1), (2)式より(3)式が得られる。

$$-WC_p dt = \alpha(t - t_s) ds \dots\dots\dots (3)$$

これを  $s=0$  のとき  $t=t_{a1}$ ,  $s=S$  のとき  $t=t_{a2}$  の境界条件のもとで積分し, 整理すると出口空気温度  $t_{a2}$  は(4)式で表わされる。

$$t_{a2} = t_s + (t_{a1} - t_s) e^{-\frac{\alpha S}{C_p W}} \dots\dots\dots (4)$$

ゆえに冷却顕熱  $Q_1$  は(5)式で表わされる。

$$Q_1 = C_p W (t_{a1} - t_s) (1 - e^{-\frac{\alpha S}{C_p W}}) \dots\dots (5)$$

Lewis氏<sup>(1)</sup>によれば冷却面と空気との温度差  $(t - t_s)$  があまり大きくない所では除湿量は冷却器の表面温度  $t_s$  に相当する空気の飽和絶対湿度と空気の絶対湿度との差に比例するという。したがって第5図の微小面積  $ds$  によって凝縮除湿される水量  $-dw$  は

$$-dw = \frac{\alpha}{C_p} (X - X_s) ds \dots\dots\dots (6)$$

ここに  $X$ : 空気の絶対湿度 (kg/kg)  
で示される。

また、微小面積  $ds$  を通過した空気は湿度  $dx$  だけ減湿されるから、次式が成り立つ。

$$-dw = -Wdx \dots\dots\dots(7)$$

ここに  $dx$ : 空気減湿絶対湿度差 (kg/kg)  
(6), (7)式より(8)式が得られる。

$$-Wdx = \frac{\alpha}{C_p} (X - X_s) ds \dots\dots\dots(8)$$

これを  $s=0$  のとき  $X=X_{a1}$ ,  $s=S$  のとき  $X=X_{a2}$  の境界条件のもとで積分整理すると、全除湿量  $w$  は次式のごとく求められる。

$$w = W(X_{a1} - X_s) \left(1 - e^{-\frac{\alpha S}{C_p W}}\right) \dots\dots\dots(9)$$

ここに  $w$ : 全除湿量 (kg/h)

4.2 冷凍容量と除湿効率

ルームクーラ、パッケージ形エアコンディショナなどの空調機と異なり、電気除湿機の性能の良否は除湿量の大小で決定される。すなわち顕熱と潜熱を総合した全冷却熱量のうち、水分の凝縮に費やされる潜熱の値が大きいほど良いことになる。

いま、凝縮して分離された水分  $w$  のもっている潜熱  $Q_2$  は

$$Q_2 = w(r_{a1} - R_{a1}) \dots\dots\dots(10)$$

ここに  $Q_2$ : 凝縮分離水の潜熱 (kcal/h)

$r_{a1}$ : 冷却器入口空気中の水蒸気エンタルピー (kcal/kg)

$R_{a1}$ : 冷却器入口空気温度における水のエンタルピー (kcal/kg)

で示される。

また、冷却器表面で凝縮中の水分  $w$  に与えられる潜熱  $Q_2'$  は次式で示される。

$$Q_2' = w(r_{a1} - R_s) \dots\dots\dots(11)$$

ここに  $Q_2'$ : 凝縮中の水の潜熱 (kcal/h)

$R_s$ : 冷却器表面温度における水のエンタルピー (kcal/kg)

ゆえに電気除湿機の所要冷凍容量  $Q$  は(5), (9), (11)式より次式のようになる。

$$Q = Q_1 + Q_2' = C_p W(t_{a1} - t_s) \left(1 - e^{-\frac{\alpha S}{C_p W}}\right) + W(X_{a1} - X_s) (r_{a1} - R_s) \left(1 - e^{-\frac{\alpha S}{C_p W}}\right) \dots\dots\dots(12)$$

