621. 224. 011

新伝熱管の性能研究 (第 1 報)*

中村 行三** 福永 節夫*** 松下 正幸****

Researches on New Heat Transmitting Tubes (1st Report)

by Kōzō NAKAMURA, Setuo FUKUNAGA and Masayuki MATSUITA

We have obtained the heat transmitting tubes of a new type which are easy to make and superior in point of heat transmission. These new tubes are the ones equipped with one or two plane axial fins perpendicularly on the outer surface of circular tubes. Our researches were carried out measuring the heat quantity absorbed in water, flowing through the tubes which were held perpendicularly to the flow of air of 80°C . The main results of our researches are as follows:

(1) The characteristic of the tube having two fins, stretching in axial direction on its front surface is influenced by air velocity, the angle 2θ between the two fins, holding at the center of tube and fin height. Among these factors the second must be attended especially. The tubes having the fins of proper angle ($2\theta=20^{\circ}\sim 60^{\circ}$) and proper height on its front surface are most useful.

(2) The tube having an axial fin of larger height on its front surface against the air flow is also useful.

1. 緒 言

伝熱管として最も一般的なものは円管であるが、この伝熱能力を高めるために、状況に応じて主として管の外表面に種々の形状の突起をもうけることが行われる。フランジ付管、針付管、エロフィン管、ユーフィン管など種々の型式がある。しかし、これらの伝熱管の製作は必ずしも簡単ではなく、また掃除はやりにくい。よって、これらの伝熱管よりも構造が簡単で伝熱性能がすぐれ、かつ製作容易なものを求めて種々検討の結果、直交流の場合に使用して性能がきわめて優秀なひれ付の新しい様式の伝熱管を得た。

2. 新伝熱管

内部に流体の通っている円管、円管群あるいはその他の伝熱管に対し、管軸に直角に、たとえば熱ガスがあたるときの伝熱現象については多数の研究がある。流れに直角に置かれた円管の外表面における熱伝達率は管外表面における境界層の状態によって決まり、したがって管表面上の場所により、また同一場所においては管外を流れるガスの流速によって異なる。大略の傾向をいえば、一般に流れの方向に対して円管の前後において大きく、両側で小さいが、レイノルズ数が大

きいときは境界層のはく離点付近において著しく大きい所ができる⁽¹⁾。著者は円管両側外表面上の熱伝達率をレイノルズ数の値いかににかかわらず、円管の前後におけるそれに余り影響を与えることなしに、簡単な方法で増大することができないものかという考えから出発して、結局次のごとき円管に最も近い形のひれ付管を得た。

(1) 第 I 号伝熱管 これは第 1 図 (a) に示すごとく、管外の流体の流動方向に対して、対称の位置にあって中心角 2θ を含む、管軸方向に伸びた 2 枚のひれを有する管である。管の内直径を d_i 、管壁の厚さを δ 、ひれの高さを h 、ひれの厚さを δ' とする。

(a) I 号管 (b) II 号管 (c) III 号管
第 1 図

(2) 第 II 号伝熱管 これは第 1 図 (b) に示すとおり、第 1 図 (a) における ひれ の一方を取り去ったものに相当する。

(3) 第 III 号伝熱管 これは第 1 図 (a) において、 $2\theta=180^{\circ}$ にとり、管全体を管軸の回りに 180° 回転して両ひれを管外流体の主流方向に一致せしめたものに相当する。第 1 図 (c) はこれを示す。

以上の各伝熱管において、管の外表面にうけた

* 昭和 30 年 9 月 22 日 北陸地方講演会において講演，原稿受付 昭和 30 年 10 月 28 日。

，* 正員，大阪府立大学。

**** 准員，大阪府立大学。

ひれを連続または不連続とすることができる。今回の実験に使用した新伝熱管は連続のひれを有するものである。第1図に示した記号を用いていえば $d_i = 36.4 \text{ mm}$, $\delta = \delta' = 0.8 \text{ mm}$ である。ひれの高さおよびその中心角は次のごとくである。

(A) 第I号伝熱管

(i) $h = 6 \text{ mm} \cdots \cdots 2\theta = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ, 90^\circ$

(ii) $h = 10 \text{ mm} \cdots \cdots 2\theta = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 180^\circ, 240^\circ, 270^\circ, 320^\circ, 340^\circ, 360^\circ$

