

液単相流時における垂直上昇コイル状管の流動損失

水谷 正和*, 布目 昌也**

Hydraulic Losses of Single-Phase Liquid Flow
in Vertical Upward Coiled Pipes

Masakazu MIZUTANI* and Masaya NUNOME**

(Received May 26, 1997)

Experimental investigation is presented on pipe flow with mass transfer through coiled pipes, which have continuous flow into a vertical upward configuration with a single-phase liquid flow. The pressure between the front and rear of vertical upward coiled pipes was measured. Experiments were carried out based on the number of turns of a coil ranging from 2 to 10, $7.0 \times 10^2 \leq Re \leq 2.0 \times 10^4$, and the pitch of the coils, t , which are 40, 60, 80, 100 and 120 millimeter, respectively.

It is confirmed that the friction factor in coils Δ_n increases with the increase in n , although the mean value of the friction factor of the coils λ_n , decreases with n , and the flow in coils is considered to attain a saturated state in the first six turns of the coils.

Keywords : hydraulic loss, pipe flow, coiled pipe, transition, single-phase liquid flow

1. まえがき

流体が曲がり管内を流れるとき、その流動損失に関する研究は、Dean⁽¹⁾、White⁽²⁾、伊藤⁽³⁾、Rowe⁽⁴⁾、村上ら⁽⁵⁾によってなされており、その管摩擦係数は曲がり管の内径を d 、三次元的に巻かれた曲がり管中心軸の等価直径を D_1 とすると層流時には、 $Re(d/D_1)^{1/2}$ の関数で、乱流時には $Re(d/D_1)^2$ の特性値に支配されることが明らかにされている。しかし、これはいずれも平面曲がりの状態ないしは空間曲がりでもコイル直径比に比べてピッチ（コイルの巻き間隔）が極めて小さく、実質的には平面曲がりと考える場合に対するものである。

曲がり管の内でもコイル状管は、伝熱性能がすぐれ蒸

気発生器を小型化できる利点をもつため、小型の強制貫流ボイラ、石油精製系化学反応装置、原子炉冷却、深冷ガス液化装置、液体金属冷却高速増殖炉などに幅広く利用されている。これらコイル状管の流れ方向は、水平、垂直また反転するなど複雑である。

流れ方向が複雑なものとして交互に反転するS字状蛇行管に関する研究は、末広⁽⁶⁾によって、三次元的な連続8字形コイル状管に関しては、小栗⁽⁷⁾の報告があるが、これらの研究は水単相流で流れ方向は水平である。

そこで本研究は、水単相流で流れ方向を垂直としたコイル状管の流動損失特性について実験した。実験はコイル直径比 $d/D_0 = 1/10$ の条件でコイル巻き数 $n = 2 \sim 10$ の範囲で2巻ごとに、ピッチ $t = 40 \sim 120$ の範囲で20mm ごとに变化させた。また、レイノルズ数 Re は $3.0 \times 10^2 \leq Re \leq 2.2 \times 10^4$ の範囲で行った。

*機械工学科 (Department of Mechanical Engineering)