次に除湿性能を表わすものとして除湿効率  $\eta^{(2)}$  を用いると、次のように示される。

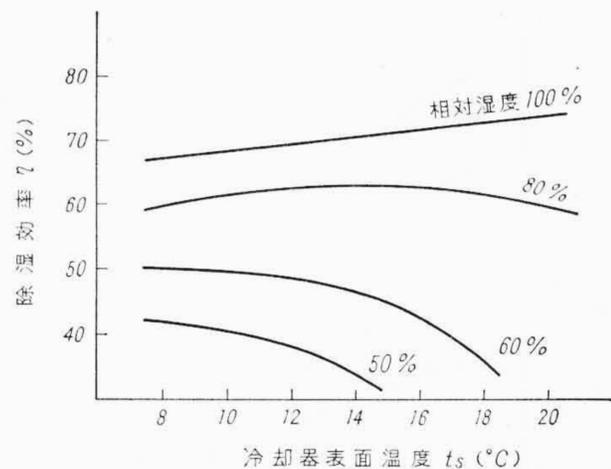
$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2'} = \frac{(X_{a1} - X_s) (r_{a1} - R_{a1})}{C_p (t_{a1} - t_s) + (X_{a1} - X_s) (r_{a1} - R_s)} \dots\dots\dots(13)$$

すなわち、総交換熱量の中、除湿に費される熱量の割合  $\eta$  は、入口空気の温度、湿度および冷却器の表面温度とその温度に相当する飽和空気の絶対湿度との関係で表わすことができる。

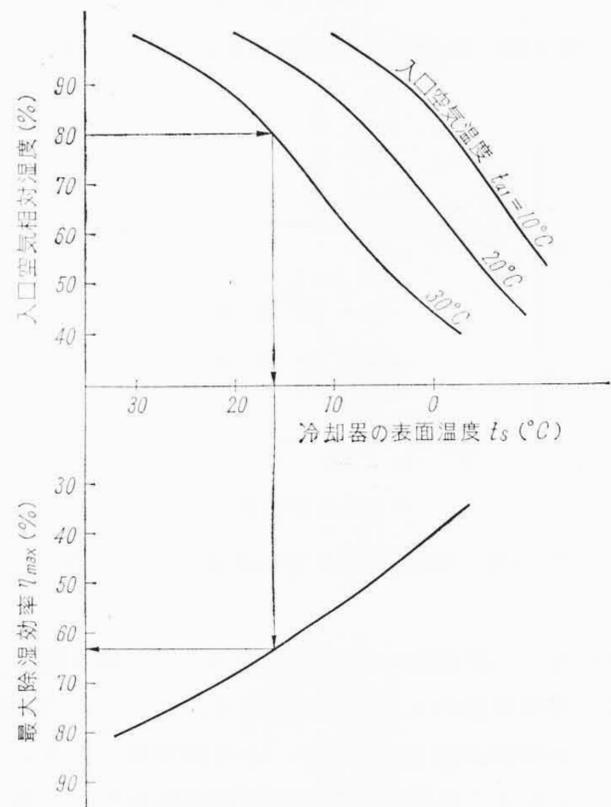
4.3 除湿効率と冷却器表面温度

前節において除湿効率は入口の空気状態が決定すれば冷却器表面温度のみの関数で表わされることがわかった。一例として入口空気温度が  $30^\circ\text{C}$  相対湿度が  $50\%$  から  $100\%$  まで変化した場合の除湿効率と冷却器表面温度との関係を求めると第6図のようになる。

