

## 取水口スクリーン塵埃浮流装置の開発

(圧縮機 - 配管内の圧力脈動の特性)

山本 剛\* 坂本 雅彦 浅川 志郎\*\* 松林 俊夫\*\*\*

Development of Screen Dusting System

(Characteristics of Pressure Fluctuation in Compressor-Piping System)

Tsuyoshi YAMAMOTO\*, Masahiko SAKAMOTO, Shirou ASAKAWA\*\* and Toshio MATSUBAYASHI\*\*\*

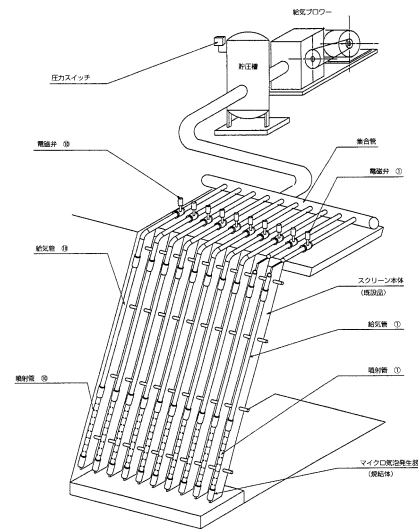
The purpose of this study is to estimate the flow characteristics in an air supply pipe for the screen dusting system. The pressure at the outlet of air feeding hole in the air supply pipe was measured with pressure transducer for various parameters such as the supply pressure and the diameter of the feeding hole. It was proven that the mean pressure at the outlet of the air feeding hole increases monotonically with increasing the supply pressure. The value of the mean pressure increases with decreasing the diameter of the air feeding hole under the constant supply pressure, and the reverse pressure gradient generates at the point in the air supply pipe. In that regard the fluctuation of the pressure in the pipe becomes remarkable.

## 1. 緒 言

発電・利水・治水・保全などを目的に河川から取水する際、取水路への水の流入に伴い河川内を浮遊する様々な塵埃が取水口へと集積する。取水口には、一般的に、柵（以下、これをスクリーンと呼ぶ）が設置されており、これら塵埃の取水路への進入を防止している。特に、中・小規模な取水設備では、スクリーンに集積した塵埃を人力で処理しており、設備の保守・管理上、大きな負担となっている。

取水口スクリーンへの塵埃の流入及び集積を防ぐ新たな方法として、著者等の1人は、図1に示すようなスクリーンを構成する管（以下、これを噴出管と呼ぶ）群に、ブロー及び貯気槽から導入される圧縮空気を、噴出管内の小孔（以下、これを噴出孔と呼ぶ）から水中に噴出することによる除塵装置を提案している<sup>(1),(2)</sup>。本装置は、従来の機械式除塵装置に比べ極めて簡易な構造をしており、既存設備への付加も容易であることなどから、省力化の観点からも極めて効果的であると考えている。

本研究では、これまでスクリーン塵埃浮流装置の基礎データ収集を目的に、給気管へ供給する空気圧力をパラメータに給気管に設けられた小孔出口の吐出圧力の特

図1. スクリーン塵埃浮流装置<sup>(2)</sup>

性について調べた<sup>(1)</sup>。その結果、給気管へ供給する空気圧力の増加に伴い、噴出孔出口の平均圧力はほぼ単調に増加すること、給気管へ供給する空気圧力が一定の場合、噴出孔径の減少に伴い管内平均圧力は増加し、軸方向に逆圧力勾配を形成することなどを明らかにしたが、これまで、噴出孔出口圧力の過渡的な特性については検討していない。

\* 奈良工業高等専門学校専攻科 \*\* 元奈良工業高等専門学校  
\*\*\* 大和機械設備(株)

本研究では、噴出管内小孔から噴出する空気の過渡期的な流動特性を調べることを目的に、噴出管形状の違いによる噴出孔出口圧力の特性を測定するとともに、ブローア配管内の気体質量に関する運動方程式を提案し、これら特性を検討した。以下、これら結果を報告する。

## 2. 数値解析

図2に示す両端に送風機-絞りが存在する等価圧縮システム系内の過渡的な気体質量の運動方程式を、Greitzerの報告<sup>(3)</sup>と同様な方法で提案した。入り口ダクト内の流体は、圧縮機出口とプレナム入り口との差圧による力を受けるものとすれば、

$$\rho L_c A_c \frac{dC_{XC}}{dt} = (P_2 - P_3) A_c = (C - P_p) A_c \quad (1)$$

を得る。ここで、 $C_{XC}$ ,  $L_c$ ,  $A_c$ は、それぞれ入り口ダクト内の流速(m/s)、長さ(m)、そして断面積(m<sup>2</sup>)を示し、 $C(=P_2)$ は送風機の圧力上昇(Pa)を、 $P_p$ はプレナムチャンバ内圧(Pa)を表す。一方、出口ダクト部では、

$$\rho L_t A_t \frac{dC_{XT}}{dt} = (P_4 - P_5) A_t = \{(P_p - P_h) - (P_5 - P_h)\} A_t \quad (2)$$