**機械工学専攻大学院生 (Graduate Student, Mechanical Engineering)

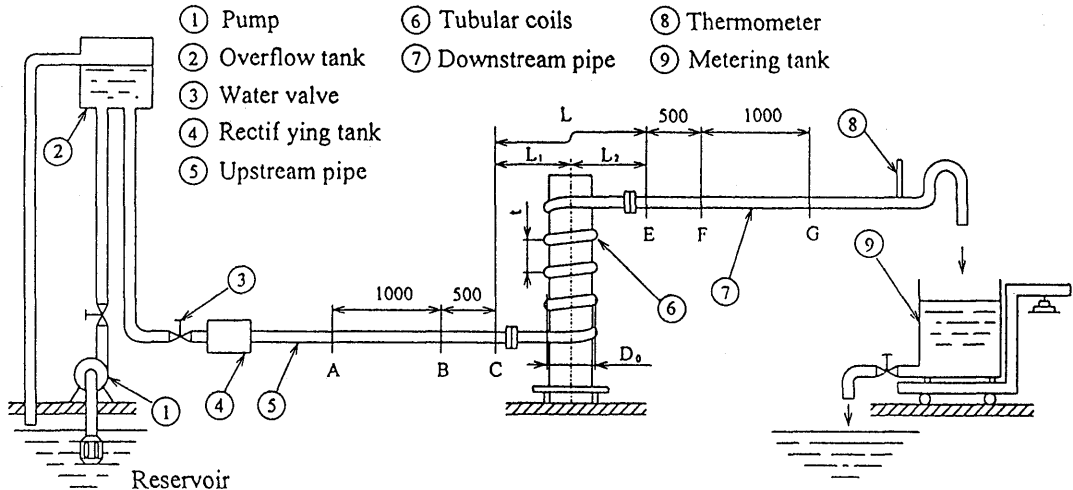


図1 実験装置の概要

2. 記号

本論文に用いた主な記号を下に示す。

- d : 供試ビニール管内径
- D : コイル巻き付け用管の外径
- D_0 : コイル部中心軸の直径 ($=D$ +ビニール管外径)
- D_1 : 三次元的に巻かれたコイル部中心軸の曲率半径の2倍
- h_0 : 直管の壁圧ヘッド差
- h_n : 連続コイル状の壁圧ヘッド差
- h_1 : 上流側直管部の断面AB間の壁圧ヘッド差
- h_2 : 下流側直管部の断面FG間の壁圧ヘッド差
- h_3 : 断面CとEの間の壁圧ヘッド差
- L : コイル部の測定区間長さ
- L_1 : 断面Cからコイル状管入口までの直管長さ
- L_2 : コイル状管出口から断面Eまでの直管長さ
- n : コイル巻き数
- Re : レイノルズ数 ($=dV/\nu$)
- t : コイルピッチ
- V : 平均流速
- Δ_n : 測定区間全体の管摩擦係数
- λ : 管摩擦係数
- λ_0 : 直管部の平均管摩擦係数
- λ_1 : 上流側直管部の管摩擦係数
- λ_2 : 下流側直管部の管摩擦係数
- λ_c : 飽和流れ時の管摩擦係数
- λ_n : コイル部の管摩擦係数
- ν : 動粘度

3. 実験装置と方法

3.1 実験装置の概要

本実験に使用した実験装置の概要を図1に示す。地下水槽から揚水ポンプ①によって高さ約12mのオーバーフロータンク②に汲み上げられた水は、タンクのあふれ管で水位を一定に保たれて送水管を通り流量調節弁③で流量を調節され整流タンク④に入り、ここで流れは整流された後、上流側直管 (内径 $d=10\text{mm}$) ⑤を通りコイル状に巻かれた供試ビニール管 (内径 $d=10\text{mm}$) ⑥を流れ、下流側直管 (内径 $d=10\text{mm}$) ⑦を経て流量測定タンク⑨に流入する。ここで、重量法によって流量測定された後、再び水槽に戻される。水温は、実験のつど水銀温度計⑧

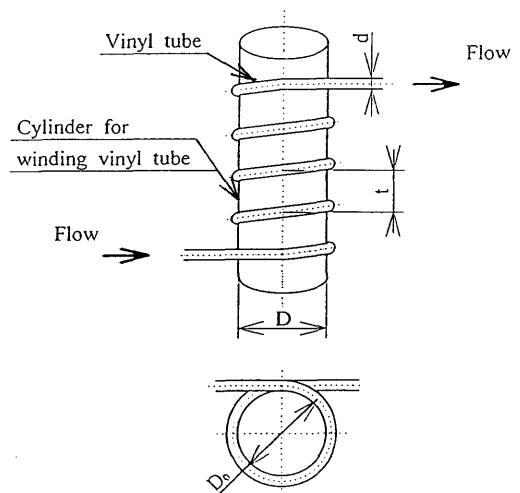


図2 コイル巻き付け用管の詳細図

により0.1℃まで測定した。実験に用いた供試ビニール管は、断面形状が変化しにくく、内面は水力学的に滑らかである。コイル部は、供試ビニール管を図2に示す水平流路に対し、垂直に固定されたコイル巻き付け用管（外径 $D=85\text{mm}$ ）に、コイルピッチ t で巻き付けた。その際、ピッチ t を正確に取るために4枚のピッチ保持板をコイル巻き付け用管の半径方向に90°ごとに取り付けた。