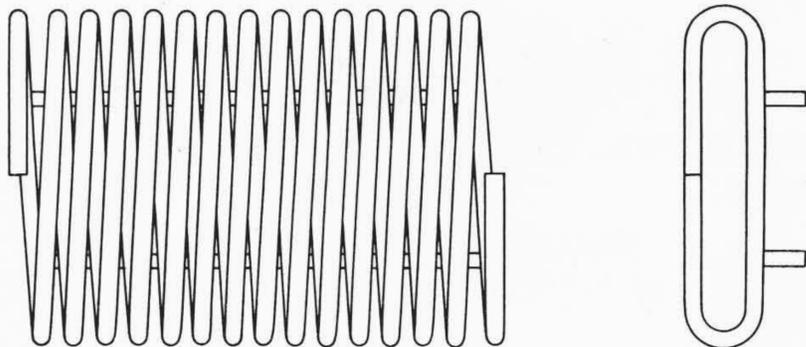
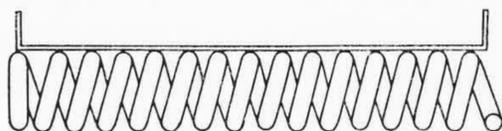
また、入口空気温度および相対湿度を変えて、除湿効率が最大となる冷却器表面温度を求めると第7図のようになる。また近似的に冷却器表面温度と最大除湿効率との関係を求めて同図に併記した。



第6図 理論除湿効率曲線



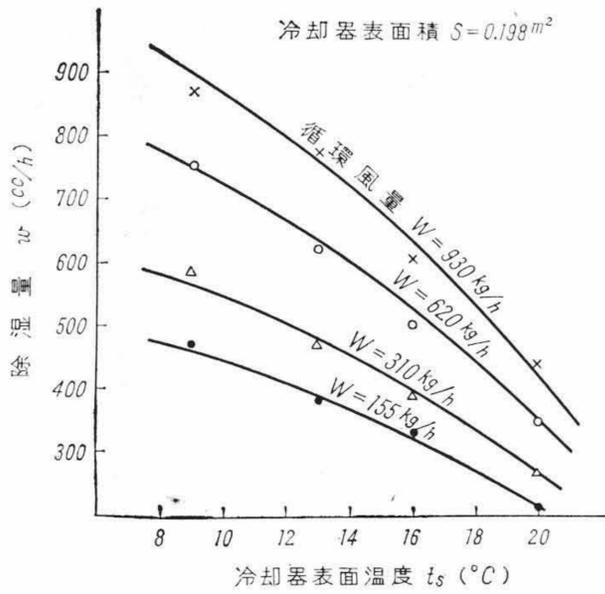
第7図 冷却器表面温度と最大除湿効率



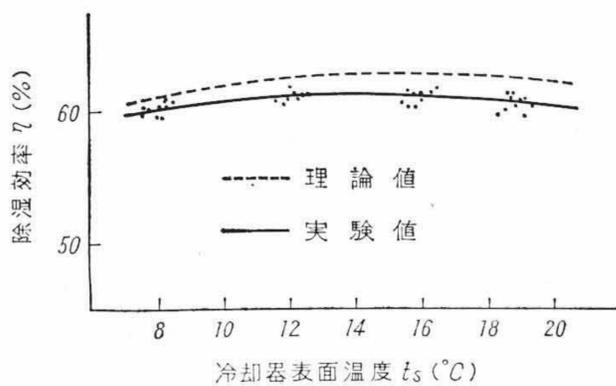
第8図 供試冷却器

5. 二、三の実験結果とその検討

平行気流を発生する風洞内に第8図に示す供試冷却器を設置し、風速および冷却器表面温度を種々変えて、冷却器表面温度、冷却器出入口の空気乾球および湿球温度、除湿量などを測定した。除湿量と



第9図 除湿量と冷却器表面温度との関係



第10図 除湿効率の実験曲線と理論曲線

冷却器表面温度との関係を一例につき図示すると第9図のようになる。除湿量は循環風量が大きいくほど大きく、またこの冷却器表面温度範囲内では冷却器表面温度が低いほど除湿量は大きい。これは(9)式よりわかるように除湿量 $w$ はほぼ循環風量 $W$ と、空气の絶対湿度 $X_{a1}$ と冷却器表面温度に相当する空气の飽和絶対湿度 $X_s$ との差 $(X_{a1}-X_s)$ の積に比例するためである。この実験は冷凍容量に十分余裕のある冷凍サイクルにて行なったものであるが、これを所要冷凍容量当たりの除湿量、つまり除湿効率について整理すると第10図のようになる。この図は第9図で示した実験結果以外のパイプ径およびパイプピッチを変えた実験の値も含めたものであるが、これらには無関係に冷却器表面温度の関数として表わされ、実験誤差を見込むと同図に破線で記入した理論曲線とほとんど合致した。