(iii) $h = 14 \text{ mm} \cdots \cdots 2\theta = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ, 90^\circ$

これらの新伝熱管のうちで $2\theta = 0^\circ, 360^\circ$ のときはいずれもひれが1個の場合である。

第2図の上図は $2\theta = 60^\circ$ の場合の例を示す。

第 2 図

(B) 第II号伝熱管 この場合には

$h = 10 \text{ mm}$, $\theta = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 180^\circ$

とした。

(C) 第III号伝熱管 この場合は $h = 10 \text{ mm}$, 14 mm の2種とした。

以上の各種伝熱管における管とひれはいずれも同一材質の黄銅であって、両者はろう付して結合した。なおひれを有しない同質同一寸法の黄銅円管を用意し、この単純円管の伝熱性能を比較の規準とした。

3. 実験 法

(1) 実験装置 実験に使用した伝熱管は上述のとおりである。しかし実験に際しては、各伝熱管とも第2図の下図に示すごとき銅管製の中空中子を管内に同心にそう入して、伝熱管内に環状流路を形成せしめた。伝熱管は垂直に保持され、この環状流路中を水が下から上に通るのであるが、中子を入れたため管内における水の流速を高める結果となって対流作用の生起による測定値の混乱を防止⁽²⁾できた。

実験装置の主要部は、第3図に示すごとく、空気循環流路と水流路とからなっている。前者中をガスおよび電熱によって 80°C に加熱した空気を2IPの軸流送風機を用いて $3.5 \sim 8.0 \text{ m/s}$ で回流せしめる。このとき測定部分の流路におけるレイノルズ数は $Re = (7.38 \sim 16.87)10^4$ である。伝熱管をそう入する上述の測定部分は上下に長い $40 \text{ cm} \times 49 \text{ cm}$ の長方形断面、長さ 266 cm の直線流路で、この流路の入口から 193 cm の所に伝熱管を垂直に取付ける。空気の流れと温度はそれぞれ伝熱管の前方 30 cm および 56 cm の断面においてピトー管と水銀温度計によって測定する。この直線流路の少し前方の曲線流路中の案内羽根流路の入口に

弁が設けてあって、これによって直線流路中の空気速度がほぼ一樣になるように調節しなければならぬ。なおガス燃焼炉は垂直軸の回りに回転でき、これによっても空気速度が調節できるようになっている。

次に水流路について述べる。水は水道水であり、水道せんを開放して上部水そうに注入あふれ出させることにより一定の水頭とし、これから導管によって伝熱管に送られる。水はこの中を下から上に流れ、量水計、下部水そうを経て放出される。水路内の水温は、伝熱管の入口において、水銀温度計によって測る。伝熱管通過中に熱を受けて上昇する水温は、伝熱管の入口および出口において管路にそう入されたベックマン温度計で測定する。水の流量は長方形せきを有する量水計によって測定でき、また水の流量したがって流速の調節は伝熱管を出て後の、水路の一部にそう入されたゴム管を絞ることによって行われる。実験に際しては管内の水の流量は一定値 $1/6 \text{ kg/s}$ に保った。したがって伝熱管内の環状流路における水の速度は 0.351 m/s 一定となる。なお、このときのレイノルズ数は、水温が $8 \sim 10^\circ\text{C}$ のとき $Re = 610 \sim 650$ であって、管内の水流は層流の状態にある。

(2) 熱貫流率と熱伝達率 上述の伝熱管の場合のごとく半径に比べて厚さの薄い円管で、管の熱伝導率が大であり、内外面における熱伝達率に大差があるときは、表面積 $F \text{ m}^2$ の円管壁を通過する熱量 Q に対して次の式がある。

$$Q = kF(\theta_A - \theta_I) \text{ kcal/h}$$

ここに k は熱貫流率 $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ であり、 d_a を円管の外径 m , l を円管の長さ m とすれば、 $F = \pi d_a l$ である。また θ_A は管外の熱空気の温度 $^\circ\text{C}$, θ_I は管内の水温 $^\circ\text{C}$ である。