実験装置の上流側、下流側の直管とコイル状管の透明なビニール管（共に内径10mm）は、実験装置として設置する前に管壁内面の水力学上の粗さを調べた結果、管摩擦係数 λ が層流ではHagen-Poiseuilleの式に、乱流ではBlasiusの式にほぼ一致し滑らかな良好な性質であった。そこで、この管を本実験の供試ビニール管として使用した。

3.2 実験方法

コイル状管の流動損失を求めるため、図1に示した断面A, B, C, E, F, Gにそれぞれ3個の壁圧測定孔（孔径0.9mm）を設けて平均壁圧ヘッドを測定した。直管部の平均管摩擦係数 λ_0 は上流側直管⑤の断面Aと断面B間および下流側直管⑦の断面Fと断面G間のそれぞれの壁圧ヘッド差 h_1, h_2 より求めた管摩擦係数 λ_1, λ_2 の平均値とした。コイル部の平均管摩擦係数 λ_n は断面Cと断面E間の壁圧ヘッド差 h_3 より求めた。コイル部の測定区間長さ L （断面CE間）はコイルの巻き数 n によって異なり、供試ビニール管内径 d （=10mm）の約167～454倍となる。測定区間長さ L には、断面Cからコイル状管入口までとコイル状管出口から断面Eまでの直管長さ L_1 と L_2 が含まれており、それぞれ等しく取ってある。また、上流側直管の長さは約390 d 、下流側直管の長さは約290 d とした。

4. 管摩擦係数の定義

いま、図1の管全体を水平直線状態に置き換えて、管内を流体が平均流速 V で定常に流れるとき、断面Cと断面E間の壁圧ヘッド差を h_0 とすれば直管の管摩擦係数 λ_0 は、次式で定義される。

$$\lambda_0 = h_0 / \{ (L/d) (V^2/2g) \} \quad (1)$$

ここで、 L は断面Cから断面Eの管軸長さで d はコイル状管の内径である。

この管を図1のように、途中で連続コイル状に n 回巻けば、曲がりのために流動損失が増大する。その場合の壁圧ヘッド差が h_n であるとすれば、測定区間全体の管摩擦係数 Λ_n は式(1)と同様次式で与えられる。

$$\Lambda_n = h_n / \{ (L/d) (V^2/2g) \} \quad (2)$$

測定区間の直管部、すなわち、コイル状管の上流側直

管 L_1 と下流側直管 L_2 の管摩擦係数は、式(1)で定義された直管の管摩擦係数 λ_0 に等しいとみなし、その平均値を除いた曲がり部だけの管摩擦係数 λ_n を持つものとするれば、コイル巻き数が n 巻きの場合の h_n は次式となる。

$$h_n = \lambda_0 \{ [L - n\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2}/d] \} (V^2/2g) + \lambda_n \{ n\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2}/d \} (V^2/2g)$$

ここで、式中の $\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2}$ をべき級数展開し、高次の項を省略すると

$$\sqrt{t^2 + (\pi D_0)^2} \approx \pi \{ D_0 + t^2 / (2\pi^2 D_0) \} = \pi D_1$$

ここで、 D_1 は三次元的に巻かれたコイル部中心軸の曲率半径の2倍で

$$D_1 = D_0 + t^2 / (\pi^2 D_0)$$

となる。

したがって、

$$h_n = \lambda_0 \{ (L - n\pi D_1)/d \} (V^2/2g) + \lambda_n (n\pi D_1/d) (V^2/2g) \quad (3)$$