次に冷却器表面がぬれている場合の表面熱伝達率 $\alpha$ と循環風量 $W$ との関係を求めた。すなわち除湿量 $w$ からは(9)式を変換して得られる次式

$$\alpha = -\frac{C_p W}{S} \log e \left\{ 1 - \frac{w}{W(X_{a1}-X_s)} \right\} \dots\dots(14)$$

を利用して求めることができる。一方冷却顕熱からは次式により求められる。

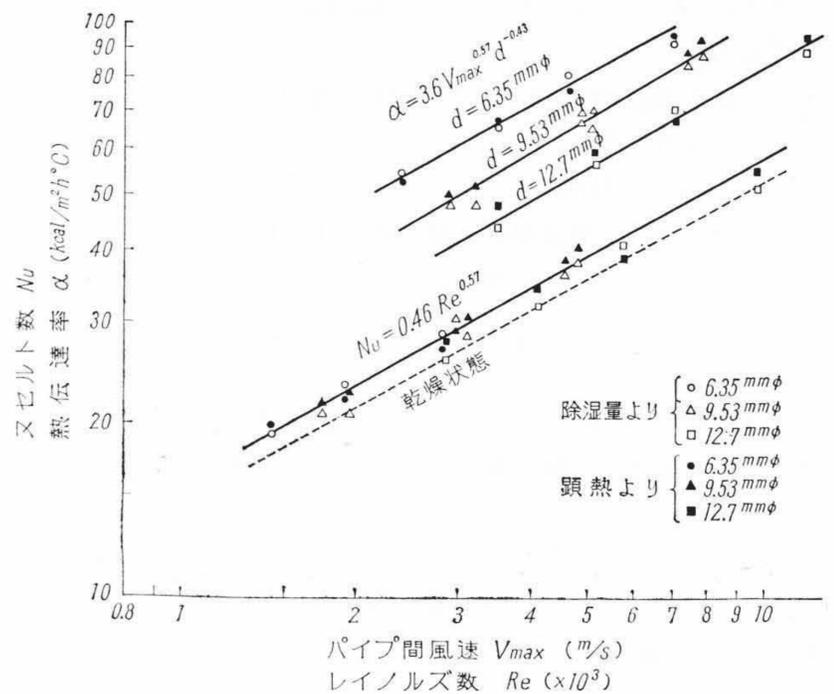
$$\alpha = \frac{WC_p(t_{a1}-t_{a2})}{S\left(\frac{t_{a1}+t_{a2}}{2}-t_s\right)} \dots\dots(15)$$

これらの結果を第11図に示す。無次元数にて整理すると実験誤差を考慮に入れて次式を得ることができる。

$$Nu = 0.46 Re^{0.57} \dots\dots(16)$$

これは第11図に破線で記入したパイプ表面が乾いている場合と比較して表面熱伝達率は約7%大きい値を示す。

これをパイプ間を通過する風速 $V_{max}$ について整理すると、第11図に示すようになり、実験誤差を考慮に入れると次式を得ることが



第11図 冷却器表面熱伝達率

できる。

$$\alpha = 3.6 V_{max}^{0.57} d^{-0.43} \dots\dots(17)$$

ここに  $d$ : パイプ径 (m)

すなわち表面熱伝達率 $\alpha$ は、近似的にパイプ間を通過する風速 $V_{max}$ とパイプ径 $d$ の関数として表わされ、パイプ径が小さいほど表面熱伝達率は大きくなる。

