

平成21年6月1日現在

研究種目：基盤研究（C）
 研究期間：2007～2008
 課題番号：19560603
 研究課題名（和文） プール排水口事故を防ぐための渦室付排水管の研究開発
 研究課題名（英文） A Study on Drainpipe with Vortex Chamber to prevent the Accident of getting caught in Pool Drain
 研究代表者
 吉富 秀樹（YOSHITOMI HIDEKI）
 独立行政法人国立高等専門学校機構津山工業高等専門学校 機械工学科・教授
 研究者番号：20290786

研究成果の概要：

本研究は、プール排水口に身体を吸着されるという事故を未然に防止するため、流体自身の流れで吸引力を制御できる渦室付排水管を研究開発するものである。これまでに渦室付排水管の小型モデルを用いて研究を進めてきたが、実機サイズでの特性が確認できていなかった。そこで、本研究では、新たに実規模渦室付排水管を製作して特性試験を実施し、小型モデルの研究成果の有効性を確認すると共に設計データを整備した。

交付額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2007年度	1,800,000	540,000	2,340,000
2008年度	700,000	210,000	910,000
総計	2,500,000	750,000	3,250,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：建築学・建築環境・設備

キーワード：給排水、プール、排水管、排水口事故

1. 研究開始当初の背景

遊泳用プール等において、プール水循環用の排水口に児童が身体を吸着されるという事故が起きている。このようなプール排水口事故は、何らかの人的ミスによって格子状の排水口カバーが外れることによって起こる。そして、いったん吸着されてしまうと、排水口が塞がれることになるため循環ポンプが真空吸引の状態となり、極めて強い吸引力が作用する。

このようなプール排水口事故の防止対策は、排水口に格子状カバーをボルト等で固定し、さらに排水管入口に吸込み防止金具を取り付けることとされており、この2つの対策がきちんと成されていれば、安全性が確保できると言われている。しかしながら、水中の塩素によって固定金具が腐食し格子状カバーがはずれたり、固定することを忘れるなど

の人的ミスの可能性は皆無とは言えないし、現実問題として人的ミスによる事故は起きているのである。さらに、このような管理上のミスが無かったとしても、遊泳者が背中や臀部などで排水口カバーをぴったり覆うような状況になれば、体が排水口に張り付き動けなくなってしまうのである。

このようなことから、万一排水口カバーがはずれたり、背中などで排水口を覆うような状況になっても、身体が吸着されることのない安全な排水管の開発が望まれる。

2. 研究の目的

本研究は、遊泳用プール等において児童が排水口に身体を吸着されるという事故を未然に防止するため、安全性の高い新排水管を研究開発することを目的とする。

従来のプール排水管では、いったん吸着さ

れてしまうと強い吸引力が作用し、大きな事故につながる場合が多かった。本研究で開発する新排水管は、排水口に体を吸着されると渦室内に渦が発生し、この渦巻き流れの遠心力効果によって吸引力を弱めるという流体制御機能を有している。この新排水管を“渦室付排水管”と称している。この渦室付排水管については、これまでに研究代表者らが小型モデルを用いて研究し、機能を実証すると共に各種作動条件における吸引力特性や流れ抵抗などの基礎的特性を明らかにした。また、形状の最適化や特性計算法および吸引力の応答性などについても研究してきた。

以上の小型モデルによる研究成果を踏まえ、本研究課題の期間内では、実機サイズの渦室付排水管を新たに製作して実規模試験を行い、従来の排水管と渦室付排水管の吸引力特性を実規模レベルで比較検討する。また、小型モデルで得られた渦の構造などに関する知見が実機サイズのものへ適用できるか否か検討する。さらに、渦室付排水管の設計コード化を整備するため、吸着されていない通常状態の流れ抵抗、および吸着された時の吸引力の低減効果等について解析する。

