

全閉型電動機の冷却法に就いて*

富士電機 製作部 笠原宗平

内容梗概

最近行はれて居る全閉型電動機の主として空氣による種々なる冷却方式を説明し、其代表的型式に就いて冷却効果の計算法並びに計算例を示してある。計算方法に於てはその結果の正確さを考慮して實用上不都合のない程度に簡略ならしめた。

1. 緒言

各種工業に於ける機械運轉法が單獨運轉化されると、運轉電動機は機械各個に附隨される爲、集團運轉の如く、密閉されたる電動機室内に据付けられる場合と異なり、工場内に充満する塵埃、湿氣、水滴、酸類、惡性瓦斯等から各電動機は別個に保護されねばならぬから、全閉型電動機の需要が急激に増加した。殊に礦山、化學工業、紡績工業、或はセメント工業等に於ては、専ら全閉型電動機一元化といふ趨勢に到來して來た。電動機を全閉にすると冷却が困難になる爲、同一外形寸法を有する開放型電動機に比較して容量をすつと下けねばならぬ。換言すれば同一容量の開放型に較べて形態が可成り大となる。この傾向は容量が大となるに従ひ益々著しくなる。斯の如き不都合は冷却法の改良、工夫に依り漸次減ぜられるのであるが、寸法を餘り小さくしやうとすれば冷却方法が非常に複雑となり、所謂凝つた構造となつて製作困難となり、堅牢を缺き易く、且つ運轉維持も六ヶ敷しくなる傾きがある。依つて製作者としては構造は簡単でしかも冷却効果の大なることを目標として精進せねばならないのであるが、その爲には冷却効果が或程度の正確さを以て計算出来る必要がある。由來この種の計算は理論的には完成して居るが實用になるには皆多くの經驗値を含んで居る。下記の計算例に於てはそれらの數値を示して大方の参考に供する次第である。

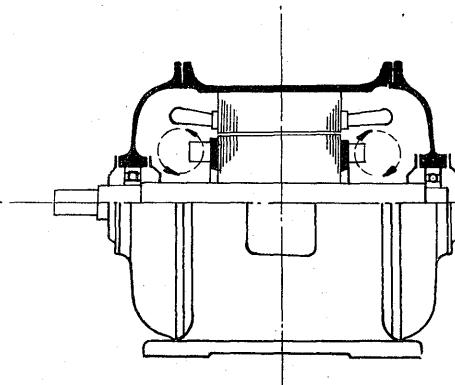
2. 冷却法の種類

全閉型電動機の冷却法は、小は空氣の自然對流及外

被よりの輻射作用を利用して放熱を行はしめるものから大は強制通風と水冷又は油冷を併用せるものに至る迄種々様々で、各製作者は競つて効果的冷却法の研究に邁進してゐる。茲に最も一般的な空冷式に就いて述べて見たいと思ふ。冷却法を大別すると大體次の如くなる。

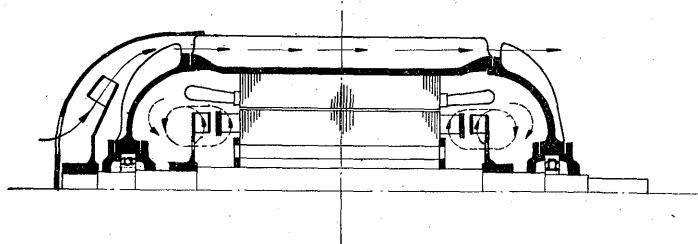
2.1 外氣の自然對流及外被よりの輻射のみを利用する方式

この方法は第一圖に示す如く最も簡単な型式で、電動機内部の空氣を通風翼を以て騒き回し、固定子の熱損失は直接外被に、又回轉子の熱損失は内部空氣を媒介として外被に傳へ、更に外被より外氣に熱の放散を爲さしめるもので、極く小容量のものか、或は短時間運轉のものにのみ用ひられる。この種の構造に於ては内部空氣を通風翼で流動させることは冷却効果を有効ならしめるためには絶対に必要で内部空氣を流動さずと否とで溫度上昇に甚しい差異を現はすものである。



第一圖 自然通風型

* Cooling of Totally-enclosed Motors



第二圖 外被通風型

外被表面に冷却翼を附ければ外被よりの放熱効果が大となること勿論である。

2.2 外扇を有し外被表面に強制通風を行う方式

この方法は第二圖に示す如く、現今専ら全閉外被通風型電動機として盛に行はれる方法で、小型乃至中型全閉型電動機の正に王座を占めるものである。この方式に於て、固定子の熱は直接外被に傳はるから、外被表面の強制通風を行へば、最も有効に冷却されるが、回転子は外被に對しては内部空氣中に全く離間されてゐるから、外被への熱傳導も傳導率の甚だ悪い空氣を媒介として行はれるので冷却効果は次に述べる内氣循環型に及ばない。

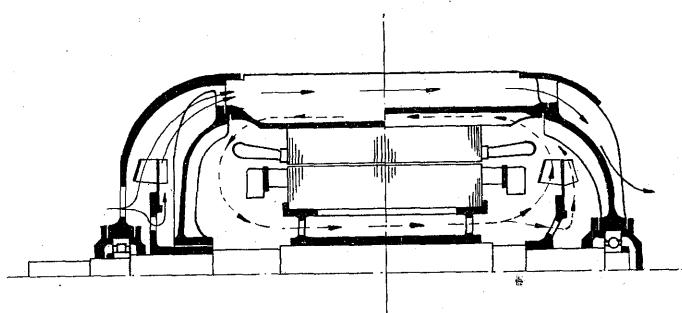
2.3 外扇に依り外被表面を強制通風すると同時に内氣を循環せしむる方式

第三圖はその一例で外被内側を利用して溝を形成し内部空氣を内部通風翼により、循環せしめる方法である。回転子の熱損失により溫度上昇せる空氣は、固定子の脊面に於て外被を通して熱を外氣に傳へるから、非常に有効に回転子を冷却することが出来る。