ひれ付の新伝熱管に対しても、ひれによる表面積の

1. 加熱空気回路 2. 電動機 3. 送風機 4. ガスバーナ 5. ガス燃焼器 6. 電熱器 (1kW×6)
7. 可変抵抗器 8. 9. 整流板 10. 整流片 11. 給水管 12. 上部水そう 13. 冷却水導管 14. 試験用伝熱管 (38φ) 15. 中子 (伝熱管内部) 16. 冷却水流量調節用縮弁 17. 水銀温度計 (冷却水)
18. ベックマン温度計 (入口) 19. ベックマン温度計 (出口) 20. 量水計 21. 下部水そう 22. ピトー管 23. 静圧導管 24. 全圧導管 25. 傾斜マンノメータ (7°) 26. 水銀温度計 (加熱空気) 27. あふれ水導管 28. 煙突 29. Vベルト 30. 回路支持台 31. 水そう支持脚

第 3 図

増加を考慮せずに管の表面積を $F=\pi d a l$ として上式を適用するときの熱貫流率を K とすれば、これはひれ付管の見掛けの熱貫流率となる。この二つの熱貫流率 K , k を比較することによって、ひれのない単純円管の場合に対し、新伝熱管におけるひれの効果を知ることができる。

なお実験中管内の流速はすべての場合において常に 0.351 m/s 一定に保ったから、実測から得られる熱貫流率、したがってこれに近似的な伝熱管外表面における平均熱伝達率から新伝熱管の性能を互に比較することができる。

4. 実験結果

上述のごとき要領によってひれ付の新伝熱管における熱貫流率に対する諸因子の影響を知ることができた。

(I) 第 I 号伝熱管

(a) ひれ角、ひれ高さと熱貫流率との関係

ひれ高さ $h=6$ mm, 10 mm, 14 mm の各場合に対し、伝熱管に直角にあたる熱空気の流れ速度 u を変化して各ひれ角の場合について熱貫流率 K を求め、第 4 図、第 5 図および第 6 図に示した。各図において各ひれ角に対する K , u -曲線は熱空気の流れ速度が低い間は直線であ

るが、空気速度が高くなると傾きの異なる曲線に移行するようである。各曲線はだいたい平行なものの多いが、中には傾きのかなり違ったものもある。これはひれによって発生される渦の複雑な状態に基くものと考えられるので、これは別に研究中である。

各図において単純円管として示した曲線はひれを

第 4 図

第5図

第6図

有しない標準円管に対するものである。ひれの高さが一定のときは、ひれ角いかにによって単純円管より著しく性能がよい場合が多いが、逆の場合もあることが

第7図

わかる。

第7図は $u=5 \text{ m/s}$ の場合について、熱貫流率に及ぼす ひれ角 と ひれ高さ の影響を示したものである。この図から次の事実がわかる。

(i) $h=10 \text{ mm}$ の場合からいえば、ひれ角 $\theta=0^\circ \sim 60^\circ$ の範囲においては新伝熱管は単純円管よりも性能がすぐれ、特に θ が 20° くらいのときが最も優秀であって、その熱貫流率は単純円管のその約1.6倍に達する。 $\theta=60^\circ \sim 180^\circ$ の範囲の ひれ は有害である。

(ii) ひれ高さの値いかにによって、その伝熱管の熱貫流率の最大値とこれを生ずる ひれ角 は異なる。ひれ高さを余り高くしても効果は必ずしも比例せず、通風抵抗増加の見地から不利となる。したがって管外径 38 mm の今回の場合には、高さ 10 mm 程度の ひれ を中心角 $2\theta \approx 40^\circ$ に取付けるのが最もよいと考えられる。

(iii) $\theta=0^\circ$ の位置に ひれ を1枚だけつけることは ひれ高さ が高いときは割合有効である。たとえば $h=7 \text{ mm}$ 程度の ひれ 2枚を $2\theta \approx 40^\circ$ につけるよりは、 $h=14 \text{ mm}$ の ひれ 1枚を $2\theta \approx 0^\circ$ の位置に取付ける方が場合によっては有利であろう。 $\theta=180^\circ$ の位置に ひれ 1枚つけることは無意味である。

(iv) $h=10 \text{ mm}$, $2\theta \approx 40^\circ$ の新伝熱管が最も優秀であるが、状況によっては $h=20 \text{ mm}$, $\theta=0^\circ$ の場合も採用の価値が十分あるものと思われる。

