- Engr., Trans.*, 35, p. 137 (1939).
- (4) M.T. Cichelli & C.F. Bonilla, *Am. Inst. Chem. Engr., Trans.*, 41, p. 411 (1945).
- (5) E.A. Farber & R.L. Scorah, *A.S.M.E., Trans.*, 70, p. 369 (1948).
- (6) J.N. Addoms, McAdams, *Heat Transmission*, p. 382 (1952).
- (7) *VDI-Wärmeatlas* (1954), Db 1.
- (8) *International Critical Tables*, (1928).
- (9) Macleod, *Trans. Faraday Soc.*, 19, p. 38 (1923).
- (10) D.S. Cryder & A.C. Finalborgo, *Am. Inst. Chem. Engr., Trans.*, 33, p. 346 (1937).
- (11)(15)(16) M. Jakob, *Heat Transfer*, Vol. I, John Wiley & Sons, Inc. (1949) p. 614~657.
- (12) T.H. Insinger & H. Bliss, *Am. Inst. Chem. Engr., Trans.*, 36, p. 491 (1940) の論文における Drew の討論参照.
- (13) 橘, 機械学会第 63 回講習会教材, 109 ページ (昭 29).
- (14) D.S. Cryder & E.R. Gilliland, *Refrig. Engg.*, 25, p. 78 (1933).
- (17) C.F. Bonilla & C.W. Perry, *Am. Inst. Chem. Engr., Trans.*, 37, p. 685 (1941).
- (18) T.H. Insinger & H. Bliss, *Am. Inst. Chem. Engr., Trans.*, 36, p. 491 (1940).
- (19) W.M. Rohsenow, *Lectures at Symposium on Heat Transfer*, Univ. of Michigan, p. 101 (1952).
- (20) 八木, 機械学会誌, 85 巻 60 号, 87 ページ (昭 28).

536.24:536.27

新 伝 熱 管 の 性 能 研 究 (第 2 報)*

中村行三** 沢田照夫*** 松下正幸**** 外 3 名*****

Researches on New Heat Transmitting Tubes (2nd Report)

by Kōzō MAKAMURA, Teruo SAWADA, Masayuki MATSUITA and Others

Our new heat transmitting tubes, which are superior in point of heat transmission in the case of fluid flowing across the tubes, are the ones having one or two plane axial fins perpendicularly on the outer front surface of circular tubes.

In the first report we pointed out that among new tubes there were two useful ones, according to the experiments using each tube independently.

New experiments using the tubes as bundle have also showed that the new tubes as bundles have superior heat transmission characteristics and minor pressure losses, comparing with the bundle of ordinary circular tubes.

1. 結 言

内部に流体の通っている円管が単独に, その管軸が管外を流れる流体の主流に直角になるように置かれた場合を標準とし, この単純円管に最も近い, 構造簡単, 製作容易かつ伝熱性能が優秀な新しい型式の伝熱管を求めて実験を行った。この結果は第 1 報⁽¹⁾において述べたとおりである。これによれば円管の正面寄り外表面に垂直に, 管軸方向に伸びた 2 枚の ひれ を設けるか, あるいは円管正面に, 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。しかしこれらの新伝熱管がそれぞれ管群として使用されるときも, 円管群に対して, それぞれが単管としてある場合と同様に, 伝熱上優位にあるか否かということ, および管外

の流体に対する管群としての圧力損失がどの程度であるかには言及しなかった。第 2 報はこれらの問題に答えるものである。

2. 実 験 法

実験に使用した伝熱管は第 1 図に示す 3 種である。いずれも同一材質の黄銅管であって, (a) は管前面に管軸方向に伸びた 2 枚の ひれ をもつもの(第 I 号管)であり, (b) は管正面に管軸方向に伸びた 1 枚の幅広の ひれ を有する場合(第 II 号管)である。ひれは管と同一材質の黄銅であり, 管本体にハンダでろう付したが, その取付け要領は第 1 報で述べたとおりである。なお(c)は ひれ をもたない単純円管である。

これらの 3 種の伝熱管をそれぞれ管群として使用するときの性能を調査するのであるが, それには熱貫流率と圧力損失の 2 項目について実験を行わなければならぬ。

(1) 熱貫流率 伝熱管は垂直に保ち, 管内には水を下から上向きに通し, 管外には, 管軸に垂直に加

* 昭和 31 年 3 月 20 日 関西支部第 31 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 昭和 31 年 5 月 1 日。