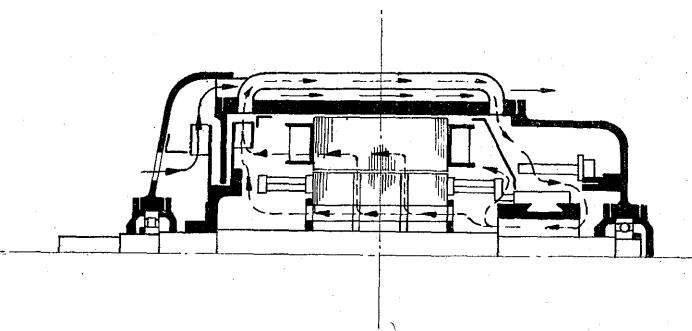
更に第四圖の如く外被と別個に薄肉管を以て内氣循環通路を形成して、それに外氣を吹き付ければ尚有効に内部空氣從て回転子を冷却することが出来る。若し冷却管の外側に保護被蓋を設ければ外被の鐵心に接する部分を免除することが出来るから、外

氣は固定子鐵心を直接冷却することが出来る。しかし第四圖の方式は構造が比較的複雑となるから、熱損失の大部分が回転子にあるやうな場合の外、多量生産としてはあまり推奨出来ない。

2.4 電動機の外部に獨立せる空氣冷却器を配置する方式。

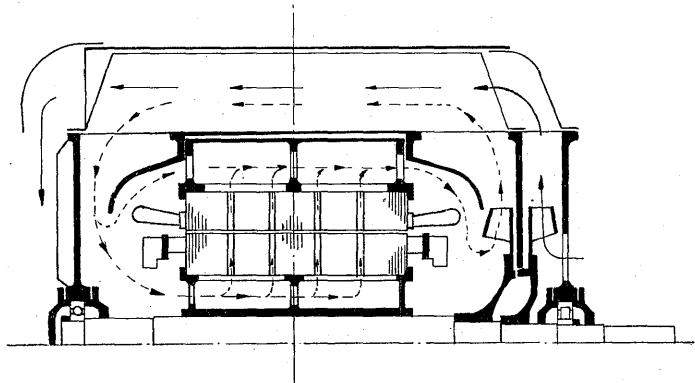


第三圖 外被通風 内部空氣循環型

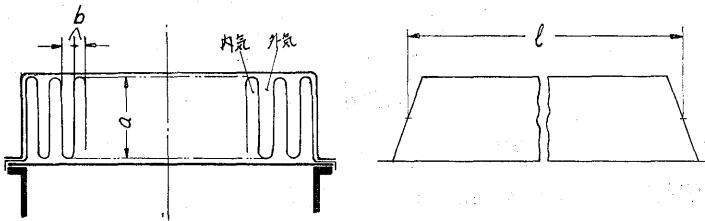


第四圖 冷却管型

この方式は第五圖に示す如く波型冷却器或は他の獨立せる冷却器を電動機の外部に配置せるもので、圖に示す冷却器は波型板に依り多數の長方形溝を形成し、



第五圖 波型冷却器型



第六圖 波型冷却器断面圖

相隣れる交互の溝に内氣、外氣を交互に導入し、大なる冷却壁面を利用して、内外空氣間に熱の授受を行はしめるもので、構造簡単にして冷却効果が大であるから、中型以上の全閉型電動機に専ら使用されてゐる。第六圖は波型冷却器の断面を示すものである。

3. 冷却効果計算法

3.1 外被に通風を行はざる全閉型の冷却効果

前章2.1に属する構造のものに於ては、冷却作用は周囲空氣の自然対流に依る外被よりの放熱作用と、輻射放熱作用とに依りて行はれる。この場合の放熱容量は概ね次の値と見て實用上差支へない様である。

$$\text{放熱容量} = 12 \sim 16 \text{ Watt/m}^2\text{°C}$$

上の値は線輪の溫度上昇 1°C に付き、外被単位表面積よりの放熱容量である。

3.2 外被通風を行ふ全閉型の冷却効果

前章2.2に属する構造のものの冷却効果は2.3に属する構造の特別の場合として計算することが出来るからここには後者に就いてのみ説明する。第三圖はこの構造の通風状態を示し第八圖に固定子通風路の断面を示してある。

(i) 風速の計算

外部通風翼を第三圖に示す如き Radial fan とすればそれに依り誘起される風壓 H_0 は

$$H_0 = \eta_{man} \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} \quad (\text{kg/m}^2 \text{ 又は mm 水柱}) \quad (1)$$

となる。

但し H_0 =外部通風翼により誘起される

風 壓 (mm, 水柱)

η_{man} =圧力効率=0.3 とする

$$\gamma = \text{空氣の比重(20°C に於て } 1.17 \text{ kg/m}^3)$$

$$g = \text{重力の加速度} = 9.81 \text{ m/sec}^2.$$

$$u_1 \text{ 及 } u_2 = \text{夫々通風翼の内周及外周速度} \quad (\text{m/sec})$$

(1) 式の風壓が冷却氣の速度壓力と通路の曲りに依る損失壓力との和に相當する故に、(風路の摩擦損失壓力を省く)

$$H_0 = \frac{\gamma \cdot v_0^2}{2g} + \zeta \frac{\gamma \cdot v_0^2}{2g} \quad v_0 = \sqrt{\frac{2g H_0}{(1+\zeta)\gamma}} \quad (\text{m/sec}) \quad (2)$$

となる。

但し v_0 =外氣平均速度 (m/sec.)