3. 研究の方法

(1) 渦室付排水管の原理

研究代表者の発明になる渦室付排水管の概念図を図-1に示す。薄い円筒状の渦室の外周に接線方向に取り付けられた2本の吸込み管がプール底面の2個の排水口AとBにつながっている。また、渦室中心に軸方向に取り付けられた吐出し管が循環ポンプにつながる。通常は2本の吸込み管から同時に水が流入するが、もし一方の排水口Aに遊泳者が吸着されたら、もう一方の排水口Bから渦室へ流入する流れが強い渦巻き流れを発生する。この渦巻き流れによる遠心力場により渦室内は中心から外周に向かって強い圧力こう配が生じ、外周における圧力が上昇しプールの水压に近い値となる。その結果、排水口Aの吸着部分の吸込み管内圧力も上昇し、吸着部の内外の圧力差が減少する。この圧力差が小さくなれば吸引力は弱まり、遊泳者は脱出できる。このように渦室付排水管は、弁などに依らず流体自身の流れで吸引力を制

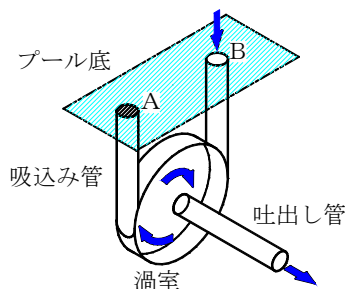
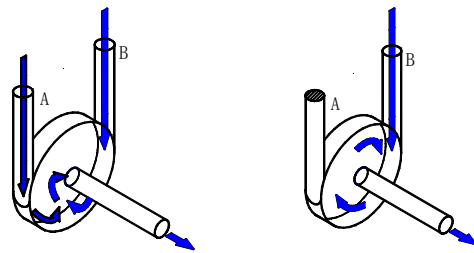


図-1 渦室付排水管の概念図



(a) 通常流れ状態 (b) 吸着流れ状態

図-2 渦室付排水管の流れ状態

御でき、また、機械的可動部や電氣的接点がいっさい無いことから長期に渡ってメンテナンスが要らないという特徴がある。

なお、渦室付排水管には2つの流れ状態が存在する。つまり、吸着されていない通常の状態では図-2(a)の流れ状態となっており、水は2本の吸込み管から同時に渦室内へ流入する。これを“通常流れ”と称す。一方、排水口Aに遊泳者が吸着されると、図-2(b)のように水は排水口Bからのみ流入し、渦室内で渦巻き流れとなる。これを“吸着流れ”と呼ぶことにする。

(2) 実規模試験装置の製作と実規模試験

渦室付排水管の実機サイズは一概に言えないが、遊泳用プール等に設置されている排水管の直径は100[mm]~300[mm]のものが多い。そこで、本研究では製作コスト等も考慮し、管径150[mm]に相当する渦室付排水管を製作することにした。そして、製作した実規模渦室付排水管では吐出し管径が150[mm]になるよう小型モデルを相似的に大きくした。吐出し管径を基準値としたのは、渦室付排水管では吸込み管が2本あり、吐出し管で一本に集合する構造であるため、従来の一般的な排水管と比較するには吐出し管で比較するのが妥当である。実規模渦室付排水管の形状と寸法を図-3に示す。小型モデルの渦室直