式(2)、(3)よりコイル部の管摩擦係数 λ_n は次式となる。

$$\lambda_n = (\Lambda_n - \lambda_0) L / (n\pi D_1) + \lambda_0 \quad (4)$$

5. 実験結果と考察

5.1 全管摩擦係数 Λ_n

図3は、前述の図1のようにコイル状管の流れ方向を垂直に設置し、各々コイルの巻き付け間隔ピッチ t =

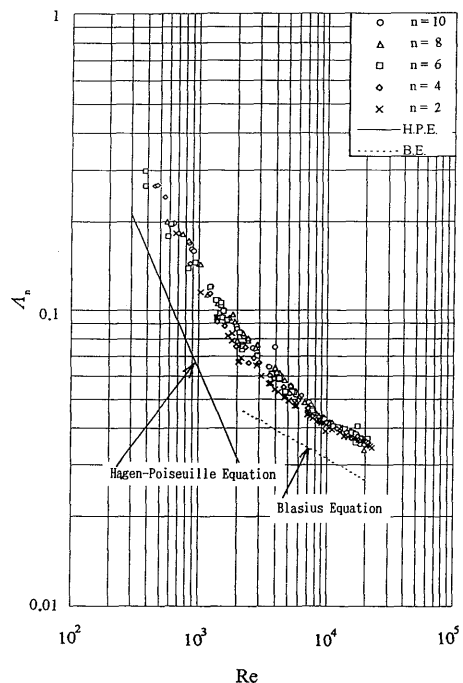


図3 Λ_n と Re の関係（ピッチ80mm）

80mmとした場合のコイル巻き付け数 $n=2\sim 10$ についてレイノルズ数 Re に対するコイル状管の全管摩擦係数 Λ_n との関係を示す。図中の実線は、管摩擦係数の実用公式の滑らかな円管内の層流時におけるHagen-Poiseuilleの式 $\lambda = 64Re^{-1}$ を、破線は円管内の乱流時におけるBlasiusの式 $\lambda = 0.3164Re^{-0.25}$ を表す。図より全般的に全管摩擦係数 Λ_n はレイノルズ数 Re が増加すると直管の管摩擦係数にみられると同様の傾向を示すが Λ_n の値は、巻き数 $n=2$ ですでに直管の場合と異なり大きい値を示した。また、 Λ_n 値は、巻き数 n の増加に伴って大きい値を示し、 $n=6$ 以上で同一値を示した。層流から乱流への移行は、巻き数 $n=2$ のとき $Re \approx 2.2 \times 10^3$ 付近で起き、巻き数 $n=4$ では、ほぼ $Re = 4.0 \times 10^3$ で始まり、巻き数 n の増加にしたがってコイル部に生ずる二次流れなどの影響で遷移の遅れを確認した。巻き数 $n=6$ 以上になるとコイル部の流れは、巻き数が変わってもあまり変化せず飽和流れとなり遷移レイノルズ数はほぼ同一の $Re = 6.0 \times 10^3$ を示した。このように層流から乱流へ遷移する臨界レイノルズ数 Re_c は、直管や水平コイル状管の場合よりも大きくなる。また、これらの傾向はピッチ間隔40, 60, 100, 120mmの場合いずれもほぼ同様であった。

5.2 コイル部の管摩擦係数 λ_n

コイル部の管摩擦係数 λ_n は、測定区間断面CE間の

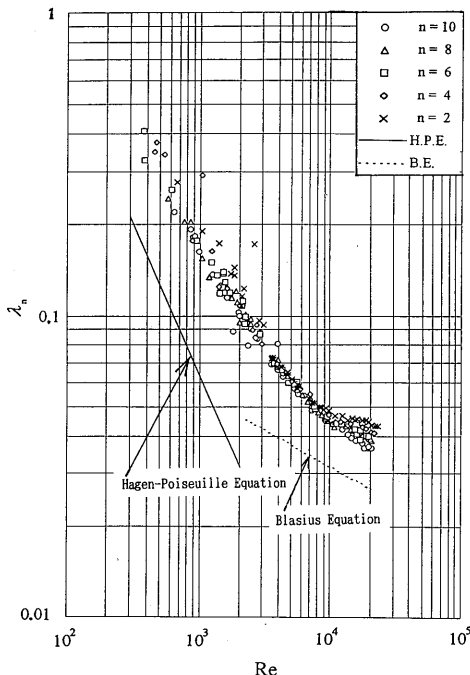


図4 λ_n と Re の関係 (ピッチ 80mm)