ζ =風路の曲りに依る 壓力損失係数で此種型式のものでは 2.1 を取る。

次に内部冷却氣の風速の計算は、通路が非常に複雑で正確なる計算は到底不可能である。経験によれば内部通風翼に第三圖に示す如く Radial fan を用ふる場合は内扇外周に於て半径方向に排出せられる風速は、内扇外周速度の 12~16 % 位である。即ち w を外周に於ける半径方向の風速、 u を外周速度とすれば、

$$w = (0.12 \sim 0.16) \cdot u \quad (\text{m/sec}) \quad (3)$$

(ii) 内部循環空氣に依る放熱容量

内部循環空氣を媒介として放熱される熱損失は、回転子熱損失、内部通風損失及び固定子鐵心外周表面の内氣循環溝に面する部分の放熱に依るもの等であるが、本計算には簡単の爲に回転子熱損失並に内部通風損のみを内氣の媒介により冷却するものとする。今内氣、外氣の平均溫度差を $(t_i - t_0)^{\circ}\text{C}$ とし、内氣通路の冷却面積を $F(\text{m}^2)$ とすれば、固定子「フレーム」の第八圖に示す溝を内氣が通過する間に外氣に傳へる熱量 W_1 は次式に依る。

$$W_1 = K \cdot F \cdot (t_i - t_0) \cdot \frac{1}{860} \cdot (kW) \quad (4)$$

本式に於て K は溝を通過する空氣の熱通過率で次式に依り與へらる。

* 平均溫度差 $(t_i - t_0)$ は厳密には後章に説明せる如く、對數的平均溫度となるのであるが、此種の型式に於ては算術的平均溫度差として實用上差支へない。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_0}} \quad (\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

.....(5)

上式中 δ は壁の厚さ(m), λ は壁材料の熱傳導率($\text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$), α_i , α_0 は内氣、外氣の表面傳熱率で α_i は次式により求めらる。

$$\alpha_i = 24 \cdot l^{-0.05} \cdot d_e^{-0.16} \cdot v_i^{0.78} \cdot B \quad (\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

.....(6)

但し l = 溝の長さ (m)

$$d_e = \text{溝の算價圓管の直徑(m)} = \frac{4q}{f}$$

但し q = 溝の斷面積 (m^2)

f = 溝の冷却に有効なる面の周圍の長さ (m)

v_i = 溝内に於ける内氣の速度 (m/sec)

B = 空氣の熱傳導率、比重及比熱に關係する定數であるが 0.16 と置いて實用上差支へない。

茲に注意を要することは、上式は溝内の通風が混亂流動を爲す場合に*のみ適用され、非常に速度の低い場合には適用されぬことである。

次に(5)式中の α_0 は外部冷却氣の壁無き平面に對する表面傳熱率で次式に依る。

$$\alpha_0 = v_0^{0.78} \cdot W^{-0.22} \cdot B' \quad (\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}) \dots (7)$$

但し v_0 = 外氣平均の風速 (m/sec)

W = 固定子「フレーム」の壁に沿ひて測れる長さ(m)

B' = 空氣の熱傳導率、比重及び比熱に關係する定數で近似的に 5.3 とする。

次に(4)式中の内氣、外氣の平均溫度差 ($t_i - t_0$) を決定するのであるが、先づ外氣の平均溫度を求める。

* 流線流動より混亂流動に移る限界速度は、溝の大きさ、氣體の粘度及び密度等に關係し、空氣の場合には大體下表の如き數値である。

t	空氣溝の等價圓管直徑 mm							
	°C	10	20	30	40	50	60	70
0	3.08	1.54	1.03	0.77	0.62	0.51	0.44	0.39
20	3.49	1.74	1.16	0.87	0.70	0.58	0.50	0.44
40	3.95	1.98	1.32	0.99	0.79	0.66	0.56	0.49
60	4.38	2.19	1.46	1.10	0.88	0.73	0.63	0.55
80	4.79	2.40	1.60	1.20	0.96	0.80	0.69	0.60

(大賀憲二著傳熱諸論と其適用 188 頁参照)

冷却壁の平均「ピッチ」を P (m) とし、平均高さを H (m) とすれば第七圖と同様の壁面に直して考へることが出来る。尙左右兩側の「シールド」が冷却作用を有する場合には、其放熱容量を夫々 W_{s1} , W_{s2} とすれば、内部循環空気を媒介としての全放熱容量は次式にて表はされる。

内氣媒介全放熱容量 = $W_1 + W_{s1} + W_{s2}$ (kW)
これが回転子熱損失と内部通風損との和に等しくなければならない。

(iii) 外被表面よりの放熱容量

固定子鐵心並に線輪の熱損失、回転子熱損失、内部通風損失等の總和即ち全熱損失を ΣL とすれば、この全熱損失より「シールド」の放熱容量を差引きたる残りが固定子「フレーム」の壁面から放散るべきである。今其放熱容量を W_{fr} とすれば

$$W_{fr} = \Sigma L - (W_{s1} + W_{s2}) \text{ (kW)} \dots\dots\dots (9)$$

固定子「フレーム」冷却壁の根元に於ける温度を θ_1 、外部冷却氣の平均温度を t_0 、壁面を平面と看做せる面積を F (m^2)、外部冷却氣の壁面に對する表面傳熱率を α'_0 とすれば W_{fr} は次式の如くなる。

$$W_{fr} = \alpha'_0 \cdot F \cdot (\theta_1 - t_0) \cdot \frac{1}{860} \text{ (kW)} \dots\dots\dots (10)$$

上式を書き換へると

$$\theta_1 = \frac{W_{fr} \cdot 860}{\alpha'_0 \cdot F} + t_0 \quad (\text{°C}) \dots\dots\dots (11)$$

上式中壁面に對する外氣の表面傳熱率 α'_0 は、次式に依り與へらる。(第七圖参照)

$$\alpha'_0 = \frac{1}{L} \left[\alpha_0 (L - nb) + n \sqrt{\frac{2\alpha_0 b \lambda}{P}} \right] \text{ (Kcal/m}^2 \text{h°C}) \dots\dots\dots (12)$$

但し α_0 = 壁無き平面としての表面傳熱率にして(7)式に依るもの (Kcal/m²h°C)