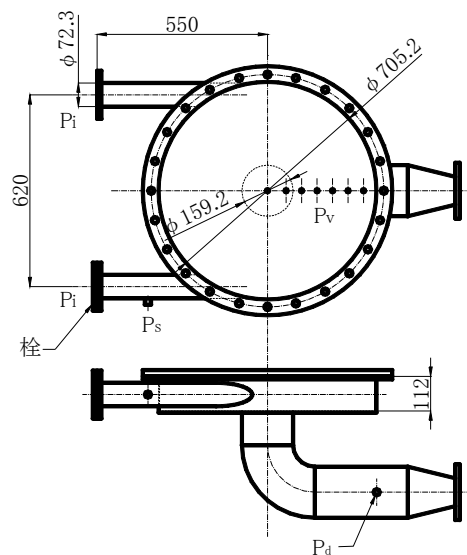


図-3 実規模渦室付排水管

径は 120[mm]であったが、実規模渦室付排水
管では 705.2[mm]であり、直径比で約 6 倍と
なっている。また、渦室厚みは 112[mm]、吸
込み管径 72.3[mm]および吐出し管径
159.2[mm]である。渦室の上蓋は、流れの様
子が観察できるよう、透明アクリル材で作っ
てある。渦室は水平に設置し、図-3 のよう
に渦室上部から見て左側の吸込み管の入口
に栓をすることで吸着状態を模擬した。また、
吸込み管入口の水圧を P_i 、吸着側吸込み管内
圧力を P_s 、吐出し管内圧力を P_d とする。渦
室内静圧分布を測るため渦室上面に 7 箇所
の静圧孔 P_v を設けている。各部の圧力は、壁
面静圧を導圧チューブで圧力変換器に導い
て測定した。圧力変換器は拡散型半導体式デ
ジタル圧力変換器であり、その測定範囲は
-100~100[kPa.g]で、測定精度は±1%FS だ
る。

実規模試験装置の構成を図-4 に、装置の外
観写真を図-5 にそれぞれ示す。図-4 におい
て、タンクはプールに相当しており、その寸
法は、幅 1.2[m]、奥行き 1[m]、深さ 0.9[m]
である。タンクの底から 0.2[m]の位置に渦室
付排水管を取り付けている。水面から渦室付
排水管までの水深は 0.6[m]に設定し、試験を
通じて一定値に保持した。また、従来の一般
的な形式の排水管（これを単管排水管と呼ぶ
ことにする）の特性を調べるため、渦室付排
水管と同じ水深に単管排水管を設置し、切換
弁で流路を切り換えられるようにしてある。

実際のプールで吸着事故が問題となるのは、
プール水循環用ポンプ等で吸引されている排

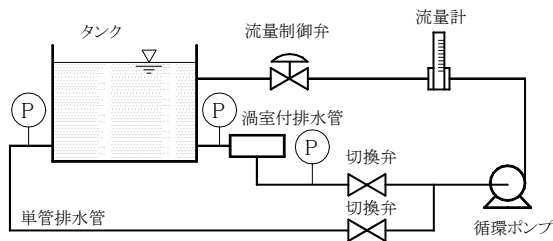


図-4 実規模試験装置の構成



図-5 実規模試験装置の外観

水口であるので、本試験装置も循環ポンプに
よる強制吸引方式としている。循環ポンプは、
これまでの小型モデルを用いた研究では出力
180[W]の小型マグネットポンプを使用してい
たが、本研究の実規模試験装置では出力
3.7[kW]の電動機直結型の片吸込渦巻ポン
プを使用している。排水口に身体を吸着され
たときの吸引力は、循環ポンプの特性にもよ
ると考えられるので、表-1 にポンプの主な仕
様を示す。なお、流量は、循環ポンプの吐出
し側に面積流量計を設置して測っている。

表-1 循環ポンプの主な仕様

項目	小型モデル実 験装置	実規模試験装 置
形式	小型マグネッ トポンプ	片吸込渦巻ポ ンプ
全揚程	9.7 m	10 m
吐出し量	97 L/min	1000 L/min
定格出力	180 W	3.7 kW

4. 研究成果

(1) 試験結果の整理式

本研究では、レイノルズ数 Re を式(1) のよ
うに吸込み管で定義する。

$$Re = \frac{V_s D_s}{\nu} \quad \text{----- (1)}$$

ここに、 V_s は体積流量を吸込み管断面積で
割った断面平均流速[m/s]、 D_s は吸込み管直径
[m]であり、 ν は水の動粘性係数[m²/s]である。
次に、渦室付排水管の損失ヘッド ΔH [m]を次
式で定義する。

$$\Delta H = \left(\frac{P_i}{\rho g} + H_i \right) - \left(\frac{P_d}{\rho g} + \frac{V_d^2}{2g} + H_d \right) \quad \text{(2)}$$

ここに、 P_i 、 P_d は図-3 に示した各点の壁面
静圧[Pa]、 H_i 、 H_d は圧力測定点の基準面から
の高さ[m]、 V_d は体積流量を吐出し管の断面積
で割った断面平均流速[m/s]、 ρ は水の密度
[kg/m³]、 g は重力加速度[m/s²]である。