全管摩擦係数 Λ_n から測定区間内のコイル状管上流側と下流側の直管 L_1 と L_2 の流動損失を除いた量で表す。

図4はコイルの巻き付け間隔ピッチ $t=80\text{mm}$ とした場合のコイル巻き付け数 $n=2\sim 10$ について Re に対するコイル部の管摩擦係数 λ_n との関係を示す。図中の実線と破線は図3と同様である。

図よりコイル部の管摩擦係数 λ_n は、全般的にみて層流域において全管摩擦係数 Λ_n と比較して若干大きい値を示し、乱流域においてはほぼ同一値を示している。これを巻き数 n の違いでみると λ_n の値は、巻き数 n の増加に伴って減少し $n=6$ 以上で同一値を示している。さらに、巻き数 $n=2$ のとき遷移レイノルズ数 $Re = 2.2 \times 10^3$ よりやや大きい $Re = 3.5 \times 10^3$ の辺りに不連続的な領域がみられるが、 $n=4$ 以上ではみられない。これはコイル状管の直径比 d/D_0 (本実験では $1/10$)の値が小さいために、明確に現れなかったと考えられる。また、 λ_n は $4.0 \times 10^3 \leq Re \leq 8.0 \times 10^3$ の範囲では巻き数 n に関係なくほぼ右下がりの直線状になる。しかし、巻き数 $n=2$ の場合、 λ_n に多少のばらつきがみられるのはコイル部内の二次流れが十分発達していないものと考えられる。

遷移は巻き数 $n=2$ のとき $Re \approx 2.2 \times 10^3$ 付近で起き、巻き数 $n=4$ では $Re = 5.0 \times 10^3$ 付近で始まり巻き数 $n=6$ 以上では、ほぼ同一の $Re = 6.0 \times 10^3$ を示した。コイル部の流れは、上流側下流側の直管に関わりなくコイル状管の巻き数が6巻きを越えると飽和し層流から乱流に遷移する臨界レイノルズ数 Re_c は、直管、水平コイル状管の場合よりも大きくなる。また、これらの傾向はピッチ間隔40, 60, 100, 120mmの場合においてもいずれもほぼ同様であった。