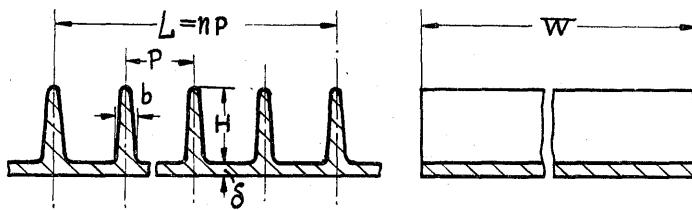
L = 壁附部分の壁と直角に測れる延長 (m)

n = 壁の個数

H = 壁の平均の高さ (m)

b = 壁根元の幅 (m)

λ = 固定子「フレーム」壁の材料の熱傳導率 (Kcal/mh°C)



第七圖 外被表面冷却壁

今 P を壁の「ピッチ」(m) とすれば $L = Pn$ となり、又 $H = \sqrt{\frac{2\alpha_0}{b\lambda}}$ は一般に 1 以下の數字であるから(12)式は實用的に次の如き簡略なものとすることが出来る。

$$\alpha'_0 = \alpha_0 \left(1 + \frac{2H-b}{P} \right) \text{ (Kcal/m}^2 \text{h°C}) \dots\dots\dots (13)$$

次に壁面温度 θ_1 と固定子導體との間には、空隙絶縁物等の熱の不導體が存在し、其不導體を通過して放熱が行はれるわけであるから、兩者の間には相當大なる溫度差を生じてゐる。第八圖に於て、

θ_{cu} = 固定子導體の溫度 (°C)

θ_t = 固定子鐵心歯部分の溫度 (°C)

θ_0 = 鐵心表面の溫度 (°C)

θ_1 = 壁面の根元に於ける溫度 (°C)

δ_i = 溝絶縁の厚さ (m)

δ_a = 溝絶縁と導體又は鐵心間に存在する空隙 (m)

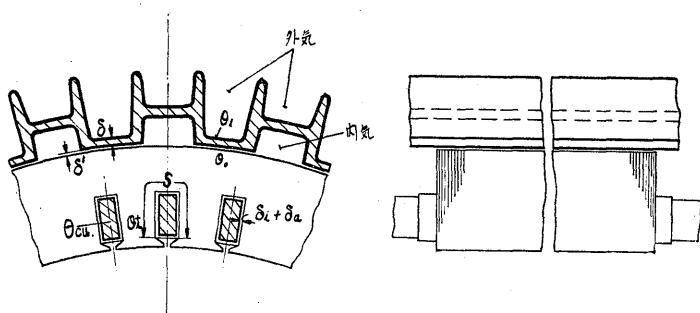
δ' = 鐵心外周面と「フレーム」内面との間に生じてゐる空隙 (m)

δ = 「フレーム」壁の鐵心に接觸する部分の厚さ (m)

S = 溝絶縁の鐵心に接する部分の延長 (m)

とすれば導體と歯部分との溫度差 ($\theta_{cu} - \theta_t$) は次式に依り計算出来る。

$$L_{cu1} = \frac{(\theta_{cu} - \theta_t) \cdot F}{\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_a}{\lambda_a}} \cdot \frac{1}{860} \text{ (kW)}$$



第八圖 固定子溫度分布圖

$$\therefore \theta_{cu} - \theta_t = \frac{L_{cu1} \cdot 860 \cdot \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_a}{\lambda_a} \right)}{F} \quad (14)$$

L_{cu1} は固定子銅損(kW), λ_i , λ_a は夫々構造絶縁及空隙の熱傳導率を示す。

鐵心歯部の溫度 θ_t と、鐵心外周に於ける溫度 θ_0 との差は一つは固定子銅損を鐵心外周に運び出す爲に生ずる溫度差と、他の一つは全鐵心に均等に分布する鐵損による熱が外周に逃げ去る爲に生ずる溫度差とから成り立つのであるが、鐵心の半径方向の熱の傳導率は非常に良好なる爲にこの溫度差($\theta_t - \theta_0$)は殆ど省略して差支へ無い數値である。次に鐵心外周の溫度 θ_0 と「フレーム」の裏根元に於ける溫度 θ_1 との間の溫度差を求めて見る。今「フレーム」内面の鐵心外周に接する部分の全面積を $A(m^2)$ とし、固定子全熱損失を ΣL_{st} とすれば次式が成立つ。

$$\begin{aligned} \Sigma L_{st} &= \frac{(\theta_0 - \theta_1) \cdot A}{\frac{\delta'}{\lambda_a} + \frac{\delta}{\lambda}} \cdot \frac{1}{860} \text{ (kW)*} \\ \therefore \theta_0 - \theta_1 &= \frac{\Sigma L_{st} \left(\frac{\delta'}{\lambda_a} + \frac{\delta}{\lambda} \right) \cdot 860}{A} \end{aligned}$$

(°C) (15)

以上求めた各部の溫度差を加へ合せれば ($\theta_{cu} - \theta_1$) 卽ち固定子導體と「フレーム」壁外面との溫度差を求めることが出来る。

$$\theta_{cu} - \theta_1 = (\theta_{cu} - \theta_t) + (\theta_t - \theta_0) \text{ (°C)}$$

但し $\theta_t - \theta_0 = 0$ とする。

依て求むる固定子導體の溫度 θ_{cu} は

$$\begin{aligned} \theta_{cu} &= (\theta_{cu} - \theta_t) + (\theta_t - \theta_0) \\ &\quad + \theta_1 \text{ (°C)} \end{aligned} \quad (17)$$

(iv) 外被表面よりの輻射放熱

電動機の外被表面が或る溫度に上昇する、外被各部より輻射に依り外部へ熱を放射する。電動機の如く餘り高溫ならざるものでは其放熱量は大して期待出来ないから、その冷却効果としては特殊の場合の他

