自動車用放熱器の放熱能力に就て⁽¹⁾

(昭和15年9月25日 第379回講演會に於て講演)

正員 梅原 半二⁽²⁾

1. 序 言

自動車用放熱器の放熱能力を向上させるために、これに參與する各因子を一つづつ取上げ、その各々に就て能力に影響を及す度合を探索して、最後にこれ等を総合すると云ふ見地から、流量、通風量、材料の熱傳導率、形状等に就て二三の實驗及び計算を行ひ、又鉄板製放熱器の放熱能力を測定して、黄銅製に比較して能力の低下が少く、熱傳達の見地からは、鉄板を以て銅資源節約の目的を達成し得る事を示した。

2. 使用した放熱器と實驗裝置

放熱器の構造には種々の型式があるが、現今自動車用としては、第1図に示す如き水管型 (Pipe and fin type) と第2図に示す如き波型 (ハリゾン型) の2種が最も多く使用されてゐる。水管型は冷却水がつまる度合少く、修理が簡単であるので、我が国自動車界では漸次この型式を採用しつつある。本研究に於ては専ら水管型のみを取扱つた。使用した放熱器はトヨタ GB 型 (第3図) で、コアは縦 600 mm、

第1図 水管型放熱器

第2図 波型放熱器

第3図 トヨタ GB 型放熱器

第4図 水管の断面

横 440 mm、奥行 65 mm、水管は 8 mm 置きに 1 列 56 本を 4 列に配列し、水管の断面は第4図 (a) に示した。放熱板 (Fin) は 0.13 mm 厚の黄銅板で、210 枚を有す。

實驗裝置は第5図に示した通り、風洞の入口近くに放熱器、出口にファンを置き、風速は風速計で測定し、冷却水の循環は渦巻ポンプに依り、流量は放熱器出口で重量に依て測定した。熱源は蒸気を用ひ、風洞内の風圧はマイクロメータで

(1) On the Capacity of Automobile Radiator. (2) Hanzumi UMEHARA, Member. Toyota Zidōsha Kōgyō Kaisya, Ltd., トヨタ自動車工業會社。

第 5 図 実験装置の説明図

第 6 図 風 洞

1/100 mm まで正確に測った。第 6 図は風洞の写真で、1 本のパイプを験してゐる場合を示す。

実験は空気入口温度 25°C、温水入口温度 50°C 内外の所で行った。

3. 流量に依る影響

冷却水と水管壁との間の熱傳達係数は流量に依て変化する。又冷却水の流量が多くなると水の入口と出口との温度差は小さくなり、水と空気との平均温度差は増大する。従て流量に依る影響は、熱傳達係数の変化に依るものと、平均温度差の変化に依るものと二つに分けて考へる。

第 7 図は実験の結果で、中央の曲線は入口における水の温度 T_1 と入口における空気の温度 t_1 との温度差 1°C 當り放熱量 Q' を現はす。放熱器の全放熱量 Q は

$$Q = Q' (T_1 - t_1)$$

となる。図に示す通りこの Q' の値は流量が増大すると共に増加する。併しこれを平均温度差 1°C 當りに換算すると上部の曲線となる（放熱器は直流流をなすので平均温度差はヌーセルトの計算結果を用いた）。この曲線に依れば流量約 15 l 毎分以上の所では流量に依る影響は無い。即ち水側

(3) H. Lorenz; Abhandlungen aus den Aerodynamischen Institute, Aachen. Heft 13 (1933).

第 7 図 放熱量の流量に依る影響
(風速 3.65 m/s の場合)

第 8 図 水管の抵抗

第 9 図 機関の運転状態における流量の測定

[昭和 17 年 11 月]

傳熱係数の変化は認められないので、流量に依る影響は専ら平均温度差の変化に依るものと考へて大差ない⁽³⁾。

一方 1 本の水管に就て抵抗を測定すると、第 8 図の如く流速 0.7 m/s 辺りで層流から渦流へ轉ずる。然るにこの点は約 200 l/mn の所に相當し、本実験は全部に亘つて層流状態の所を行つてゐる。尙機関の運轉状態における流量は、拔山博士の行はれた方法を用ひた⁽⁴⁾。第 9 図は縦軸に水嵩、横軸に水量を取つたポンプの性能曲線で、これと放熱器の抵抗曲線との交点における横軸の読みが流量となる。例へば 2 200 rev/mn の所では 61 l/mn が流量となり、自動車の運轉状態に於ても冷却水は層流流動を行つてゐることを示す。

一般に水側熱傳係数の影響は渦流流動の所に於ても、放熱器全体としては放熱量に著大の影響を及ぼさぬが、熱交換は渦流状態に於て行はしめる方が望ましい。そのためには現在のパイプを細くして断面積を小さくし流速を早くするか、又はパイプに適當な凹凸を與へて低速に於て渦流状態に轉換させるか、又はポンプの能力を大にして流量を大ならしめなければならない。