** 正員, 大阪府立大学。

**** 准員, 中山製鋼会社。

***** 大中恒明, 准員, 旭精工会社。

山手邦一, 山本博東, 准員, 大阪金属会社。

第 4 図

第 5 図

第 6 図

第 7 図

第 8 図

のときは、どの伝熱管でも、後の列ほど熱貫流率が大いだが、第I号管ではその増加率は次第に減少して早く最大値に達する傾向をもっている。 $u=7\text{ m/s}$ になると傾向が多少変る。

第8図は管群の各列における代表として選んだ1本の伝熱管の性能が列の位置によって変化する模様を示すものであるから、与えられた管列数の管群の伝熱性能としては、各列のこの熱貫流率の和をとることによって与えられる。しかし一般性をもたせるためには、この和を、そのときの管列数で割った量を用いなければならぬ。この意味の性能を、第12図中に、第8図の太線の曲線に基いて求めたものを示した。

第 9 図

第 10 図

第 11 図

なお 1 枚ひれの第 II 号管の性能も、単管の場合から予想されるとおりで、単純円管の場合よりすぐれているが、第 I 号管にははるかに及ばない。

第 12 図

(2) 圧力損失 第 3 図に示すように、風洞入口部からそれぞれ 70 cm および 182 cm の所に選んだ、管群前後の断面 A および B において、いずれも水平対称軸上にピトー管を移動して速度と全圧を求めた。第 9 図はこの例であって、第 I 号管 4 列の管群に対するもので、流路幅 l に対する流路壁面からの距離 x の割合 x/l に関して示す。速度分布は両断面において同一であるが、全圧の差は大きい。管群の圧力損失を求めるには、この全圧の差から風洞損失を差引かなければならぬ。第 10 図は管群をそう入しないときの、両断面における速度と全圧の状態を示す。この図の全圧の差から風洞損失が得られる。しかし管群の圧力損失に比べれば無視できる程度である。

第 I 号管、第 II 号管および単純円管の、管列数が 1~4 のすべての管群に対して圧力損失 Δp を求めた。第 11 図にこれを示す。図において、たとえば 1 列管群とは、第 2 図に示す配管の第 1 列のみのものであり、また 3 列管群とは第 I 列、第 II 列および第 III 列の合計 3 列

からなるものである。図から明らかなとおり、管列数のいかにかわからず、圧力損失は 2 枚ひれの第 I 号管の場合が最も小さく、1 枚ひれの第 II 号管がこれに次ぎ、単純円管のときが最も大である。

今空気速度 u が 5 m/s および 7 m/s のときの圧力損失を、管列数に対して示すと第 12 図のとおりである。これによれば各伝熱管における圧力損失の差は、管列数の少いときにおいて大であるが、管列数が多くなると減少する。

第 13 図は、 $u=7$ m/s の気流中に置かれた第 I 号管と単純円管の外表面上の圧力 q の分布を、これと風洞内の静圧 q_0 との差 $q-q_0$ と、管の正面岐点から測った円周角度 φ との関係として示した。この圧力の気流の主流方向の成分を、管の前面および後面にわけて示すと第 14 図のごとくである。第 I 号管に対しては、ひれ自身の影響を加えなければならぬ。(a) 図の左端に示した ひれ 相当角の範囲の曲線がこれである。(a), (b) 各図において、前面および後面に対する両曲線が包む面積の代数和が各管に加わる気流の主流方向の力に相当する。これを明らかにするために、上述の面積と同一の面積を、(a), (b) 両図にハッチング入りの長方形として記入した。図から明らかなとおり第

I 号管に働く力は単純円管の場合より小である。

(3) 実験結果に対する考察 上述の管群実験の結果を総合すると、第 I 号管は単純円管に比し、重量において約 17%、表面積において約 34% それぞれ増すが、第 12 図からわかるとおり、伝熱能力は単純円管の約 1.4~1.5 倍に高まり、圧力損失は 0~33% ほど減少する。ただし伝熱能力および圧力損失の小さい方の数字は管列数が 4 のときの値であり、大きい方の数字は管列数が 1 のときの値であって、これらの値はいずれも風速が 5 m/s の場合に対する結果である。第 I 号管は単純円管に対し、単管としても管群としても伝熱能力が大であるが、圧力損失は小であるという事実は興味深い。

気流中における単管としての第 I 号管の抵抗が、同じく単管としての単純円管の場合よりも少いことは前項において言及したが、次のように述べることもできる。第 I 号管では、前面にある 2 枚の ひれ のために第 15 図に示すように、円管 C の前面に、1 で示すやりの穂先のごとき気流の停滞部分を生ずる。またひれの後および管の背後に渦を生じ、更に単純円管の場合に比べて、管外表面における境界層のはく離