は前記諸計算の如く空氣の強制通風に依るもののみを以て放熱容量を決定する方が無難である。故に茲では輻射に依る放熱容量の算出は省略する。

3.3 冷却器附全閉型の冷却効果

前章 2.4 に於て説明せる如き、獨立せる冷却器を備へた全閉型電動機の冷却効果の計算法を次に述べる。電動機熱損失に依り溫度上昇せる内部空氣と、外部冷却空氣との間には、各々の風速と、其溫度差、及び冷却面積等に比例して、溝壁を通じて熱の授受が行はる。其放熱量は(4)式と同様

$$W_2 = K \cdot F \cdot (t_i - t_0) \cdot \frac{1}{860} \text{ (kW)} \quad (18)$$

となる。

但し F = 全冷却面積 (m^2)

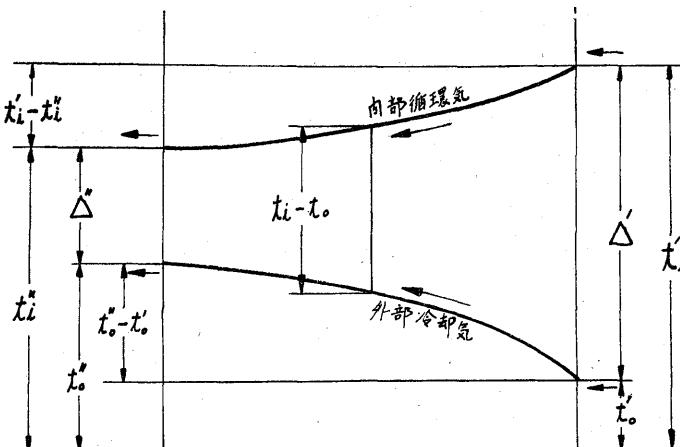
$(t_i - t_0)$ = 内外空氣の平均溫度差 (°C)

K = 溝壁に於ける熱通過率で溝壁の厚さは非常に薄い爲、これを省略すると、

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_o}} \text{ (Kcal/hm}^2\text{C)} \quad (19)$$

α_i , α_o は共に内部及び外部空氣の表面傳熱率で(6)式に依り内外各別個に計算される。(6)式中の風速 v は通風翼徑の大きさ、回轉數、及通路の抵抗等より算出することが出来るが、其計算法は繁雑になる爲茲には省略する。

内部及び外部空氣の平均溫度差 ($t_i - t_0$) は次の如くして定める。今第九圖にて内部循環空氣の冷却器入口



第九圖 冷却氣溫度線圖

* 第八圖に於ける δ' の存在を假定するのは奇異に感ぜられるかも知れないが、數多の實測の結果は θ_1 と θ_0 との差が δ' の存在を考慮せねば説明のつかぬ程度に大きいことを示して居る。

に於ける溫度即ち内氣の最高溫度 t_i' を適當に假定すれば、冷却器出口の内氣溫度 t_i'' との差 ($t_i' - t_i''$) 及外部冷却空氣の流入、流出場所に於ける溫度差 ($t_0'' - t_0'$) は次式に依り計算される。

$$(t_i' - t_i'') = \frac{\Sigma L \times 0.24}{V_i \cdot \gamma \cdot C} \quad (\text{°C}) \dots \dots \dots (20)$$

$$(t_0'' - t_0') = \frac{\Sigma L \times 0.24}{V_0 \cdot \gamma \cdot C} \quad (\text{°C}) \dots \dots \dots (21)$$

但し ΣL = 摩擦損及外部通風損を除く全熱損失 (kW)

V_i = 内部循環空氣の風量 (m^3/sec)

V_0 = 外部空氣の風量 (m^3/sec)

$\gamma \cdot C$ = 各々空氣の比重 (kg/m^3) 及比熱 ($\text{Kcal}/\text{kg} \cdot \text{°C}$)

第九圖に於て $(t_i' - t_0') = \Delta'$ とし、 $(t_i'' - t_0'') = \Delta''$ とすれば内氣、外氣の平均溫度差 ($t_i - t_0$) は次式に依る。

$$(t_i - t_0) = \text{對數的平均溫度差} = \frac{\Delta' - \Delta''}{\log_e \frac{\Delta'}{\Delta''}} \quad \text{°C} \dots \dots \dots (22)$$

これらの數値を用ひて (18) 式より求めた放熱容量 W_2 は全熱損失 ΣL と等しくならねばならない。(電動機外枠の輻射其他による放熱容量は無視する) かくして先に假定した内部空氣の最高溫度 t_i' が決定され從つて t_i'' が定まる。經驗に依ればこの種の冷却法に於ては、この内部空氣の外氣に対する平均溫度上昇即ち $\frac{t_i' + t_i''}{2} - t_0'$ は巻線の溫度上昇限度 (抵抗法による) より $15 \sim 25 \text{ °C}$ 低く保たれねばならない。

4. 冷却計算例

4.1 内氣循環型の計算例

前章 3.2 の計算法に依り、第三圖に示せる内部空氣循環型全閉電動機の冷却計算を行つて見る。

型式 OR 245/18-8 容量 60 kW 回轉數每分 735 輸出

固定子鐵損 $L_{fe1} = 1.0 \text{ kW}$

固定子銅損 $L_{cu1} = 0.9 \text{ "}$

回轉子銅損 $L_{cu2} = 1.0 \text{ "}$

内扇通風損 $L_w = 0.4 \text{ "}$

浮遊損 $L_{add} = 0.3 \text{ "}$

全熱損失 $\Sigma L = 3.6 \text{ "}$

外扇の外徑を 710 mm. 内徑を 560 mm. と定めれば風壓は (1) 式に依り

$$H_0 = \eta_{max} \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{g} = 0.3 \times 1.17 \times \frac{27.3^2 - 21.6^2}{9.81} \\ \approx 10 \text{ mm.}$$

外氣平均風速は (2) 式に依り、

$$v_0 = \sqrt{\frac{2g H_0}{(1+\zeta) \cdot \gamma}} = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 10}{3.1 \times 1.17}} \approx 7.5 \text{ m/sec}$$