(b) ひれ取付けの良否および ひれの材質と熱貫流率との関係

(i) 上述の実験における ひれ とその取付けはすべて同じ要領で行った。すなわち黄銅管を切開いて平板とし、これからたとえば $10 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$ の長方形断面で長さが 490 mm の ひれ 2枚を作り、与えられた中心角 2θ を含むように円管表面に置き、各ひれを両側よりろう付し、後でろうのはみ出た部分を削り取って取付部の丸味をわずかにした。ひれを両側から ろう付 する際に、ろうが ひれ と円管との間に流れ込んで両者を密着しているものと思われるが、念のため次のごとき実験を行った。

$10 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$ 断面の ひれ の、円管表面に取付ける側の端を両刀形に削り、両側から ろう付 して確実に取付けを行った(第8図の右上の図参照)、かようにして工作された ひれ をもつ $2\theta=40^\circ$ の伝熱管の性能は第8図の曲線aのごとくである。 $u=5 \text{ m/s}$ の場合の熱貫流率は $87.9 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ である。これは通常の工作法によったときの値 $87.5 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ と大差がない。

なお第I号伝熱管において、ひれを取付けるのにはんだろうを使用し、かつその取付部の半径を小とした。またはんだの熱伝導率は黄銅の約半分であるから、ひれ取付部の熱伝導抵抗は管と同一材質の黄銅ろうを使用して結合したときの約2

第 8 図

倍となっている。したがって管と同一材質の黄銅ろうを用いるか、またははんだろうを用いてもひれ取付部の半径を少し大きくして熱伝導抵抗を低下せしめれば、今回の結果よりも更にすぐれた性能を得たものと思われる。かような点に関しては後述の第 II 号および第 III 号伝熱管に対しても同じことがいえる。

(ii) ひれ付の新伝熱管におけるひれの働きを知るために、 $10\text{ mm} \times 0.8\text{ mm}$ 断面のベークライトひれを $2\theta = 40^\circ$ に取付けた第 I 号型伝熱管を作った。この際 1 mm 直径のピアノ線を高さ 4 mm の U 字型に曲げ、 10 cm 間隔にベークライトひれをはさみ、ピアノ線の下部を円管にろう付した (第 8 図の右下の図参照)、またひれと円管とのすきまにはセメダインを押し込んで密着させた。

かようにして作ったベークライトひれを有する伝熱管の特性は第 8 図の曲線 b のごとくである。 $u = 5\text{ m/s}$ のときの熱貫流率は $57.6\text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ である。この値は単純円管の $56.0\text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ より少し大きい、黄

銅ひれの場合の $87.9\text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ よりはるかに小であって、ひれ表面の伝熱能力が非常に大きいことを示している。

(c) 実験結果に対する考察 ひれ付の新伝熱管が一様な流れの中に直角に置かれたときの、管の外周における流れの状況と熱伝達との関係について考察する。

第 1 図 (a) において、両ひれと管の正面によって囲まれた部分では流れはよどみ気味であるが、流れが両ひれの先端をまわる所以後は激しく乱れることが予想される。事実まずひれの背後に小さな渦を生じ、このためひれおよび管の表面の境界層は初めは薄く、次いで激しく動揺し、最後にはく離する。なお渦は両ひれの背後と管の後部において絶えず消長あるいは発生消滅を繰返し、この変動が管外表面における境界層の状態に密接に結びついている。管外における流れの状況を浅底水そうを用いて調べたが、第 9 図 (a) に今の場合を示す。

上述の状況から、ひれ角が余り大きくないときは、新伝熱管の正面両ひれの間の部分を除く外表面全部が熱伝達に対して好適の条件の下にあることが了解される。しかしひれ角が大きくて、ひれが管の両側以後にあるときは、第 9 図 (b) に示すごとく、ひれのために、後部の管表面が管外流体と振動的接触を保ち得ないで、伝熱を害する結果を起すに至る。