また、渦室付排水管の損失係数 ζ は式(3)
で定義する。

$$\zeta = \frac{2g\Delta H}{V_s^2} \quad \text{----- (3)}$$

(2) 通常流れ状態における損失係数

渦室付排水管の設計において、圧力損失と
流量を計算する上で通常流れの損失係数は
重要なデータである。そこで、実規模渦室付
排水管について通常流れ状態における損失
係数を図-6 に示す。レイノルズ数が 4.5×10^4
~ 1.7×10^5 の範囲で、損失係数 ζ は 1.6~2.5
の値を示している。流体力学において、一般
的な管路入口部の損失係数は 0.5~1.0 程度
であるから、これに渦室付排水管内での拡大、
縮小、曲がりなどの流路損失を考慮すると、
この値は妥当な値と言える。

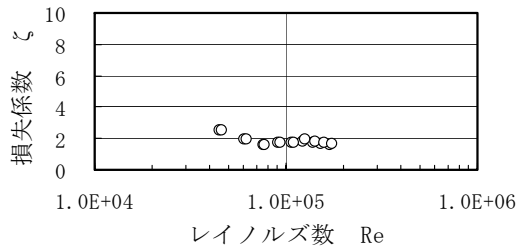


図-6 通常流れの損失係数

(3) 単管排水管（従来の排水管）の吸引力

従来の形式の排水管の吸引力を求めるため、図-4の単管排水管についても入口を栓で塞いで管内圧力 P_i を測定し、式(4)によって吸着部の栓内外差圧 ΔP を求めた。

$$\Delta P = P_i - P_s \quad \text{----- (4)}$$

この結果を小型モデルと比較して表-2に示す。ポンプの仕様は異なるものの、栓内外差圧 ΔP はどちらも約91[kPa]でほぼ同じであった。

表-2 単管排水管の栓内外差圧 ΔP

小型モデル (水深: 1.2m)	実規模試験 (水深: 0.6m)
91.7 [kPa]	91.6 [kPa]

この栓内外差圧に管断面積をかければ吸引力が推定できる。そこで、管直径をパラメータとして、式(5)で吸引力 F を計算すると図-7が得られる。

$$F = \Delta P \frac{\pi D_s^2}{4} \quad \text{----- (5)}$$

図-7によると単管排水管、すなわち従来の排水管では極めて大きな吸引力が作用することが分かる。例えば、管直径が300[mm]では、吸引力は約6000[N] (612kg. f)にも達している。

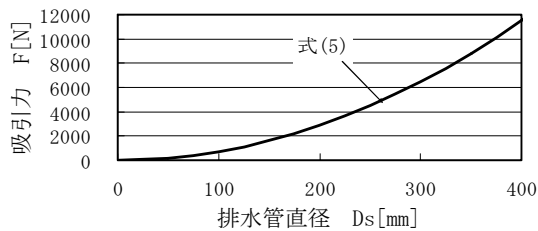


図-7 単管排水管の吸引力

(4) 渦室付排水管の吸引力低減効果

実規模渦室付排水管についても、吸着部の栓内外差圧 ΔP を式(4)で求め、単管排水管の結果と比較したものを図-8に示す。単管排水管では吸着されると入口が塞がれるため流量が零になり真空吸引のような状態となり、栓内外差圧は、表-2でも示したように、約91[kPa]という大きな値になっている。一

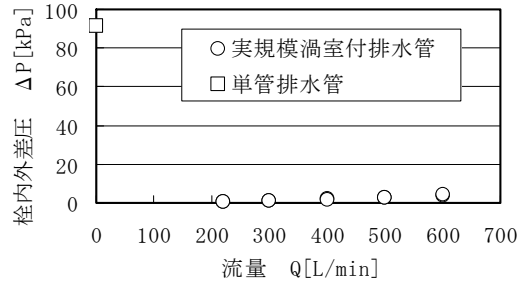


図-8 栓内外差圧と流量の関係

方、渦室付排水管では、栓内外差圧は0.8[kPa]から4[kPa]程度であり、単管排水管に比べるとおよそ1/100から1/20に減少しており、渦室付排水管の吸引力低減効果が実規模試験でも実証できた。