これらの傾向は、村上ら⁽⁵⁾の結果と類似しており、水平コイル状管とはほぼ同一の傾向がみられた。

5.3 飽和流れのコイル部の管摩擦係数 λ_c

一般的にコイル状管の管摩擦係数は、コイル部 $n\pi D_1$ から助走区間を除いた二次流れの十分発達した飽和流れの管摩擦係数 λ_c で示される。

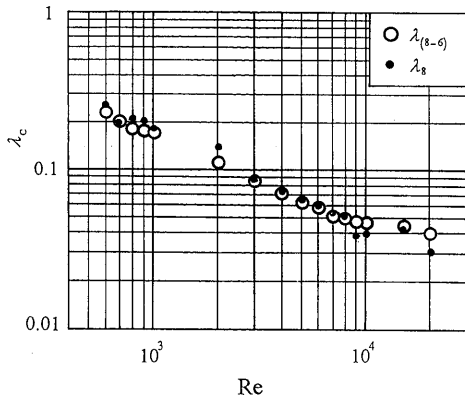
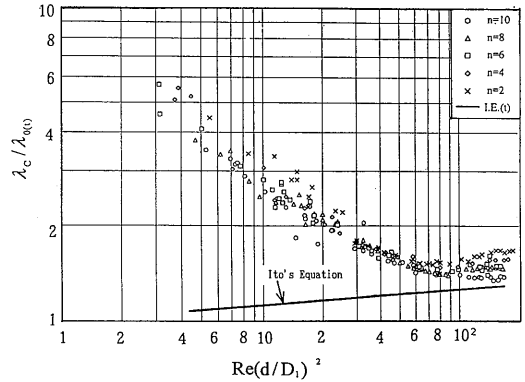
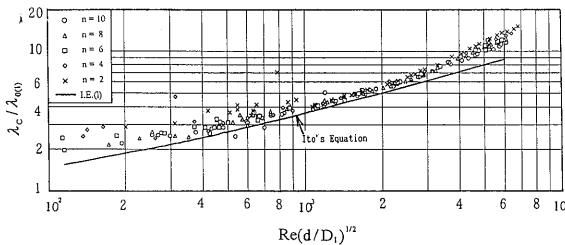
この λ_c は、例えば、 n 回コイルを巻かれて流れが飽和しているとき、さらに x 回巻かれたときの損失の差によって飽和後の助走区間と後流区間が一定に保たれることを条件に表される。その損失は

$$h_{n+x} - h_n = \{\lambda_c(n\pi D_1)/d - \lambda_c(n\pi D_1)/d\} (V^2/2g) \quad (5)$$

また式(2)から

$$h_{n+x} - h_n = \Lambda_{n+x}(L/d)(V^2/2g) - \Lambda_n(L/d)(V^2/2g) \quad (6)$$

式(5)、(6)より λ_c は次式によって求められる。

図5 λ_c と Re の関係 (ピッチ 80mm)図7 $\lambda_c/\lambda_{0(t)}$ と $Re(d/D_1)^2$ の関係 (ピッチ 80mm)図6 $\lambda_c/\lambda_{0(t)}$ と $Re(d/D_1)^{1/2}$ の関係 (ピッチ 80mm)

$$\lambda_c = (\Lambda_{n+x} - \Lambda_n) (L/\pi n D_1) + \lambda_0 \quad (7)$$

コイル部の管摩擦係数 λ_n は巻き数 $n \geq 6$ ではほぼ同一値を示すことから、その流れは、飽和状態に達したと考えられる。これを確かめるために巻き数 $n=6$ と8の全管摩擦係数 Λ_6 、 Λ_8 を用いて式(7)より $\lambda_{c(8-6)}$ を求めた。その結果を図5に示した。図はレイノルズ数 Re に対するコイル状管の飽和流れ時の管摩擦係数 λ_c との関係を示す。図中には、この結果と図4に示したコイル部の管摩擦係数 λ_n のうち、コイル巻き数 $n=8$ の場合の結果を比較するために載せてある。両者ともによく一致した。このことより $n \geq 6$ において飽和流れ状態にあることが確かめられた。さらにピッチ t を変えても本実験範囲において、ほぼ同一の傾向が得られた。

5.4 垂直上昇コイル状管内流れの層流と乱流の特性数

5.4.1 層流の特性数

図6は λ_c を層流時の直管の管摩擦係数 $\lambda_{0(t)} = 64Re^{-1}$ で除した $\lambda_c/\lambda_{0(t)}$ と平面曲がりに対してDean⁽¹⁾によって示された層流の特性数 $Re(d/D_1)^{1/2}$ の関係を示す。図中の実線は、平面性の強い曲がり管に対する伊藤の

式

$$\lambda_c(D_1/d)^{1/2} = 1376 / \{1.56 + \log_{10} Re(d/D_1)^{1/2}\}^{5.73} \quad (8)$$

を $\lambda_{0(t)}$ で除した次式を表わしている。

$$\lambda_c/\lambda_{0(t)} = 21.5 Re(d/D_1)^{1/2} / \{1.56 + \log_{10} Re(d/D_1)^{1/2}\}^{5.73} \quad (9)$$