$\theta = 0^\circ$ の場合、すなわち管の正面において流れに逆らって突出する 1 枚のひれを有するときは、ひれ高さが小さければ効果はないが、ひれ高さがある程度以上大きければかなり有意義であるという結果を得た。この理由は次のごとくである。すなわちひれが長いときは、ひれ先端寄りの部分は両面とも比較的薄い境界層でおおわれているが、ひれの根元寄りの部分から管の正面付近の表面にかけて三角形の管外流体の停滞部分を生ずる。このため熱伝達率はひれの先端寄りの表面において大きく、ひれの根元寄りの、ひれおよび管表面部分において小さくなる。ひれが短いときは、ひれ表面の大部分が三角形の管外流体の停滞部分中に没することになる

ため、ひれをもつことが利益とはならない (第 10 図 (a), (b) 参照)。

また $\theta = 180^\circ$ の場合すなわち管の背面中央において、流れの方向に突出するひれは、もしこのひれがなければ互に干渉し合う 2 個の渦をしゃ断することになりその結果 $\theta = 0^\circ$ の場と同様の

(a)

(b)

第 9 図

停滞部分が、これよりはるかに広い範囲に生ずることになる(第10図(c), (d) 参照)。

(II) 第II号伝熱管

第I号伝熱管の場合と同様の実験を行った。第11図は K , u -曲線である。第12図の実線は $u=5\text{ m/s}$ のときの K , θ -曲線である。第12図における破線および鎖線の曲線は第7図に示した、それぞれ $h=10\text{ mm}$ および $h=14\text{ mm}$ のひれ2枚をもつ第I号伝熱管の性能曲線を再記したものである。1枚のひれのあるときも、2枚のひれのあるときと同様に、だいたい θ が 20° のときに熱貫流率が極大であるが、このとき単純円管に対する伝

第 10 図

第 11 図

熱能力の増加率はひれ2枚を有する第I号伝熱管の約 $1/3$ である。 $\theta \approx 45^\circ$ のときに一つの極小の点があるが、2枚ひれのあるときにも同様の傾向があるようである。なお第13図は管外流体の流動状態を示す。

(III) 第III号伝熱管 第14図はこのときの K , u -曲線である、

第 12 図

第 13 図

第 14 図

第 15 図

$u=5 \text{ m/s}$ のときの熱貫流率の値を第 12 図の右側に記入した。これによれば 2 枚ひれの第 III 号伝熱管の伝熱能力は、 $\theta=0^\circ$ の 1 枚ひれの伝熱管のそれを越えることができない。すなわち第 III 号伝熱管の後部のひれは無意味であるか、むしろ有害 ($h=14 \text{ mm}$ の場合) であることがわかる (第 15 図参照)。

5. 結 言

今回の研究により、直交流の下に働く円管において、管前面寄りの外表面に垂直に、管軸方向に伸びた 2 枚のひれをもうけるか、あるいは管前面に、管軸方向に伸びた 1 枚の幅広のひれを管外流体の主流方向に取付けるのが伝熱上最も有効なことがわかった。

本研究は、文部省自然科学研究費によるものである。

文 献

- (1) E. Schmidt-K. Wenner, *Forschung*, Bd. 12(1941), s. 65~73.
- (2) 宇平, 機械学会誌, 35 巻 184 号, 801~814 ページ (昭 7-8)。

621.436.1.018

高速ディーゼル機関の性能に及ぼす空気状態の影響 (出力と大気状態の関係)*

津 田 公 一**

Effects of Air Conditions on the Performance of High-Speed Diesel Engines Relation Between Power Output and Atmospheric Conditions

by Kōichi TSUDA

Engine experiments and a new conversion formula of indicated mean effective pressure are described in the present paper. The formula holds good at any constant fuel—"dry air" ratio, and agrees with the experimental results within $\pm 1.5\%$ errors, and is especially new at the humidity conversion term, which is better in accuracy than the well-known Brooks-Garlock relation in the cases of exceptionally high vapour-tension as 100 mmHg. The formula stands upon the following two assumptions, which hold practically true with experimental results:

- (1) Indicated thermal efficiency should be a function of fuel—"dry air" ratio,
- (2) Suction air mass should be proportional to a function of fuel—"dry air" ratio and to the square root of the product of atmospheric pressure and density.

* 昭和 30 年 6 月 25 日 内燃機関総合講演会において講演, 原稿受付 昭和 30 年 6 月 29 日。

** 正員, 東京大学工学部。

1. ま え が き

内燃機関の出力修正については、ガソリン機関に対