(5) 栓内外差圧と吸込み管内流速の関係

これまでの小型モデルによる研究では、栓内外差圧は吸込み管内流速と一定の関係があることがわかっていた。そこで、実規模試験の栓内外差圧と吸込み管内流速の関係を小型モデルのデータと共に図-9に示す。どちらも同じ曲線上に乗っており、栓内外差圧は吸込み管内流速の関数として求められることが分かる。

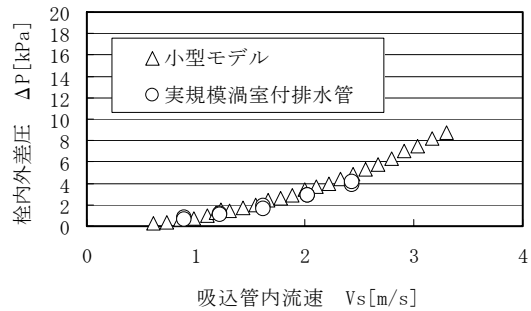


図-9 栓内外差圧

(6) 渦室内静圧分布と渦巻き流れの構造

実規模渦室付排水管の渦室内の半径方向静圧分布を図-10に示す。実験は吸込み管内流速 V_s を1.6[m/s]、2.0[m/s]、2.6[m/s]の3ケースに変化させて行った。プロットしている点の実験値で、破線が後述する理論解析に基づく計算値である。

実験値は渦室外周から中心に向かうにつれて放物線的に圧力が低下しており、半径80[mm]付近に変曲点が認められる。これは自

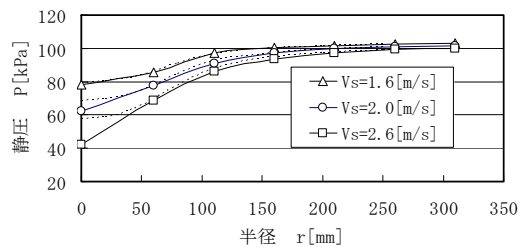


図-10 渦室内静圧分布

由渦と強制渦から成る組合せ渦の典型的な圧力分布であり、変曲点は自由渦と強制渦の境界に相当する。ただし、この渦室付排水管のように渦室厚みが薄い場合は、側壁の影響を受けるため外周部は完全な自由渦とはならない。小型モデルでの研究においても、外周部は準自由渦となっていた。そこで、実規模渦室付排水管の内部流れの理論解析においても、中心付近の強制渦と外周部の準自由渦から構成される組合せ渦と仮定して、以下のように解析する。

①準自由渦領域の流れ解析

準自由渦領域の周方向速度分布を次式のように仮定する。

$$V_{\theta} \times r^n = V_{\theta 0} \times r_0^n = \Gamma = const. \quad \text{----- (6)}$$

$$\therefore V_{\theta} = \frac{\Gamma}{r^n} \quad \text{----- (7)}$$

上式の速度指数 n は、 $0 < n < 1$ の範囲の値をとり、 $n=1$ なら完全な自由渦、 $n \neq 1$ なら準自由渦である。

渦巻き流れの圧力分布を表す基礎式は、

$$\frac{dP}{dr} = \rho \frac{V_{\theta}^2}{r} \quad \text{----- (8)}$$

となるので、これに式(7)を代入して積分し、境界条件として、 $r=r_c$ で $P=P_c$ を与えると、準自由渦領域の圧力分布として式(9)が得られる。なお、 r_c は渦室中心から吸込み管中心までの距離に相当する半径であり、渦の主流部の外径と見なす。

$$P = P_c - \frac{\rho \Gamma^2}{2nr_c^{2n}} \left\{ \left(\frac{r_0}{r} \right)^{2n} - 1 \right\} \quad \text{----- (9)}$$

