全閉内冷型電動機*の冷却方式に就て

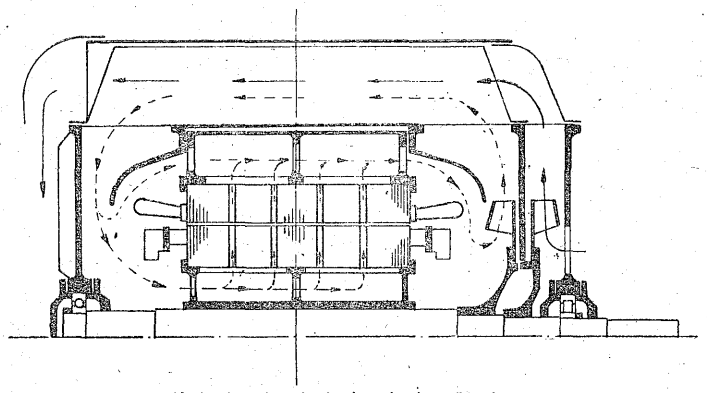
富士電機　技術部　笠原宗平　塚本光男

内容梗概

今回當社にて實施せる 600kW 2 極全閉内冷型誘導電動機の，ユーヒン管冷却器に依る冷却方式、並に冷却效果に就て述べる。

1 緒　言

全閉型誘導電動機に於て經濟的製作可能の容量は、其の通風方式並に冷却方式に依り限定、支配されると言つても過言ではない。從つて各製作者は如何にしたならば電動機の形を小さくして而も大容量を得られるかに就て考究してゐる次第である。當社の永年の經驗に依れば、300 kW 位迄の小型のものは所謂全閉外被通風型とし其れ以上の容量即ち 400～500kW、位になると前述の冷却方式では電動機外形の增大に比し冷却効果は餘り期待出來ないので、當社に於ては專ら第1圖に示すやうな獨立せる波型空氣冷却器を電動機の頂部に横へた方式を採用してゐる。



第1圖　波型空氣冷却器型

この方式に於ては内部空氣は内部通風翼に依り波型冷却器に送り込まれ、冷却器で冷却された上再び電動機内部に流入するのである。内外の空氣は波型板で區切られた空間に互ひ違ひに通じてゐる。而して波型板が薄い爲と非常に大なる放熱面積を得られる爲に相當大なる冷却效果が期待出來るのである。

次に尙大容量になると最早前記の各方式では間に合はなくなり本稿に於て詳述せんとする水冷の冷却器を裝備せる方式が採用されるのである。

2 水冷冷却器に依る全閉内冷型冷却方式の種類

全閉内冷却型冷却方式は内部空氣の通風方式に依り自己通風型と他力通風型とに分類出來る。比較的高速のものでは電動機自身の回轉軸に通風翼を取付けて通風する所謂自己通風に依り空氣循環路の損失抵抗を賄ひ得るが、低速度の電動機では別に循環路に小型の電動送風機を裝備して内氣を循環させる所謂他力通風に依らねばならない。

冷却器を裝備する位置に依つても種々に分けられるが最も普通なのは床面積を縮小する目的で冷却器を電動機の頂部に配置するか或は電動機の下部即ち臺床内の空間を利用するものが一般である。

次に冷却器の構造並に傳熱管の種類に就て說明する。冷却器の構造は或る長さの傳熱管數拾本を或る間隔を保つて配置し兩管端はヘツダーと稱する端板に固着され、兩端に扁平の方形筐を形成し而して全體を鐵枠に納めた構造で其の1個を單位とし、所要放熱容量に應じ其の單位冷却器を1個乃至數個裝備するのである。冷却器の冷却效果は其れを構成する傳熱管が最も優秀な傳熱效果を有することにより目的が達せられるのであるから、電動機に於ける如く限定された空間を利用して冷却器を裝置する場合に於ては特に優れた傳熱管を使用することが望ましい。傳熱管の種類は從來エロヒイン管其他種々のものが使用されてゐたが、當社に於ては現今最も顯著な傳熱效果を有すると一般に認められるユーヒン管冷却器を採用することにした。第3圖は冷却器の寫眞である。

