サイクロン状管内の圧力損失と渦パターン*

赤池 志郎^{*1}, 根本 光正^{*1}, 中根 一朗^{*1}

Pressure Loss and Vortex Pattern in Pipes Such the Hydrocyclone

Shiro AKAIKE, Mitumasa NEMOTO and Ichiro NAKANE

Pressure loss in a pipe such as the hydrocyclone without underflow changed abruptly at a certain flow rate and the pressure-flow rate curve showed a hysteresis. In order to clarify the above phenomena, experiments were conducted for straight pipes in which water entered through the tangential inlet pipe and flowed out through the axial outlet pipe such as a cyclone. There were two patterns for the pressure-flow rate curve and they varied with the pipe length. The difference between the pressure loss curves resulted from the vortex pattern in the pipe.

Key Words: Hydrocyclone, Vortex, Vortex Pattern, Pipe Flow, Pressure Loss, Swirling Flow

1. ま え が き

これまで分級しない液体サイクロンの性能に関する研究を行ってきた⁽¹⁾。内径一定の長い円管からなる簡易形サイクロンの開発段階で、圧力損失がある流量で急変する現象が生じた。気流用サイクロン分離器でこのような現象が一部報告されている⁽²⁾が、その詳細は明らかにされていないようである。なお、液体サイクロンでは性能向上のためにより内径の小さいものが用いられる⁽³⁾ので、サイクロン状管内の上述の現象を説明することは液体サイクロンの開発にとって重要な問題である。また流体工学的にも興味のある問題である。

上述の圧力損失の変化は管内の渦パターンの相違によるものと思われるので、本研究では一端閉鎖のサイクロン状管の圧力損失と流れとの関係を明らかにすることを目的として、水流および一部空気流による実験を行った。その結果、圧力損失と流量との関係に二つのパターンがあり、これは管内の渦パターンによることがわかったので、ここに報告する。

2. おもな記号

C_F : 圧力係数 $= (p_s - p_2) / (\rho \bar{v}^2 / 2)$

D : 供試管内径

d : 入口管内径

L : 供試管全長

p_1 : 供試管入口圧力

p_2 : 供試管出口圧力

p_s : 供試管内壁圧力

Δp_0 : オリフィス差圧

Δp : 供試管の圧力損失 $= p_1 - p_2$

Re : レイノルズ数 $= \bar{v} d / \nu$

Re_U : 流量増加時に圧力損失が急変するレイノルズ数

Re_D : 流量減少時に圧力損失が急変するレイノルズ数

S_f : 壁面付着渦(Bパターン)の旋回周波数

$\bar{v}$: 入口管内の平均流速

X : 供試管出口側内壁からの軸方向距離

ζ : 供試管の損失係数 $= \Delta p / (\rho \bar{v}^2 / 2)$

ν : 動粘度

ρ : 密度

* 原稿受付 平成2年6月9日。

^{*1} 正員, 神奈川工科大学 (〒243-02 厚木市下荻野 1030)。

3. 実験装置および方法

図1に実験装置の概略を示す。水槽①からポンプ②で水を供試管に流入させる。バルブ③で流量を調整し管オリフィス④で流量測定を行い、水流は供試管⑤に流入する。供試管から流出した水は再び水槽に戻る。供試管は内径 $D = \phi 50 \text{ mm}$ で、上部の内径 $d = \phi 20 \text{ mm}$ の入口管から水流は管内に接線方向に流入する。出口管の内径も $\phi 20 \text{ mm}$ で、図2(a)のように出口管が供試管内に 30 mm 入っているP形と、出口管が管内に入っていない図2(b)のF形の2種類の供試管を用いた。全長 L は表1に示す3種類について実験を行った。以後、供試管を表1のP500のように呼ぶ。なお、P500, P750の供試管については図1の②のポンプを送風機に変えて空気流による実験も行った。供試管内の流れの観察および計測ができるように供試管はアクリル製である。

供試管の圧力損失は図2に示す入口管と出口管の壁

図1 実験装置概略

図2 供試管(単位 mm)

面静圧 p_1 , p_2 から求めた。なお、出口圧 p_2 は下流のバルブによりほぼ大気圧になるように調整している。供試管内壁面の圧力の定常、非定常測定も行った。

実験は水にグリセリンを加えて動粘度を $\nu = (0.85 \sim 1.6) \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ に変え、入口管内平均流速 $v \leq 8 \text{ m/s}$ (レイノルズ数 $Re \leq 1.2 \times 10^5$) で行った。なお、水の動粘度はあらかじめ検定してある管路を用いて各実験前後に層流の圧力損失ヘッドから求めた。

4. 実験結果および考察

4.1 供試管の圧力損失 図3に本実験で得られた管内の圧力損失 Δp と入口管のレイノルズ数 Re との関係の二つの $\Delta p-Re$ パターンの例を示す。