よって、準自由渦と強制渦の境界半径を r_c とすれば、この境界半径における圧力 P_c と周速度 $V_{\theta c}$ は以下となる。

$$P_c = P_c - \frac{\rho \Gamma^2}{2nr_c^{2n}} \left\{ \left(\frac{r_0}{r_c} \right)^{2n} - 1 \right\} \quad \text{----- (10)}$$

$$V_{\theta c} = \frac{\Gamma}{r_c^n} \quad \text{----- (11)}$$

②強制渦領域の流れ解析

強制渦領域では、周方向速度は半径に比例するから、速度分布は次式のようになる。

$$\frac{V_{\theta}}{r} = \frac{V_{\theta c}}{r_c} = \Omega = const. \quad \text{----- (12)}$$

$$\therefore V_{\theta} = \Omega \times r \quad \text{----- (13)}$$

式(13)を圧力分布の基礎式(8)に代入して積分し、境界条件は、 $r=r_c$ で $P=P_c$ であるから、強制渦領域の圧力分布として式(14)が得られる。

$$P = P_c - \frac{\rho \Omega^2 r^2}{2} \left\{ \left(\frac{r_c}{r} \right)^2 - 1 \right\} \quad \text{----- (14)}$$

式(9)と式(14)によって計算した圧力分布が図-10の破線である。なお、速度指数 n は実

験値と計算値が合うよう試行錯誤的に調整した。その結果、速度指数 n の値は吸込み管内流速 V_s によって多少変化するが、本実験範囲では 0.8~0.9 の値であった。この値は渦室外周部の流れが準自由渦であることを示している。また、この値は、小型モデルの速度指数 n の値にほぼ等しいことから、実規模渦室付排水管の内部流れは小型モデルと同様の流れとなっており、これまでの小型モデルによる研究成果が活かせる。

(7)渦室内流れの数値シミュレーション

汎用数値解析ソフトウェアを利用して、コンピュータによる渦室内流れの数値シミュレーションを行った。計算条件は、入口圧力 106[kPa]、出口圧力 40[kPa] とした。また、メッシュ分割は、オートメッシュ分割としメッシュサイズは 2.2[mm]~10[mm] である。メッシュ分割図を図-11に示す。

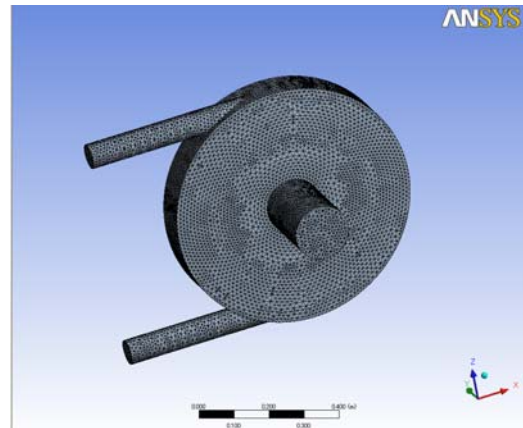


図-11 メッシュ分割図

①吸着流れの数値シミュレーション結果

吸着流れを模擬するため、吸込み管の一方を閉塞した条件において、渦室内流れの数値シミュレーションを行った。数値シミュレーションによって得られた流線の様子を図-12に示す。典型的な渦巻き流れとなっているのが分かる。流速分布は、外周からある半

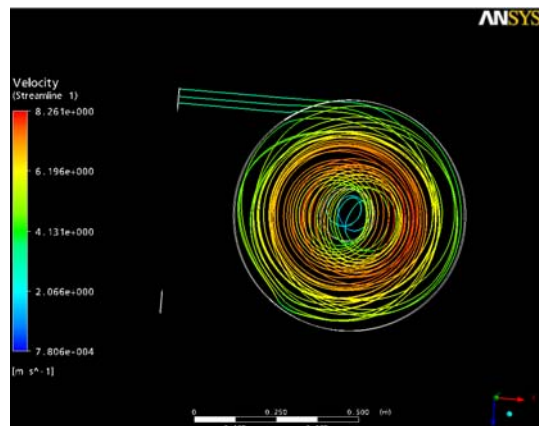


図-12 吸着流れの流線

径まで流速が速くなり、それより中心側では流速が遅くなっている。つまり、外周側が自由渦で中心付近が強制渦である組合せ渦の速度分布となっている。このことは、実規模渦室付排水管の試験結果と一致している。