3 水冷冷却器を裝置せる電動機の實例

第2圖は最近當社に於て製作せる水冷冷却器附誘導電動機の寫眞であるが以下其の通風方式並に冷却方式に就き說明して見る。電動機の定格は次の如きものである。

型　式	UVRr 265/32-2		
種　類	全閉特種籠形誘導電動機		
容　量	600kW 連續	相　數	3
周波數	60	極　數	2
電　壓	3300V	毎分回轉數	3560

3.1 通風並に冷却方式

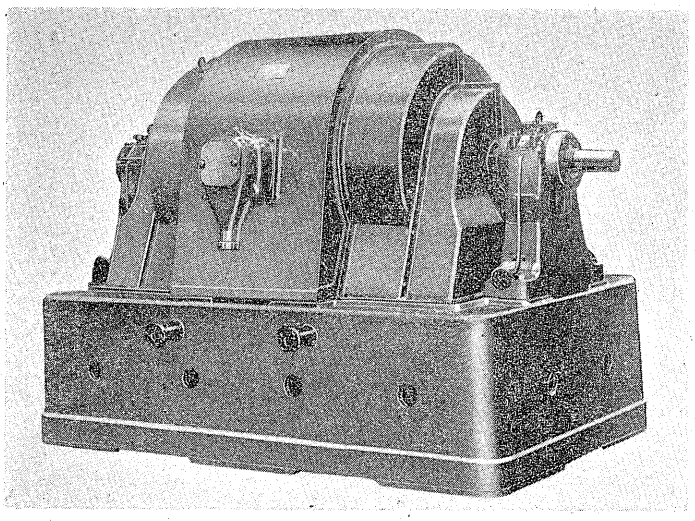
第4圖は電動機の構造の概略、冷却器の裝備狀態、並に内部空氣の循環系統を示してゐる。内部通風翼は回轉子の兩側に取付けられ、冷却器から出て來た空氣は電動機の兩側より通風翼に依り吸入され、一部は回轉子及固定子鐵心の通風渠を通つて固定子鐵心の背面に通じ、他の一部は固定子線輪端を冷却しつゝ固定子鐵心の背面に通じ、兩者合して固定子枠中央下部より左右の冷却器に流通するやうになつてゐる。冷却器は臺床内左右に1個宛配置されて冷却水は左右の冷却器に並列に導入されてゐる。

通風翼は電動機内部通風路の損失抵抗、電動機外部の風道の損失抵抗並に冷却器自身の損失抵抗に應ずるだけの風壓を出し得るものでなければならぬ。電動機内部及風道の損失抵抗は却々計算が困難であるから經驗に依り適宜に決定してゐる。冷却器の損失抵抗は宇平氏の實驗に依れば傳熱管1列に對し第6圖の如きものである。

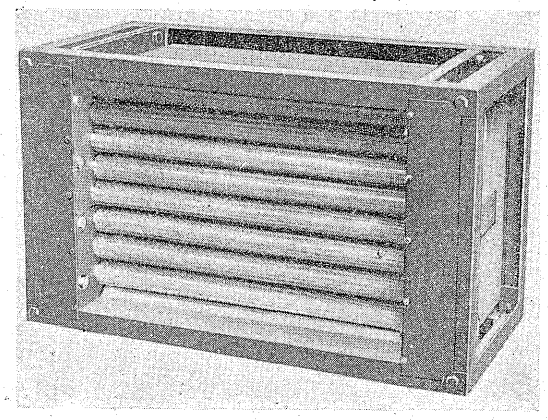
冷却水循環ポンプの揚程の計算方法も茲には省略するが、冷却器内の損失揚程の計算に當り注意を要することは水流が1列の管全部に並列に流入するのであるから、管内の摩擦抵抗損失の外