内扇の外徑を 540 mm. に定めれば、其周速 $u = 20.8 \text{ m.}$ となり、從つて内扇出口に於ける風速は (3) 式に依り

$$W = 0.12 \times u = 0.12 \times 20.8 = 2.5 \text{ m/sec.}$$

内扇の幅を 50 mm. に定めると内扇より排出される風量 $2.5 \times 0.54 \pi \times 0.05 = 0.21 \text{ m}^3/\text{sec.}$ となり、固定子鐵心外周の溝内に於ける風速は、溝の斷面積の總和を 0.04 m^2 と定めれば

$$v_i = \frac{0.21}{0.04} \approx 5.3 \text{ m/sec}$$

溝の大きさは $35 \times 40 \text{ mm}^2$ にして其等價圓管直徑は 0.05m 溝の長さを 0.4 m とすれば、(6) 式より

$$\alpha_i = 24 \times 0.4^{-0.05} \times 0.05^{-0.16} \times 5.3^{0.79} \times 0.16 = 23.8 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

外部冷却氣の表面傳熱率 α_0 は (7) 式に於て $v_0 = 7.5 \text{ m/sec}$ $W = 0.56 \text{ m}$ とし、

$$\alpha_0 = 7.5^{0.78} \times 0.56^{-0.22} \times 5.3 = 29.1 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

溝壁を通しての熱通過率 K は (5) 式に於て、壁の厚さを 14 mm, 鐵鐵の熱傳導率 λ は第一表により 45 なる故

$$K = \frac{1}{\frac{1}{23.8} + \frac{0.014}{45} + \frac{1}{29.1}} \approx 13.0 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

次に外部冷却氣の風量は、裝入口の面積を 0.12 m^2 と定めると $V_0 = 0.12 \times 7.5 = 0.9 \text{ m}^3/\text{sec}$

故に外氣の平均溫度上昇は (8) 式より

$$\Delta t_0 = \frac{3.6 \times 0.24}{0.9 \times 1.17 \times 0.24} \approx 3.4 \text{ °C}$$

故に周圍溫度を 20 °C とすれば、外氣の平均溫度は 21.7 °C (22 °C とす) となり、内氣の平均溫度上昇を 40 °C と假定すれば、内外氣の平均溫度差は $t_i - t_0 = 60 - 22 = 38 \text{ °C}$ となる。依つて内氣を媒介とする固定子「フレーム」よりの放熱容量は (4) 式に於て溝の冷却面積 $F = 1.4 \text{ m}^2$ とすれば

$$W_1 = 13 \times 1.4 \times 38 \times \frac{1}{860} = 0.8 \text{ kW}$$

次に「シールド」よりの放熱を計算する。左右「シールド」は同形とし外面にのみ冷却裝を有す。裝無きものとしての冷却面積は 0.5 m^2 、裝の平均「ピッチ」65 mm. 平均高 60 mm 根元の幅 14 mm. 裝に沿へる幅 350 mm と定める。内面に於て空氣の流動する速度を 2.5 m/sec. と假定すれば

(7) 式に依り α_i は

$$\alpha_i = 2.5^{0.78} \times 0.35^{-0.22} \times 5.3 \approx 13.6 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

外気の「シールド」表面の平均風度を 6 m/sec と假定すれば
 $\alpha_0 = 60.78 \times 0.35 - 0.22 \times 5.3 = 27.0 \text{ (Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)}$

襞附面に對する表面傳熱率 α'_0 は(13)式に依り

$$\alpha'_0 = 27.0 \times \left(1 + \frac{2 \times 0.06 - 0.014}{0.065} \right) = 71.0 \text{ (Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

「シールド」の厚さを 10 mm とすれば(5)式より K の値は

$$K = \frac{1}{\frac{1}{13.6} + \frac{0.01}{45} + \frac{1}{71.0}} = 11.4 \text{ (Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

依て左右兩「シールド」よりの放熱量は(4)式に依り、

$$2W_s = 2 \times 11.4 \times 0.5 \times 38 \times \frac{1}{860} = 0.5 \text{ (kW)}$$

内氣を媒介とする放熱量の和は、

$$W_1 + 2W_s = 0.8 + 0.5 = 1.3 \text{ kW}$$

回轉子損失と内扇損失との和

$$L_{cu2} + L_{cw} = 1.0 + 0.4 = 1.40 \text{ kW}$$

放熱容量は 0.1 kW の不足となるも、幅射放熱を見込めば充分と見ることを得る。

次に全熱損失より「シールド」の放熱量を引くと

$$W_{fr} = 3.6 - 0.5 = 3.1 \text{ kW}$$

又「フレーム」の襞有るものとしての表面傳熱率 α'_0 は、(13)式に於て、襞の平均「ピッチ」 50 mm 、平均高さ 90 mm 、襞根元の幅 15 mm 、とすれば

$$\alpha'_0 = 29.1 \times \left(1 + \frac{2 \times 0.09 - 0.015}{0.05} \right) = 125 \text{ (Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C})$$

襞附面を平面と看做せる面積を 1.3 m^2 と定めれば、外氣の平均溫度は 22°C なる故、襞根元の溫度 θ_1 は(11)式より

$$\theta_1 = \frac{3.1 \times 860}{125 \times 1.3} + 22 = 38.5^\circ\text{C}$$

第一表 各種材料の熱傳導率 λ Kcal/mh°C

材 料	λ	材 料	λ
電 気 鐵 板	* 50	絹 (乾)	0.045
鑄 鐵	45	アスベスト	0.15
軟 鋼	50	生 マ イ カ	0.31
銅	330	マイカナイト	0.17
真 鑑	85	レヂスチット	0.22
アルミニウム	175	空 気 (0°C)	0.0203
紙	0.155	" (20°C)	0.0216
ゾレツスパン	0.145	" (40°C)	0.0228
エムバイヤクロース	0.29	" (60°C)	0.0240
綿 (乾)	0.053		
綿 (處理)	0.21		