次に、吸着流れの数値シミュレーションで得られた圧力分布を図-13に示す。渦室内は外周部の圧力が高く、中心に向かうにつれて圧力が低下している。また、吸込み管内の圧力が高くなっており、渦の遠心力効果によって圧力が上昇していることが確認できる。

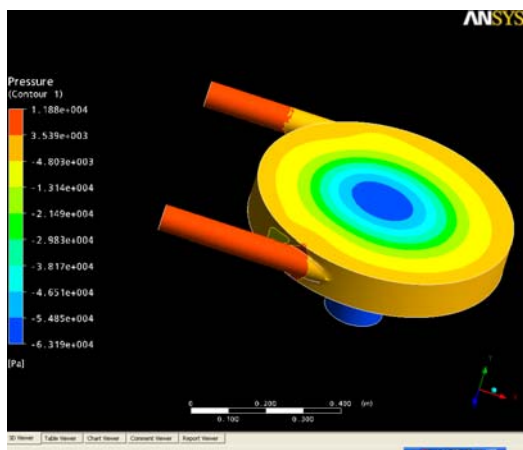


図-13 吸着流れの圧力分布図

②通常流れの数値シミュレーション結果

数値シミュレーションによって得られた通常流れの流線を図-14に示す。2本の吸込み管から渦室に流入した流れは、反対側で衝突した後に、渦室中心に設けられた吐出し管へと流れて行く。しかし、吐出し管の上を通過して吸込み管側にもどってくる流れが存在し、この流れによって渦室内に大きな2つの渦が発生していることが確認できる。また、この図からは分からないが、流線を詳細に分析した結果、渦室から吐出し管につながる流路が直角に曲がっているため、吐出し管流入部で流れが剥離し、剥離渦が発生していることも確認できた。これらの渦は、渦室付排水管の通常流れの損失を増加させるもの

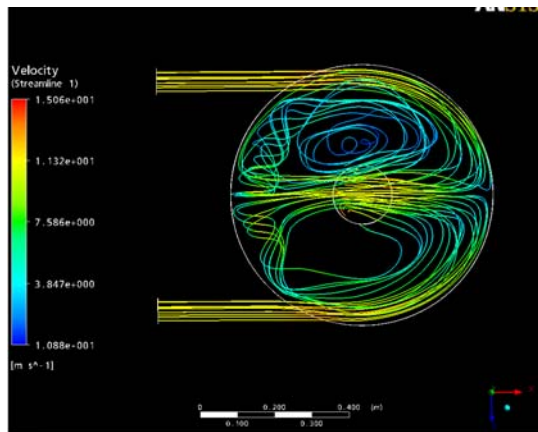


図-14 通常流れの流線

である。したがって、今後の課題として、通常流れの損失低減のための形状最適化が必要である。

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕(計1件)

- ①吉富秀樹、梶原豪介、サイクロン状渦室を有する排水管の研究開発－渦室内旋回流動場における突起状リングと流れ特性に関する一知見－、津山工業高等専門学校紀要、No. 49、pp. 95－99、2008、査読有

〔学会発表〕(計2件)

- ①梶原豪介、吉富秀樹、プール排水口事故を防ぐための渦室付排水管の研究－渦室内の流れ－、計測自動制御学会中国支部津山地区計測制御研究会平成20年度学術講演会、2009-2-7、津山圏域雇用労働センター
- ②吉富秀樹、流体自身の流れで吸引力を制御する渦室付排水管の研究(第5報)実規模試験装置による特性試験、空気調和・衛生工学会大会、2008-8-29、立命館大学

〔その他〕

- ①吉富秀樹、渦巻き流れの利用に関するシーズ技術、第1回中国地区高専テクノ・マーケットにて発表、2008-12-5、広島県立広島産業会館
- ②研究代表者ホームページ、
<http://www.tsuyama-ct.ac.jp/yositomi/>

6. 研究組織

(1) 研究代表者

吉富 秀樹 (YOSHITOMI HIDEKI)
独立行政法人国立高等専門学校機構津山工業高等専門学校・機械工学科・教授
研究者番号：20290786

(2) 研究分担者

なし

(3) 連携研究者

なし