* 日本電氣工藝委員會で目下制定中の回轉電機型式の分類に於て全閉型回轉電機自體に冷却器を附隨せしめ空氣を循環冷却する型式を全閉内冷型と呼稱する案に依りこの名稱を使用した。

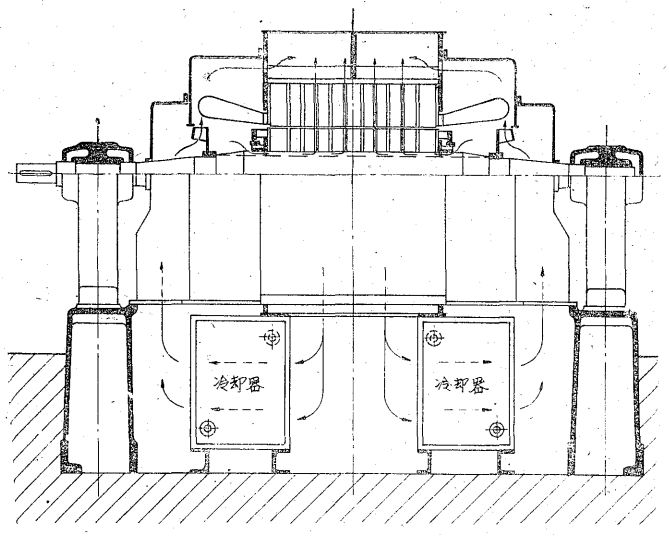
に、列から列への流入流出箇所に於ける、縮流、擴大、屈曲等の抵抗損失も相當に見込まねばならない。