* 積重ねに沿へる方向

次に固定子導體と、鐵心齒部分の溫度差 $(\theta_{cu} - \theta_t)$ は(14)式に於て、溝絶縁の鐵心内に於ける總表面積 1.9 m^2 、溝絶縁

の厚さ 1.0 mm 、其熱傳導率 $0.15 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$ 、溝絶縁間の空隙を 0.3 mm 、と假定、其熱傳導率 $0.024 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$ とすれば

$$\theta_{cu} - \theta_t = \frac{0.9 \times 860 \times \left(\frac{0.001}{0.15} + \frac{0.0003}{0.024} \right)}{1.9} = 8^\circ\text{C}$$

鐵心内は溫度一様と看做し、鐵心外周表面と、「フレーム」外壁面との溫度差 $(\theta_0 - \theta_1)$ は(15)式に於て、「フレーム」内面と鐵心外面との接觸面積は 0.36 m^2 、「フレーム」壁の厚さ 14 mm 其傳導率 $45 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$ 、「フレーム」内面と鐵心外面間の空隙を平均 0.05 mm 、と假定すれば

$$\theta_0 - \theta_1 = \frac{1.9 \times 860 \times \left(\frac{0.00005}{0.024} + \frac{0.014}{45} \right)}{0.36} = 11^\circ\text{C}$$

依て導體と「フレーム」表面との溫度差(16)式より

$$(\theta_{cu} - \theta_1) = 8 + 11 = 19^\circ\text{C}$$

$$\therefore \theta_{cu} = 19 + 38.5 = 57.5^\circ\text{C}$$

周圍溫度を 20°C とした爲、導體の溫度上昇は、

$$57.5 - 20 = 37.5^\circ\text{C}$$

實測の結果は固定子卷線溫度上昇は抵抗法で 41°C であつた。

4.2 波型冷却器附全閉型電動機の計算例

本例に於ては前例と趣を異にし、第五圖に示せる波型冷却器附全閉型電動機の實測に依る諸數値を、前章 3.3 の計算式に當て候めて驗算を行つて見る、試験に供せる電動機の諸要目は次の如くである。

型式 MRr 295/34-8 容量 200 kW 連續、回轉數每分

740、實測に依る諸數値

周圍溫度 13.5°C

外氣の流入溫度、 $t_0' = 15.5^\circ\text{C}$ 、外氣の流出溫度、 $t_0'' = 23^\circ\text{C}$ 内氣の冷却器入口溫度、 $t_i' = 47.5^\circ\text{C}$ 、内氣の冷却器出口の溫度、 $t_i'' = 39^\circ\text{C}$

外氣の風速、 $v_0 = 7 \text{ m/sec}$ 、内氣の風速、 $v_i = 6 \text{ m/sec}$ 、全熱損失、 $\Sigma L = 12.6 \text{ kW}$

尚冷却器の寸法は下記の通り、(第六圖参照)

内氣、外氣の通風溝、 $a = 300 \text{ mm}$ 、 $b = 15 \text{ mm}$ 、

冷却器の有効長さ、 $l = 1400 \text{ mm}$ 、波數、33山

全冷却面積、 $F = 32 \text{ m}^2$ 、

内氣、外氣の平均溫度差は、(22)式に於て、

$$\Delta' = t_i' - t_0' = 47.5 - 15.5 = 32^\circ$$

$$\Delta'' = t_i'' - t_0'' = 39 - 23 = 16^\circ\text{C}$$

$$\therefore (t_i - t_0) = \frac{32 - 16}{\log_e \frac{32}{16}} = 23^\circ\text{C}$$

通風溝の等價圓管の直徑は、 $d_e = \frac{4 \times 0.015 \times 0.3}{0.615} = 0.03 \text{ m}$

内外気の表面傳熱率 $\alpha_i \alpha_0$ は、(6)式に依り、

$$\alpha_i = 24 \times 1.4^{-0.05} \times 0.03^{-0.16} \times 60.79 \times 0.16 = 27.0 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

$$\alpha_0 = 24 \times 1.4^{-0.05} \times 0.03^{-0.16} \times 70.79 \times 0.16 = 30.6 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

冷却壁を通じての熱通過率 K は(19)式に依り

$$K = \frac{1}{\frac{1}{27.0} + \frac{1}{30.6}} = 14.4 \text{ (Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C)}$$

冷却器の全放熱量 W_2 は(18)式に依り

$$W_2 = 14.4 \times 32 \times 23 \times \frac{1}{860} = 12.3 \text{ kW}$$

上記計算の如く冷却器の放熱量は 12.3 kW、實際の熱損失は 12.6 kW にして、不足分 0.3 kW は外被表面よりの輻射に依り放熱せられたるものと解するを得る。本電動機の溫度上昇は固定子線輪に於て 54°C (抵抗法) といふ結果を得たもので、この溫度と内氣の平均溫度上昇との差は、 $54 - (\frac{47.5+39}{2} - 13.5) = 24.3^\circ\text{C}$ といふ平均溫度差を見出した。即ち前章に於て述べた如く全閉型電動機線輪の溫度上昇 (抵抗法) と、内氣の平均溫度上昇との差は $15^\circ\text{C} \sim 25^\circ\text{C}$ の範圍内にあることが判る。

5. 結 言

以上に於て空氣に依り冷却する全閉型電動機を外被を通風せざる型、外被を通風し内部空氣を循環せしむる型及び空氣冷却器を具へる型の三種に分類し夫々小容量、中容量、大容量に適することを説明しその冷却効果の計算法を述べた。それら計算法に於ける特異な點を列記すれば

1、外被に通風せざる全閉型の放熱容量を $12 \sim 16 \text{ Watt/m}^2 \text{ C}$ とした。(3.1)

2、外被通風の風速の算出法を述べた。(3.2.i)

3、内部循環空氣の風速 w を $w = (0.12 \sim 0.16) u$ とした。(3.2.i)