図3(a)はP500の短い供試管の結果で、静止状態から流量を増加していくと、 $Re \approx 5 \times 10^4$ で急に圧力損失 Δp が減少する。このように流量増加時で圧力損失が急変するところのレイノルズ数を Re_v とする。さらに流量を増加させてから流量を減少してくると、 $Re \leq 5 \times 10^4$ で Δp は流量増加時の値と一致しなくなる。このような $\Delta p-Re$ パターンは供試管が短い場合に生じる。なお、 $L < 500 \text{ mm}$ の管についても実験を行ったが、この場合には上述のような $\Delta p-Re$ パターンは生じなかった。

図3(b)は前者より長いP750の結果で、流量増加時は前者の結果と同じであるが、 Re_v よりやや小さい $Re \leq 3.5 \times 10^4$ で流量減少時に流量増加時と同じ値の圧力損失となる。この Δp が急変するレイノルズ数を Re_D とする。このように $\Delta p-Re$ 曲線にヒステリシスを生じる。P1000もこれとほぼ同じパターンをとる。なお、P1000では $\Delta p-Re$ 曲線にヒステリシスは生じなかった。

図3の結果から損失係数を求め、縦軸に損失係数 ξ を示したものが図4(a), (b)である。 Re_v を境として圧力損失が急変することがよくわかる。流量が小さいところの $Re < Re_v$ の損失係数 ξ_L (または $Re <$

表1 供試管

Test tube	Type	L(mm)	L/D
P500	P	500	10
F500	F	500	10
P750	P	750	15
F750	F	750	15
P1000	P	1000	20
F1000	F	1000	20

(a) P 500

(a) P 500

(b) P 750

(b) P 750

図 3 供試管の圧力損失

図 4 供試管の圧力損失係数

Re_D は流量の大きい $Re > Re_U$ の損失係数 ζ_s (または $Re > Re_D$) の約 2 倍になっているが、 ζ_L と ζ_s とも Re による差はなく、ほぼ一定値になるといえる。

圧力損失の急変するレイノルズ数 Re_U , Re_D は必ずしも安定な値ではないので、各供試管について動粘度を変えて実験を行った。その一例として P 500, F 500 の Re_U と動粘度 ν の関係を図 5 に示す。 Re_U , Re_D は流体の動粘度を変えてもほぼ一定値をとる。すなわち、この遷移は入口管の流速ではなく、レイノルズ数によって決まるといえる。これらの結果から得られたおよそその Re_U , Re_D とそれらの前後の損失係数 ζ_L と ζ_s の値を表 2 に示す。また参考のために空気流による P 500, P 750 の結果も同時に示す。 Re_U , Re_D の欄で一印は圧力損失の急変が生じなかったことを意味する。 Re_U , Re_D とも P 形と F 形では F 形のほうが大きな値をとる。損失係数 ζ_L と ζ_s の値は本実験範囲では供試管の長さによって大差なく、F 形管のほうが ζ_L と ζ_s との差が多少大きい。空気流による結果は Re_U , Re_D および ζ_L , ζ_s の値は多少相違するが、水流による本実験と同様な $\Delta p-Re$ 曲線となる。すなわち、流体による $\Delta p-Re$ 曲線の相違は見られない。

4.2 壁面圧力分布 F 500 供試管について壁面に圧力孔を設け、管内の壁面圧力分布の測定を行っ

図 5 P 500, F 500 の流量増加時に圧力損失が急変するレイノルズ数(Re_U)表 2 供試管の Re_U , Re_D と損失係数 ζ_L , ζ_s

Fluid	Test tube	Re_U	Re_D	ζ_L	ζ_s
Water	P500	5.0×10^4	—	6.0	3.5
	F500	7.0×10^4	—	6.5	3.2
	P750	3.5×10^4	3.5×10^4	6.0	3.3
	F750	8.5×10^4	7.0×10^4	6.5	3.0
	P1000	6.0×10^4	3.0×10^4	6.0	3.2
	F1000	—	—	6.5	—
Air	P500	5.5×10^4	—	4.0	2.2
	P750	4.5×10^4	4.5×10^4	4.0	2.0

た。図6は管壁に沿った圧力係数 C_p の分布を示したものである。 $Re < Re_u$ の結果(○, ●印)ではそれらの差はなく、 $X/L \leq 0.2$ で C_p が急上昇する。また $Re > Re_u$ のもの(◎, ●印)より前者の C_p の値は全体に大きい。なお、後者の場合 C_p の分布がいくらか蛇行しているが、 X/L の小さいところでの圧力の大きな上昇は生じていない。このように Re_u を境として壁面の圧力分布の形状も大きく変化する。

4.3 管内の渦パターンについて 上述の $\Delta p-Re$ 曲線のヒステリシスおよび壁面圧力分布の相違は供試管内の渦パターンの相違によることが予測されるので、圧力損失が急変する両流量域で管内の渦パターンを観察した。

図7に損失係数がそれぞれ ζ_L , ζ_S となる場合の空気柱となる渦心の写真を示す。図7(a)は損失の小さい ζ_S の場合で、渦心は多少蛇行しているが、渦心は供試管の下壁面まで達しており、管全体に渦流を形成している。以後この渦パターンをパターンAとする。図7(b)は損失の大きい ζ_L の場合で、渦心は上壁面から約150 mmのところの管壁面に付着して管壁を旋回している。図7(c)はストロボでこの渦心を同期させて撮影したものである。この渦パターンをパターンBとする。パターンA, Bを模写したものが図8である。