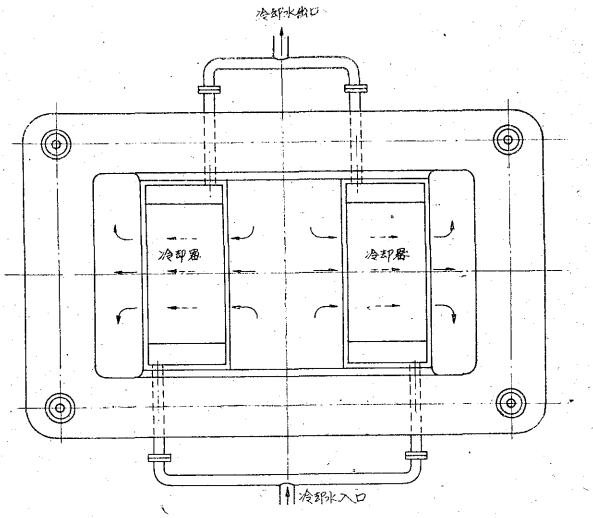
第2圖　600kW 2極全閉内冷型誘導電動機



第3圖　冷　却　器



第4圖　冷却器附 600kW 誘導電動機斷面圖



第5圖　冷却器附 600kW 誘導傳動機平面圖

3.2　冷却器の計算法

循環空氣に依つて運び去らるべき電動機總熱損失、循環空氣の重量、冷却水の重量及冷却器傳熱管の總延長を既知のものとして冷却空氣の上昇溫度の計算式を示して見る。

Q＝冷却器に依り持ち去らるべき熱量

＝14.3×V kcal/min

但し V＝電動機鐵損＋銅損＋内部通風損（kW）

G_A＝循環空氣の重量＝毎分風量×空氣の比重（或る溫度に應ずる）

C_A＝空氣の平均比熱＝0.24kcal/kg°C

ΔT_A＝空氣の冷却器入口及出口の溫度差（°C）

G_W＝毎分冷却水重量（kg/min）

C_W＝水の平均比熱＝1.0kcal/kg°C

ΔT_W＝冷却水の出口及入口の溫度差（°C）

L＝冷却器傳熱管の總延長

＝冷却器の個數×冷却器1個の傳熱管總本數

×傳熱管1本の長さ（m）

k＝傳熱管1米當りの熱通過率（kcal/m°Ch）

$K=kL$＝冷却管の全放熱係數（kcal/°Ch）

δ_i＝空氣出口溫度（冷い空氣）と冷却水入口溫度（冷い水）との溫度差（°C）

δ_0＝空氣入口溫度（熱い空氣）と冷却水出口溫度（熱い水）との溫度差

T_{Ai}＝空氣入口溫度（熱い空氣）（°C）

T_{A0}＝空氣出口溫度（冷い空氣）（°C）

T_{Wi}＝冷却水入口溫度（冷い水）（°C）

T_{W0}＝冷却水出口溫度（熱い水）（°C）

とすれば第7圖の如き溫度線圖を畫くことが出來る。

循環空氣の入口、出口の溫度差 ΔT_A は

$$\Delta T_A=\frac{Q}{G_A C_A}\quad(°C)\cdots\cdots(1)$$

ΔT_A は普通 15～25°C 位に採る。

$$\Delta T_W=\frac{Q}{G_W C_W}\quad(°C)\cdots\cdots(2)$$

ΔT_W は普通 4～5°C 位である。

δ_i は次式より求める。

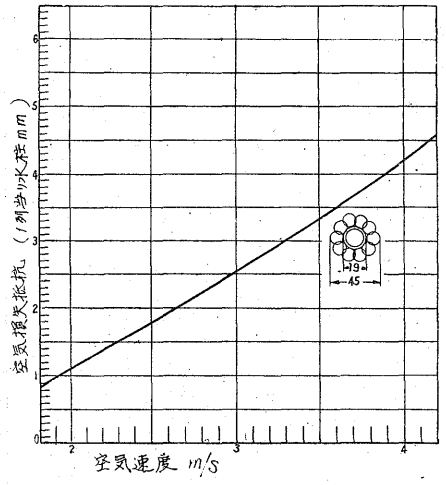
$$\delta_i=\frac{\Delta T_A-\Delta T_W}{\varphi-1}\quad(°C)\cdots\cdots(3)$$

但し φ は下式より求める。

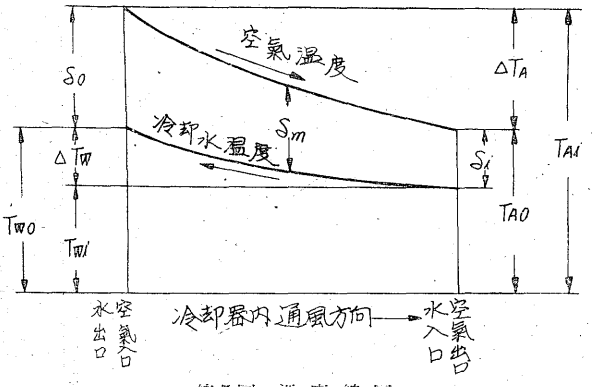
$$\log_e\varphi=\frac{K}{60}\left(\frac{1}{G_A C_A}-\frac{1}{G_W C_W}\right)\cdots\cdots(4)$$

一般に冷却水溫度 T_{Wi} が與へられゝば次の各溫度が得られる。

$$\left.\begin{array}{l}\text{空氣出口溫度}\ T_{A0}=T_{Wi}+\delta_i\ (^\circ\mathrm{C})\\ \text{空氣入口溫度}\ T_{Ai}=T_{A0}+\Delta T_A\ (^\circ\mathrm{C})\\ \text{冷却水出口溫度}\ T_{W1}=T_{Wi}+\Delta T_W\ (^\circ\mathrm{C})\end{array}\right\}\cdots\cdots\cdots\cdots(5)$$