4. 放熱板内における熱傳導

放熱板の内部における熱傳導に就ては著者は先に小論文を發表したが⁽⁵⁾その際は一次元の場合を取扱ひ、パイプの形状に就ては論じなかつた。こゝでは第 10 図に示す如き楕円管

第 10 図

が間隔 $2l, 2b$ で x, y の方向に無限に配列され、その間に厚さ t なる薄放熱板が張られ、楕円の周辺が等温に保持され、放熱板の両面から空氣に熱傳達係数 α を以て放熱が行はれるときの放熱量を計算する⁽⁶⁾。材料の熱傳導率を λ とし、板の厚みの方向における温度勾配は無いものと仮定し、放熱板内の温度を T 、空氣の温度を零とし、一管の中心を原

点に取り、楕円の長径短径を、 $2b, 2l$ とする。この場合の熱傳導の式は

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \left(\frac{2\alpha}{\lambda t} \right) T$$

今 $2\alpha/\lambda t = N^2$ とすれば

$$\nabla^2 T = N^2 T \dots (1)$$

境界条件として

$$\left. \begin{aligned} x=l, \quad \partial T / \partial x &= 0 \\ y=0, \quad \partial T / \partial y &= 0 \\ y=b, \quad \partial T / \partial y &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

を取り、これに適する T の値を求むれば

$$T = \sum_{n=0}^{\infty} A_n \cosh \sqrt{N^2 + \frac{n^2 \pi^2}{b^2}} (l-x) \cos \frac{n\pi}{b} y \dots (3)$$

係数 A_n は $x=0$ の境界線における条件で決定する。

今この境界条件として

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} &= c, \quad 0 < y < d \\ &= 0, \quad -d < y < b \end{aligned} \right\} \dots (4)$$

を取れば次の解を得る。

$$T = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{B_n \cosh \sqrt{N^2 + \frac{n^2 \pi^2}{b^2}} (l-x)}{\cosh \sqrt{N^2 + \frac{n^2 \pi^2}{b^2}} l} \cos \frac{n\pi}{b} y \dots (5)$$

こゝに

$$\left. \begin{aligned} B_n &= 2c \sin \frac{n\pi}{b} d / n\pi \phi_n \\ B_0 &= dc / \phi_0 b \\ \phi_n &= \sqrt{N^2 + \frac{n^2 \pi^2}{b^2}} \tanh \sqrt{N^2 + \frac{n^2 \pi^2}{b^2}} l \end{aligned} \right\} \dots (6)$$

かくて計算した T の値は境界条件として (2), (4) を取つた場合の (1) の解である。 $x=0, y=d$ なる点を通る等温線は

第 11 図 $Nl=1$ の場合

第 11 図に示す如き楕円類似のものとなり、 $y=0$ から流入する熱量からこの楕円形の等温線までに放熱する熱量を差引けば楕円境界から放熱する熱量を計算できる。水管壁と空氣との温度差 1°C に対する放熱量は、 T_B を境界における壁と空氣との温度差とすれば

$$Q' = \frac{\lambda t c d - 2\alpha \oint T dx dy}{T_B} \dots (7)$$

茲に $\oint$ は $x=0$ と楕円曲線との間の平面の積分を表はし数値計算には図式解法を用ひる。尙この

(4) 拔山四郎、棚澤泰、自動車用ラヂエーターの性能試験、昭和 12 年、機械学会名古屋講演會（未掲載）。(5) 梅原半二、機械及電気、2, 11（昭和 12-11）1921 頁。(6) L. Richter, "Kühlungsfragen bei Fahrzeugen." Forschungsheft, 300, 67 頁に於てこれに類似の問題を取扱ひ、数値計算法を以て解き得ることを述べてゐるが實際に計算をしてゐない。

式で求めた境界線が所期の楕円に接近しない場合には (4) 式の周辺条件の代りに

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0} &= c, & 0 < y < d' \\ &= \zeta c, & d' < y < d \\ &= 0, & d < y < b \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

(8) の条件を入れて上記と同様にして解く。 d' , ζ をいろいろに変えて d を通る等温線が楕円に近いものを取って計算すれば良い。

水管が $d=b$, $e=0$ となつた極限の場合が放熱量最大となるのでこの Q' を $Q'_{\max}$ とすれば⁽⁷⁾

$$Q'_{\max} = 2\alpha b l \tanh Nl / Nl \dots\dots\dots (9)$$

となり

$$\eta = Q' / Q'_{\max} \dots\dots\dots (10)$$

(10) 式の η を以て放熱能力を論ずる。

第 12 図 楕円の形状が放熱板の能力に及ぼす影響 ($Nl=1$, $l=b=0.01$ m の場合)

第 12 図はこの計算の一例で長径一定なときは楕円の短径のある値に対して η が最大となる。又パイプが厚みを持つ以上は長径は全面に亘つたものより小さい適當の値を取つた方が放熱量が大きくなる事が明確となる。これ等の事実は物理的には次の様に説明できる。放熱能力の大なるためには放熱面積が大である事と、パイプの周囲の長さが長い事を必要とする。パイプの厚みを無くすると、放熱面積は最大となり放熱能力増大の因子となるが、他面楕円の周囲の長さが短くなるので放熱能力低下の因子となる。これ等相反する二つの因子が結合するから最大能力の点が生ずるのである。