表面熱伝達率 $\alpha$ は(17)式にて表わされることがわかったので、除湿量を表わす(9)式は次式のように変換することができる。

$$w = AV_{max}(X_{a1}-X_s) \left\{ 1 - e^{-\frac{3.6(V_{max}d)^{-0.43}S}{C_p A}} \right\} \dots\dots(18)$$

ここに  $A$ : 循環空気正味通過面積 (m²)

すなわちある一定の空気条件で、冷却器のパイプ径を一定として除湿効率 $\eta$ を最大とするならば、除湿量 $w$ は

$$w = f(A, V_{max}, S) \dots\dots(19)$$

で表わされる。いいかえれば除湿量は循環風量と冷却器の伝熱面積の関数として表わされる。

### 6. 電気除湿機の運転性能

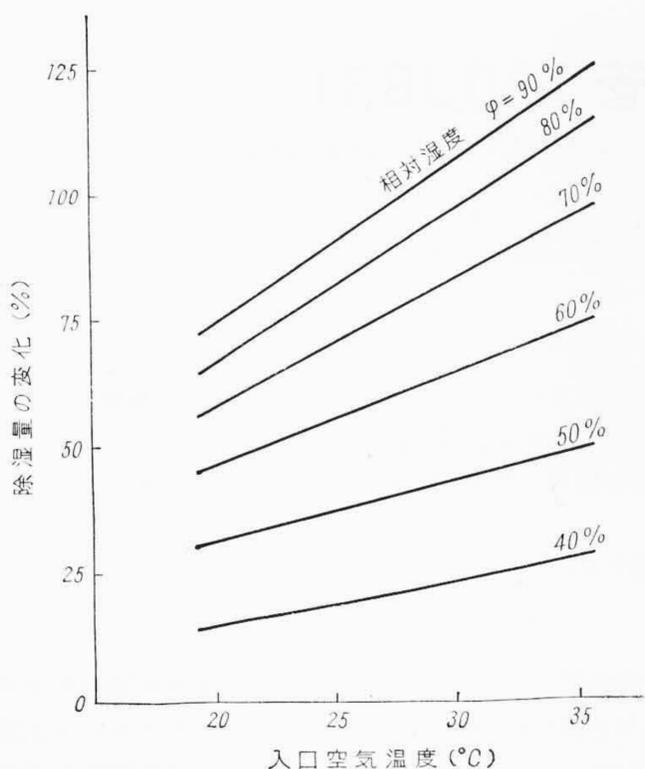
すでに述べたように電気除湿機を効率良く運転するには入口空气の温湿度条件に対応して除湿効率が最大となる冷却器表面温度を選ばなければならない。しかるにある設計空気条件において除湿効率が最大となる表面温度に冷凍サイクルを決定した場合に、入口空气条件が設計条件以外に変化した場合に、電気除湿機の除湿性能がいかに変化するか、電気除湿機を使用する際に問題となる。

除湿量は(9)式にて表わすことができるので、ある一つの電気除湿機の除湿能力は、入口空气の温度、湿度および風量によって変化する。

まず入口空气の温度の影響であるが、入口空气の温度が高いほど、冷却器との温度差が大きくなるため(9)式にて表わされる $(X_{a1}-X_s)$ が大きくなり除湿能力は大きくなる。もちろん入口空气の温度が高くなると、同じ風量においても冷凍サイクルの凝縮温度および蒸発温度があがるため冷却器表面温度があがるが、それでも $(X_{a1}-X_s)$ の値は大きくなる。

次に入口空气の湿度が変化した場合には、温度が同一条件で比較すると、湿度が高いほど絶対湿度 $X_{a1}$ が大きいため $(X_{a1}-X_s)$ が大きくなり、除湿能力が大きくなる。