第6圖　冷却器内空氣損失抵抗



第7圖　溫度線圖

3.3　冷却器計算の實例

前記 600kW 誘導電動機に冷却器を使用せる場合の循環空氣及卷線の溫度上昇の計算法を述べて見る。此場合は豫め冷却器の形狀、大きさ、循環空氣の風量及び冷却水の水量等を豫定して、電動機の熱損失に依り循環空氣が幾何の溫度上昇を來すか、又卷線の溫度は幾何になるかといふことに就て述べる。電動機の熱損失 V は次の通りである。

電動機熱損失　$V=36$kW　但し軸受摩擦損失は除く。

（1）冷却器は第8圖の如きものを2個並列に使用した。冷却器の構成要目は次の通りである。

傳熱管　19/16.5φ 黄銅ユーセン管，1本の長さ 0.61m

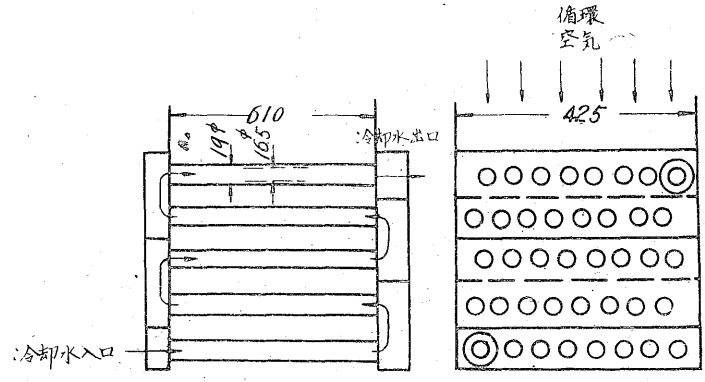
傳熱管總數　40本，列數5，一列の本數 8

冷却器風路の正面積　$0.6\times0.425=0.26\mathrm{m}^2$

（2）風量は次の通りである。

全風量$=1.5\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$（冷却器1個當り $0.75\mathrm{m}^3/\mathrm{s}$）

$$\text{風速}=\frac{1.5}{2\times0.26}=2.9\mathrm{m/s}$$



第8圖　冷　却　器

茲に風速は冷却器の正面入口の速度である。

上記風量を得る爲の通風翼の設計は茲には省略する。

（3）水量は次の通りである。

全水量$=100\mathrm{l/min}$（冷却器1個當り $50\mathrm{l/min}$）

$$\text{水速}=\frac{100\times1000}{2\times8\times\pi/4\times1.65^2\times60}$$

$$=49.0\mathrm{cm/s}=0.49\mathrm{m/s}$$

（4）溫度の計算

3.2 節に說明せる方法で空氣及水の溫度を計算して後線輪の溫度を推定する。

$V=36\mathrm{kW}$

$Q=14.3\times V=14.3\times36=515\mathrm{kcal/min}$

$G_A=1.5\times1.1\times60=99\mathrm{kg/min}$

（空氣の平均溫度を 45°C と假定す）

$G_W=100\times1.0=100\mathrm{kg/min}$

$$\Delta T_A=\frac{Q}{G_AC_A}=\frac{515}{99\times0.24}=21.7^\circ\mathrm{C}$$

$$\Delta T_W=\frac{Q}{G_WC_W}=\frac{515}{100\times1.0}\fallingdotseq5^\circ\mathrm{C}$$

$L=2\times40\times0.61=48.8\mathrm{m}$

$k=29.5\mathrm{kcal/m^\circ Ch}$（第11圖に依る）

$K=kL=29.5\times48.8=1440\mathrm{kcal/^\circ Ch}$

$$\log_e\varphi=\frac{K}{60}\left(\frac{1}{G_AC_A}-\frac{1}{G_WC_W}\right)$$

$$=\frac{1440}{60}\left(\frac{1}{99\times0.24}-\frac{1}{100\times1.0}\right)$$

$$=1424\times(0.042-0.01)=0.77$$

$\varphi=2.16$

$$\delta_i=\frac{\Delta T_A-\Delta T_W}{\varphi-1}=\frac{21.7-5}{2.16-1}=\frac{16.7}{1.16}\fallingdotseq14.5^\circ\mathrm{C}$$