ただし、 $13.5 < Re(d/D_1)^{1/2} < 2 \times 10^3$

図より $\lambda_c/\lambda_{0(t)}$ は層流領域とみられる領域、すなわち特性数が $3 \times 10^2 \leq Re(d/D_1)^{1/2} \leq 9 \times 10^2$ において、すべての巻き数に対して伊藤の式とほぼ平行に変化し、 $Re(d/D_1)^{1/2} \leq 3 \times 10^2$ では穏やかな左上がりの傾きを示した。

次に特性数が $9 \times 10^2 \leq Re(d/D_1)^{1/2} \leq 3.5 \times 10^3$ の範囲における層流と乱流の混在する領域をみると、すべての巻き数において伊藤の式とほぼ一致する。したがって、層流時での特性数は $Re(d/D_1)^{1/2} = 3.5 \times 10^3$ あたりまで支配することが判明した。このことは、いずれのピッチ t でも同様であった。

5.4.2 乱流の特性数

図7は λ_c をBlasiusの式の乱流時の直管の管摩擦係数 $\lambda_{0(t)}$ で除した $\lambda_c/\lambda_{0(t)}$ と乱流時の特性数 $Re(d/D_1)^2$ の関係を示す。図中の実線は、平面性の強い曲がり管に対する伊藤の式

$$\lambda_c(D_1/d)^{1/2} = 0.316 / \{Re(d/D_1)^2\}^{1/5} \quad (10)$$

を $\lambda_{0(t)}$ で除した次式を表わしている。

$$\lambda_c/\lambda_{0(t)} = \{Re(d/D_1)^2\}^{1/20} \quad (11)$$

ただし $Re(d/D_1)^2 > 6$

図より $\lambda_c/\lambda_{0(t)}$ の値は特性数 $Re(d/D_1)^2 \geq 80$ の乱流領域において、巻き数 $n \geq 4$ の条件下で伊藤の式に並列になる傾向を示した。したがって、乱流領域におい

て流れは特性数 $Re(d/D_1)^2$ によって支配されると考えられる。

$D_1)^{1/2}$ に, 乱流領域に対して $Re(d/D_1)^2$ によって支配される。

6. 結 論

垂直上昇コイル状管のコイル直径比 d/D_0 を $1/10$ の条件で, コイル巻き数 $n=2\sim 10$, コイルのピッチ間隔 $t=40\sim 120\text{mm}$, レイノルズ数 Re を $3.0\times 10^2 \leq Re \leq 2.2\times 10^4$ の範囲で実験を行い, 次の結論を得た。

- 1) 全管摩擦係数 Λ_n は巻き数 n の増加に伴って増加し, $n=6$ 以上で同一値を示す。
- 2) 層流から乱流への遷移は巻き数 n の増加にしたがってコイル部に生じる二次流れなどの影響で遅れる。
- 3) コイル部の管摩擦係数 λ_n は巻き数 n の増加に伴って減少し, $n\geq 6$ で同一値を示す。
- 4) コイル部の流れは, $n\geq 6$ で飽和流れとなり臨界レイノルズ数 Re_c は直管, 水平コイル状管の場合よりも遅れる。
- 5) 垂直上昇に巻かれた管のコイル状管は, 位置ヘッドの相違と三次元性の強い形状を有しているが, この管状巻きの摩擦係数 λ_c は層流領域に対して $Re(d/$

参 考 文 献

- 1) Dean, W.R., Note on the Motion of Fluid in a Curved Pipe, Philos.Mag., S.7, 5-20 (1927), 208.
- 2) White, C.M., Streamline Flow through Curved Pipes, Proc.R.Soc., London, Ser.A, 123 (1929), 645.
- 3) 伊藤, 東北大学高速力学研究所報告, 14-137 (1959), 137.
- 4) Rowe, M., Measurements and Computations of Flow in Pipe Bends, J.Fluid Mech., 43-4 (1970), 771.
- 5) 村上・他2名, コイル状管の流動損失に関する研究, 機論. (第2部), 37-296 (1971), 717.
- 6) 末広・他2名, 蛇行管の流動損失, 機講論, No.730-11 (1973), 153.
- 7) 小栗, 連続8字形コイル状管の流動損失, 機論, 59-559 (1993-3), 750.