次に風量の影響であるが、風量が大きくなるにしたがって冷却器における空气と冷媒との熱交換が良くなり((9)式の $\alpha$ の値が大きくなる)、冷却器表面温度があがってくる((9)式の $X_s$ の値が大き



第12図 除湿性能の変化

くなる) ため、 $(X_{a1}-X_s)$  の値は小さくなる。逆に  $W$  の値は大きくなる。したがって風量を増加した場合に除湿能力が増加するか、減少するかは電気除湿機の設計により決まるが、極端に風量を増加させると、冷却器表面温度があがり、空気の露点温度以上となるため乾き状態となり除湿能力はなくなる。通常の小形電気除湿機では冷却器を通過して冷却された空気が次に凝縮器にはいり、加熱乾燥されると同時に冷凍サイクルの高温高压ガスを冷却するために使用されるので、逆に風量を減少させた場合には、凝縮温度が上昇し蒸発温度も上昇して除湿能力は減少する。したがってある一つの冷凍サイクルにおいては除湿量を最大とする風量が存在する。

ある一つの電気除湿機において、入口空気の温度および湿度が変化した場合に除湿量がどのように変化するかを第12図に示す。

7. 考 察

除湿能力につき簡単に述べたが、電気除湿機を実際に設計する場

合には次のような問題点がある。

- (1) 電気除湿機を使用する部屋の空気条件が変わった場合に冷却器表面温度を常に除湿効率が最大となる温度に保つことがむずかしい。すなわちある一定の設計空気条件において、除湿効率が最大となるように冷却器表面温度を選択しても、実際使用する場合には空気条件が種々変化するため、変化後の空気条件においても除湿効率が最大とする表面温度に保持し得ない。したがって小形の電気除湿機では、気象条件および電気除湿機がもっとも多く利用される空気条件を考慮に入れて設計しなければならない。また大形の電気除湿機では、バイパス弁を設けたり、循環風量変換装置を設けたりして、各空気条件になるべく適した冷凍サイクルになるように自動的に制御する必要がある。
- (2) 空気温度が低下してくると、キャピラリ方式の電気除湿機では冷却器表面温度が低下し、ついには冷却器表面に凝縮した水分が凍結する。凍結すると循環空気は直接冷却器に接触しなくなるため除湿能力はほとんどなくなる。したがって低い温度で使用する電気除湿機では、除湿効率を無視して冷却器表面温度を高く選ぶ必要がある。

8. 結 言

以上除湿能力を決定する諸要素につき簡単に述べたが、要約すると次のようになる。

- (1) 除湿能力はある空気条件に対して、循環風量、冷却器表面温度、冷却器伝熱面積、冷却器表面熱伝達率によって決まる。
- (2) 除湿効率は冷却器表面温度のみの関数であり、これを最大とする冷却器表面温度は入口空気の温湿度により変化する。
- (3) ある与えられた空気条件において、冷却器のパイプ径を一定として除湿効率が最大とするならば、除湿量は循環風量と冷却器伝熱面積の関数で表わされる。

参 考 文 献

- (1) Lewis: Trans. Am. Inst. Chem. Eng., 20 (1927)
- (2) 高志: 冷凍, 36, 第400号 (昭36-2)

Vol. 23

日立造船技報

No. 4

- 軸系質量がねじり振動特性に及ぼす影響
- 船用プロペラ青銅鑄物について(II) 承前  
——船用プロペラアルミニウム青銅について——
- 通風トランク分岐合流部のエネルギー損失  
——分流および合流の場合——
- クロムメッキの前処理と密着性
- 通風システムによる船室の騒音

- 排気管系が排気変動温度および排気エネルギーに及ぼす影響
- 放射線殺菌の食品貯蔵への応用に関する研究 (第2報)  
——殺菌用照射装置について——
- 鋼板構造プレス本体の溶接開先
- 定期貨物船“山利丸”の自動化装置について

……本誌に関する照会は下記に願います……

日立造船株式会社技術研究所  
大阪市此花区桜島北之町60