第 13 図

第 14 図

第 15 図

がおくれるため、管の背後に生ずる後流が小さくなる(第 1 報参照)。かくして第 I 号管は、気流の停滞部分、大小多数の渦および乱流境界層に対する包絡面としての仮想だ円柱に置き換えられる。こう考えると、抵抗が減少する理由が容易にわかる。

また第 15 図に示すように、第 I 号管の本体である円管 C (外径は $2r$) と同心同軸で、短軸の長さが $2r$ に等しく、かつ表面積が第 I 号管のそれに相等しいだ円管 E を描くと、これは上述の仮想だ円柱に近似する。このだ円管は、気流中にあるときの抵抗が ひれ のない円管 C のそれより小であり、単純円管よりも抵抗の少い第 I 号管の代替物とみなすことができる。あるいはまた、だ円管は管内外における流体の圧力差が大きいときは強度上使用できないから、だ円管の代りに、重さの軽い、がん丈な、しかも気流中において抵抗の少い第 I 号管を使用するものと考えてもよい。ただし 上述の だ円管 (または滴状断面

のような流線型管)で、第 I 号管と表面積を等しくとしたものが、伝熱性能と抵抗の点で、第 I 号管といかなる関係にあるかは不明であって別に研究を要する。

管前面中央部に 1 枚の、高さの比較的高い ひれ をもつ第 II 号管の場合も、ひれの下部両側と管表面との間に三角形の気流の停滞部分を生ずる。これがわずかなではあるが、第 II 号管が単純円管より抵抗が減少する原因とみられる。

次に管群の場合を考える。1 列管群の場合には、管のピッチが余り小さくない限り、管外における気流の流動状態は単管のときのそれに近似するであろう。しかし一般の管群の第 I 列においては、第 II 列以後の管群の影響によって、第 I 列の管の回りの流動状態が変化する。すなわち管外気流の状態は、2 列管群のときの第 I 列と、1 列管群のときとで異なり、2 列管群の第 II 列は 1 列管群のときと大きく相違することは言うまでもない。この総合結果が 2 列管群の圧力損失としてあらわれる。管列数が多いときも同様に考えることができる。

第 12 図からわかるとおり、管列数が 1 のときの第 I 号管群の圧力損失は単純円管群のそれよりはるかに小である。このことは単管としての両伝熱管における管外気流の状態に対する説明から了解できる。管列数が 2 以上となると、第 I 号管群の圧力損失は単純円管のそれとかなり接近する。これは上述のとおり各管列の相互干渉の結果である。この相互干渉の現象は第 I 号管の場合において大きく現われる。実際第 I 号管群の風洞試験において、単管の場合の管外表面における圧力分布の測定と同一の方法で、各管列における第 I 号管の外表面上の圧力分布を測定して相互干渉の状況を調査した。しかしこの詳細は次の機会に報告する。

第 8 図は、前に述べたとおり、管群の各列において代表として選んだ 1 本の伝熱管の性能の変化を示すも

のであるが、これはすなわちその周囲にある管のための流れの、お互の干渉の様子が管列の位置によって変化することを表わすわけである。この各管列の伝熱性能の平均値を、その管列数の管群における圧力損失に対応せしめて、総合的に管群の性能を判断すべきである。この意味で、第 12 図に、各管列数の管群の圧力損失と同時に、各管列の組合わせに対する熱貫流率の平均値を記入しておいた。

今回の管群実験において採用した管のピッチは各管とも同一としたが、このピッチが各管に対して適当であったか否かは不明である。したがって管群の伝熱性能および圧力損失の検討が、各伝熱管の最良の状態時に対して行われたとは限らない。なお第 I 号および第 II 号の新伝熱管に対する最良の管配列法は別に研究しなければならない。

上述の圧力損失は、管内外における流体が同温度の状態にある風洞試験で求めたものである。伝熱時の一般の管群に対しては、管外表面の温度と管外流体の温度との間にはかなりの開きがあるためにおこる、物質特性値の変化を考慮して判断されなければならない。これらの点についても別の機会に検討したい。

4. 結 語

単管として伝熱性能の優秀性が証明済のひれ付の新伝熱管は、今回の研究によって、管群として使用する時も、円管群に比べて伝熱性能がすぐれており、かつ圧力損失は小さいことがわかった。しかし新伝熱管に最適の管配列法は未知であって、今後の研究にまたなければならない。

文 献

- (1) 中村・福永・松下, 機械学会論文集, 22 卷 116 号, II-253 ページ (昭 31-4)。