第7圖の溫度線圖で冷却水入口に溫度 $T_{Wi}=25^\circ\mathrm{C}$ とすれば

空氣出口溫度 $T_{A0}=T_{Wi}+\delta_i=25+14.5=39.5^\circ\mathrm{C}$

空氣入口溫度 $T_{Ai}=T_{A0}+\Delta T_A=39.5+21.7\fallingdotseq61^\circ\mathrm{C}$

水出口溫度 $T_{W0}=T_{Wi}+\Delta T_W=25+5=30^\circ\mathrm{C}$

抵抗法に依る線輪の溫度は電動機内部の風速及び電壓卽ち絶緣の厚さ等に依り違ふが、經驗に依れば此種全閉型電動機に於ては循環空氣の平均溫度 $\frac{T_{Ai}+T_{A0}}{2}$ より 20

空氣と冷却水との對數的平均溫度差を δ_m とすれば次式が成立つ。

$$\delta_m=\frac{\delta_0-\delta_i}{\log_e\frac{\delta_0}{\delta_i}}\ (^\circ\mathrm{C})$$

～25°C 位高いのが普通である。之を 25°C とすれば線輪溫度（抵抗法）＝空氣平均溫度＋25°

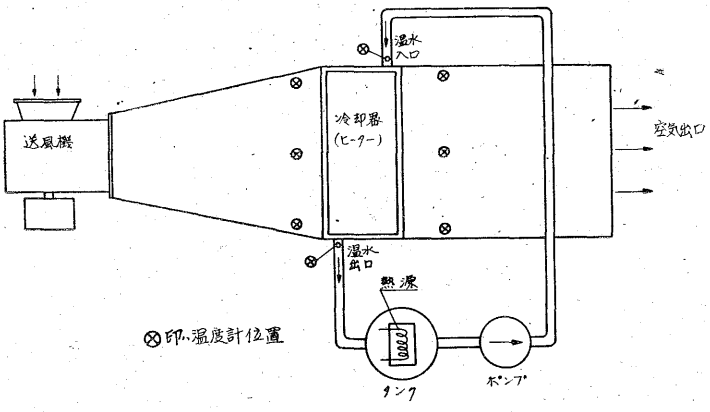
$$=\frac{61+39.5}{2}+25\fallingdotseq 75°C$$