5. 普通パイプと流線型パイプとの比較

一般に放熱面積等しき場合には抵抗を小さくして通風量を多くした方が有利である⁽⁸⁾ 細い水管の方が放熱成績の良好な

(7) 脚註 (5) と同じ。

(8) 脚註 (4) と同じ。

第 13 図 流線管と普通管の比較 (流水量 20 l/mn の場合)

ことは既に知られてゐる事実であるので、流線型管を以て放熱器を作成して、これと普通管との比較実験を行つた (第 4 図)。第 13 図に於て上部の曲線は放熱量を示し、下部の曲線は抵抗を示す。放熱量は風速の小さい所では普通管の方が流線管より小さいが、風速が大となると、この反対となる。一方抵抗は流線型のものの方が絶えず小さい。自動車用放熱器では抵抗が多くなれば通風量は小さくなるので、抵抗を等しくして流線型の放熱曲線を書き直すと図の点線となり、常に普通パイプの上になる。即ち流線型パイプの有利なるを示す。

第 14 図 放熱量の風速に依る影響 (流水量 20 l/mn)

第 15 図 空気側表面熱傳達係数

6. 空気側表面熱傳達係数

第 14 図は前述の風速放熱量の曲線であるが、これを平均温度差 1°C 當りに換算すると上部の曲線となる。この曲線は風速の増加と共に熱傳達係数 α の増大することを意味する。これから α が算出される

$$Q' = \alpha (F_1 + F_2 \eta \tanh Nl / Nl) \dots\dots\dots (11)$$

茲に $Q' =$ 平均温度差 1°C 當り放熱量 Cal/h

$F_1 =$ 直接放熱面積 $= 3.2 \text{ m}^2$

$F_2 =$ 間接放熱面積 $= 12.0 \text{ m}^2$ (水管部の断面を含む)

η は前述の係数で、今仮りにこれを 0.93 と取る。 $\lambda=100$, $t=0.00013$ m, $l=0.004$ m とすれば α に対して Q' が計算できる。これを第 14 図の Q' と対応させて α を出した。

第 15 図はこの計算結果である。従来この場所における α の測定値は著しく小さいのであるが⁽⁹⁾ これは放熱板と水管

[昭和 17 年 11 月]

とのほんだ付けが不良なことに起因してゐる。本実験の値は断面の相当直径 (equivalent diameter) を算出し、円管の公式に入れて計算したものと凡そ一致してゐる⁽⁹⁾。

7. 鉄板製放熱器

鉄板に直角に熱の通る場合の抵抗は表面抵抗に比し極めて小さいものであるから、水管部を鉄板に代用するも能力低下は起きないので、熱が鉄板に添つて移動する放熱板について論ずる。

前述の α の算定に使用した (11) 式に於て η を 0.93 と仮定し、鉄の熱伝導率 $\lambda=40$ を代入すれば、これに相當する

Q が算出される。これを黄銅製のものと比較すれば $\alpha=36$ (風速 2.8 m/s) の所では 3.3%, $\alpha=49$ (風速 4.8 m/s) の所では 3.8% の能力低下を来す。

この低下は風速が著大となればなる程大きくなるけれども、自動車に於ては放熱器の能力は低速の所で問題となるのであるから、この程度の低下は支障なきものと認められる。

第 16 図は実験結果で、第 17 図はトヨタ製作工場内における試験装置に依てなした結果で、何れも鉄板製放熱器の能力低下僅少で熱伝導の見地からは現在の黄銅板を鉄板に代用なし得ることを示す。尚鉄板に就ては腐蝕の問題があるが、本文ではこれを取扱はなかつた。但し特種めっきをなしたものを使用すれば相當耐蝕なし得るものと信ずる。

8. 付 言

自動車の冷却装置としては放熱器以外のファンとか或はエンジン内部の冷却水通路とかに就て充分なる考慮を要する。講演では二三この問題に就ても論及したがこれを省略する。本研究に際しては東北帝国大学の抜山四郎博士から絶大なる御指導を戴いた。棚澤 泰博士、鈴木隆一氏からも有力なる御助言を得、実験には島津勝次郎、松本保信、森 甚一郎等の諸氏の助力を得た。又鉄板はすべて高砂鉄工會社製のもので同會社の好意に依る。

尙本研究の費用の一部は學術振興會の補助に依る。

第 16 図 鉄板製と黄銅製の比較
(流量 20 l/min)

第 17 図 鉄板製放熱器の黄銅製との比較 (風速約 10 m/s)

(昭和 17 年 6 月 20 日受付)

(9) 西脇仁一、清水 浩、川口恒夫、航空研究所彙報、183 (昭 14-10)、325 頁。

(10) 大賀恵二、傳熱諸論と其適用、205 頁。