4、内部循環空氣に依つては回轉子熱損失及び内部風損のみが運び去られるとした。(3.2.ii)

5、壁附壁面の表面傳熱率 α'_0 を $\alpha'_0 = \alpha_0 \left(1 + \frac{2H-b}{P}\right)$ で表はした。(3.2.iii)

6、固定子熱損失が外被に傳導放熱される場合は、固定子鐵心外周と外被内面との間に空隙が存在するとした。(3.2.iii)

7、卷線が循環空氣の媒介に依つて放熱冷却せられる場合は後者は前者の溫度上昇限度 (抵抗法) より $15^\circ\text{C} \sim 25^\circ\text{C}$ 低温でなければならない。

(3.2.ii)(3.3)

上記の如き計算法は數多の製品に就いて驗算を行つた結果實用上差支へない正確さを得たのであるが、弊社電動機と構造の甚しく異なるものでは必ずしも同じ正確さは得られないかも知れない。尙前記の數式或は數値に就いては主として下記を参照したものである。

大賀恵二著 傳熱諸論とその適用

機械學會編 機械工學便覽

Liwschitz-Glöckner : Die elektrischen Maschinen B. II.

Liwschitz : Die elektrischen Maschinen B. III.

追記 本文校正を完了した時偶々 ETZ 1938 H. 23 (S. 61)

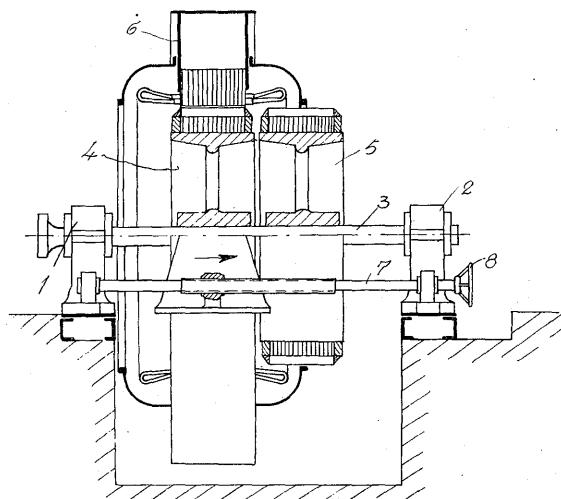
1) に本文第八圖に於ける δ' の存在を裏書きした記事を見た。

δ' の大きさの推定等が暗合したのも面白いと思ふ。

可變速度同期電機

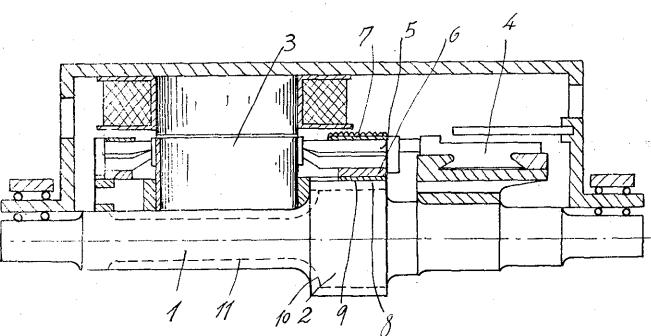
(實用新案登録第二五三〇九三號)

落差運動の激しい水力發電設備、又は著しく違つた速度を以て規定運轉されるべき船舶電氣的運轉設備に於ては、夫々の回轉數に於て高能率運轉を行ふ爲に極數切換型同期電機を使用することが屢々ある。然るに此の様な極數切換へは、異なる回轉數の比が整數の範囲の場合には固定子極數切換と、磁極輪磁極の並列、直列接續に依つて簡単に行はれるが、回轉數比が整數でない場合には磁極極數の並列或は直列接続法は使用することが出來ない。此の様な場合に最も適した構造を提案したのが此處に紹介する考案であつて、之れは圖に示す様に違つた磁極對數を持つて居り且相並べて配置された複數個の磁極輪 4, 5 を具へた回轉子と、唯一個の所望時に何れかの磁極輪と共に操作する様に軸方向に摺動的に配置された固定子とを以て同期機を構成したことを要旨とするものである。1, 2 は軸承、3 は回轉軸、7 は固定子脚體を貫通して手動輪 8 を以て回動される螺桿であつて、之れにて固定子が隨時軸方向に偏位されるものである。此の様な考案に依れば圖に明かな様に、固定子は回轉子の何れとも容易に對向せしめられ得る様になつてゐる爲に、回轉數變化の際、磁極對數の變化は固定子に於てのみ必要となり、從つて回轉數比が整數でない場合に於ても簡単、有效地に固定子並に磁極輪の極數も所望値に指定することが出來、而かも斯種目的に對し從來採用された様に、異なるたる極數の二種の電機を軸方向に並べて配置する場合より材料は節約され、且構造構簡單にして優秀な可變速度同期電機が得られるに至る。(佐藤)



高速度整流子電動機

(實用新案登録第二五三一〇一號)



此の考案は簡単な構造を以て高速度に適した整流子電機に関するものであつて、圖に示す様に回轉軸 1 に電機子 3 と整流子 4 との間に於て略卷線 5 の内周に迄達する擴大部 2 を設けたことを要旨とするものである。7 は絶縁層 6 を介して卷線 5 を擴大部 2 上に締付ける緊縛線、8 は擴大部 2 の周面に設けられた冷却溝であつて金屬筒 9 に依つて覆はれ、切込 10 に依つて回轉軸冷却溝 11 と連結されてゐる。

此の考案に依れば前記の説明に明かな様に、高速度回轉に於ては回轉軸の慣性「モーメント」が擴大部 2 に依つて著しく増大される爲に、彈性に依る歪が減少され、從つて限界回轉數を著しく高く選定することが出來、更に回轉軸擴大部を同時に卷線支持體として利用することが出来る效果が得られる。(佐藤)



*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。