依つてこの電動機は溫度に對し未だ相當の餘裕を持つことになる。

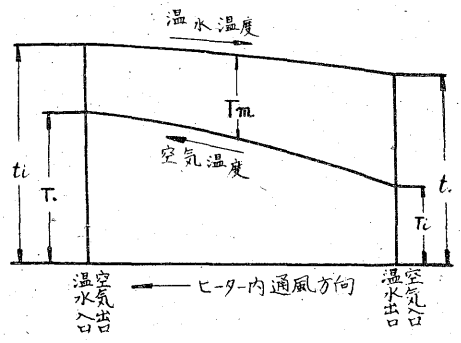
4　冷却管の傳熱效果測定

（1）試驗裝置

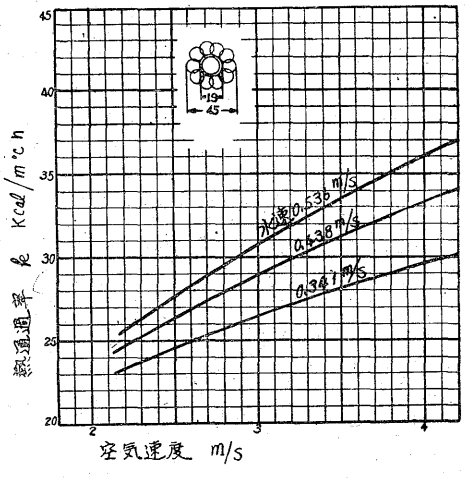
試驗裝置に於ては種々の理由から實際の使用狀態と熱の移動方向を逆にした卽ち實際の使用狀態は電動機の熱損失に依り昇溫せる空氣を冷却水を以て冷却するのであるが、この試驗裝置に於ては溫水を以て常溫空氣を溫めるところのヒーターとして働かしたのであるが、熱交換の原理は全く同一に考へて差支へ無く、冷却器の傳熱效果を求めるにはこの方が合理的なのである。裝置の概略を第9圖に示してある。卽ち1個の電動送風機を以て通風される木板製風道の途中に供試ヒーターを挿入し、途中に調節板を置いて風量を調節するやうにした。溫水の循環系統は1個の水槽內に電熱源たる抵抗を挿入し、之が一定の電力を消費するやうにした。又ポンプに依つて水槽の底部から溫水を抽出して、ヒーター內に送水し、ヒーターから出て來た溫水は水槽內に返還され再び熱せられるのである。卽ちヒーター內で空氣に依り運び去られる熱容量は熱源の消費電力から水槽外壁及管路の熱放散量を差引いた値となるのである。



第9圖　冷却器試驗裝置



第10圖　溫度線圖



第11圖　冷却効果曲線

（2）溫度測定並に傳熱效果計算

溫水並に空氣の各部溫度の測定は運轉開始から或る時間を經て定常狀態卽ちヒーターと管路中で放散する熱量との和が熱源よりの供給電力と平衡を保つ狀態になつてから爲す必要がある。測定要項は次の如くである。風量は風道の放出口を拾數箇に等分に仕切つて各區分の風速をアネモメーターに依つて測定し其の平均値を出して之を算出した。水量は水槽の放水口で一定量の容器を充す時間を計つて之を測定した。空氣入口及出口に於ける溫度 T_iT_0 は溫度計に依り數箇所を測定して其平均を見出した。溫水の入口及出口の溫度 t_i, t_0 は其の溫度差が僅小な爲に精細な測定を爲した。溫度計は管壁に孔を明けて之を水流中に挿入した。冷却效果卽ち熱通過率 $k$kcal/m°Ch は次の式で計算した。

第10圖は其の溫度線圖である。

$60G_AC_A(T_0-T_i)=kLT_m$ なる爲

$$k=\frac{60G_AC_A(T_0-T_i)}{LT_m}\text{kcal/m°Ch} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6)$$

但し G_A＝空氣の重量 kg/min

C_A＝空氣の平均比熱

T_i, T_0＝空氣入口及出口の溫度（°C）

t_i, t_0＝溫水入口及出口の溫度（°C）

L＝傳熱管の全長（m）

T_m＝溫水と空氣との對數的平均溫度差

$$=\frac{(t_0-T_i)-(t_i-T_0)}{\log_e\dfrac{(t_0-T_i)}{(t_i-T_0)}} \quad (°C)$$

尙上記の値は水量を一定として風量を變化した場合及び風量を一定として水量を變化せる場合に就き夫々數點測定し第11圖の傳熱效果曲線を得た。この實驗では水速の範圍が宇平氏發表のものより低いところで爲したのであるが、大體同氏の實驗と同樣の結果が得られたと推定される。

5　結　　言

全閉型電動機に冷却器を使用し所謂全閉內冷型とする場合、空氣冷却器に依る時は經濟的に或は外形寸法から或る限度がある。之を水冷々却器とすれば相當大なるものまで實施可能である。殊に高速電動機に於て自己通風可能の場合には非常に有利となる。

終りに本稿に記述した冷却器の冷却效果の實驗其他之れが實施に當つては大富課長の盡力に依るものである。（終）

e-Front runners

＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。