図6 壁面圧力分布(F500)

前述の圧力損失の増減はこのような管内の渦パターンの相違によって生じたことがわかる。なお、短い供試管のP500, F500では Re_u での渦パターンの変化はかなり急に生じるが、長い供試管のP750, F750, P1000では渦パターンの遷移は不安定であり、 Re_u , Re_D 近傍では渦パターンBの壁面付着位置 X_B が上下に変動してから、どちらかの渦パターンになる。

渦パターンBの渦心をストロボで同調させて壁面の旋回周波数 S_f [Hz] を調べた。図9はF500の結果で、入口管の平均流速 $\bar{v}$ に対して S_f を示す。 S_f は $\bar{v}$ によってほぼ直線的に増加する。F750の結果では、渦心の付着位置 X_B が上下するので、同じ $\bar{v}$ でも X_B が大きいときは S_f は小さく、 X_B が小さくなると S_f は大きくなる。いずれの場合にも約18~30 Hzで渦心が壁面を旋回している。

渦パターンの変化の機構を解明するためにF750管を用いて図10に示す管壁の圧力 p_{s1} , p_{s2} , p_{s3} (X_1 , X_2 , X_3 の位置)と管の圧力差 Δp , オリフィス差圧 Δp_o の同時測定を行った。その圧力波形の一例が図11で

図9 渦パターンBの旋回周波数(P500)

(a) パターンA (b) パターンB (c) パターンBのストロボ写真

図7 渦の状態(F750)

(a) パターンA (b) パターンB

図8 供試管内の渦パターン

図 10 非常壁面
静圧測定位置
(単位 mm)

図 11 Δp_0 , Δp および p_{01} , p_{02} , p_{03} の圧力波形

$Re=8.73 \times 10^4$ ($\approx Re_v$) の結果である。図 11 中の p_{01} の圧力変動①は測定孔を旋回渦が通過した信号で、①-②では渦は $X < X_1$ の壁面に付着している。②-④では付着渦は管入口から離れ X_2 , X_3 を通過し、再び⑤から渦心の付着が管入口に近づく。①-②で圧力損失 Δp は大きく、オリフィス差圧 Δp_0 は減少している。また②-④になるにつれて流量が増加(Δp_0 大)してくるのがわかる。すなわち、渦心の付着位置が管入口に近づく、管入口部の渦の壁面の旋回速度が増加するため、管の圧力損失が増し、流量が減少する。すると管内に流入する流れの角運動量が減少するので、渦心の旋回速度が落ち渦心の付着位置が降下し渦流は A パターンに変わる。その結果圧力損失が減少するので、再び流量が増大してくる。

これらの結果から、流量が大きい場合 ($Re > Re_v$ または $Re > Re_D$) 管内全体の渦流を維持できる角運動量が入口管から供給できるので渦パターン A が形成される。一方、流量が小さい場合 ($Re < Re_v$ または $Re < Re_D$) 管内全体の渦流を維持できる角運動量が入口管から供給されない、渦崩壊が生じより安定な壁面付着の B パターンになるものと考えられる。なお、P 500 や F 500 で流量減少時に A パターンから B パターンに変化しないのは、いったん A パターンになると渦流のもつ流体の旋回の慣性力により、管全体の渦流が維持されるためと考えられる。

前述の P 形と F 形で Re_v , Re_D の値が異なるのは、P 形のほうが出口管が供試管内に入っているのより安定した A パターンの渦流を作りやすいためと考え

られる。

5. む す び

本報では分級しない液体サイクロンを対象とした一端閉鎖管内の圧力損失と渦パターンとの関係を実験的に調べた。得られたおもな結果は次のとおりである。

(1) この種の管の圧力損失は管長によってある流量(レイノルズ数)によって急変する。その場合流量の増減によって 2 種類のパターンがあることを示した。

(2) 圧力損失が急変するレイノルズ数およびその前後の損失係数の値を明らかにした。

(3) 圧力損失の急変は管内の渦パターンの相違によるもので、レイノルズ数の小さい損失係数が大きい場合には渦心は管内壁に付着しており(B パターン)、レイノルズ数の大きい損失係数が小さい場合には渦心は閉鎖端壁まで伸びている(A パターン)。

本実験結果から当然供試管内の流れも渦パターンによって大きく相違することが予測される。最適なサイクロンの設計には流れの検討が必要であり、引続きこの種の管内の流れを調べる予定である。

最後に本実験にご協力いただいた本学の当時の多くの卒研究生諸氏に感謝の意を表す。

文 献

- (1) Akaike, S., ほか 2 名, *Papers 3rd Int. Conf. Hydrocyclones*, BHRA, (1987), 35.
- (2) 山家, 機講論, No. 800-4(1980-4), 107.
- (3) Day, P. W., *Chem. Eng. Prog.*, 69-9(1974), 67.