を得る。ここで、 $C_{XT}$ ,  $L_t$ ,  $A_t$ は、それぞれ出口ダクト内の流速(m/s)、長さ(m)、断面積(m<sup>2</sup>)を、 $P_h$ は水深 $h$ での静水圧(Pa)を表す。出口ダクト絞り部における圧力低下が動圧の全てに等しいと仮定すると、

$$P_5 - P_h = (1/2) \rho C_{XT}^2 = n \cdot \dot{m}_r^2 / (2 \rho A_r^2) \quad (3)$$

ここで、 $\dot{m}_r = \rho A_r C_{XT}$ で出口ダクト内質量流量(kg/s)を、 $n$ は噴出孔数を表す。(3)を(2)に代入して、次式を得る。

$$\frac{L_t}{A_t} \frac{d\dot{m}_r}{dt} = (P_p - P_h) - n \cdot \frac{\dot{m}_r^2}{2 \rho A_r^2} \quad (4)$$

入り口ダクト内と質量流量と出口ダクト内の質量流量は、等価圧縮システム内で脈動流れの場合と異なるものと考えられ、結果として、プレナム内の質量保存は、

$$\dot{m}_c - \dot{m}_r = V_p \frac{\rho}{\kappa P} \frac{dP_p}{dt} \quad (5)$$

で与えられる。ここで、 $\dot{m}_c = \rho A_c C_{XC}$ で入り口ダクト内質量流量(kg/s)、 $V_p$ はプレナム体積(m<sup>3</sup>)、 $\rho$ はプレナム内密度(kg/s)で、プレナム内の密度変化は、ポリトロープ変化とし、指数は比熱比 $\kappa$ とした。

送風機の失速セルが発達するのに要する時間は、Greitzerの報告<sup>(3)</sup>と同様に次式を適用した。

$$\tau \frac{dC}{dt} = C_{SS} - C \quad (6)$$

ここで、 $\tau$ は時間定数、 $C_{SS}$ は定常時の圧力上昇(Pa)を表す。なお、ロータ内で失速域が現れるのに $N$ 回転必要

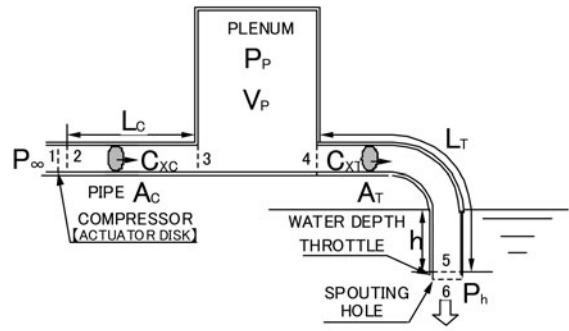


図2. 等価圧縮システム

とすれば、これを時間遅れとすると、

$$\tau = N(2\pi R/U) \quad (7)$$

を得る。ここで、 $R$ はロータ半径(m)、 $U$ はロータ先端の周速度(m/s)である。

以上、(1)、(4)、(5)、(6)は等価圧縮システム系内の気体質量の運動方程式を表し、これら関係式を、質量流量： $\rho U A_c$ 、圧力差： $\rho U^2/2$ 、時間： $\omega^{-1}$ で各項を除き無次元化すると、以下の運動方程式を得る。

$$\frac{d\tilde{m}_c}{dt} = B(\tilde{C} - \tilde{P}_p) \quad (7)$$

$$\frac{d\tilde{m}_r}{dt} = \frac{B}{G} \left\{ (\tilde{P}_p - \tilde{P}_h) - n \cdot \left( \frac{A_c}{A_r} \right)^2 \tilde{m}_r \right\} \quad (8)$$

$$\frac{d\tilde{P}_p}{dt} = \frac{1}{B} \{ \tilde{m}_c - \tilde{m}_r \} \quad (9)$$

$$\frac{d\tilde{C}}{dt} = \frac{1}{\tau} (\tilde{C}_{SS} - \tilde{C}) \quad (10)$$

ここで、変数 $B$ と $G$ は、次式で与えられる無次元数である。

$$B = \frac{U}{2\omega L_c}, \quad G = \frac{L_t}{L_c} \frac{A_c}{A_r} \quad (11)$$

計算は、各変数に初期条件を与え、4次精度のRunge-Kutta法を適用して計算した。

## 3. 実験装置及び方法

実験に用いた噴出管形状を表1にそれぞれ示す。Type I ~ Vの噴出管はいずれも、等間隔に5箇所の空気噴出孔が設けられており、噴出孔の直径は、4mm、5mm、6mmとした。

空気は、圧縮機より高圧空気用ホースを介して噴出管に供給される。実験は、噴出管に供給する空気圧力をパラメータに、各噴出管の噴出孔出口の圧力を、小孔から1mm下流の位置に圧力センサーを設置し、100Hzのサンプリング周波数にて測定した。

Table 1 噴出管の各種タイプ.

	管長	管内径	管外径
Type I	1244	14	17
Type II		7	10
Type III		21	27
Type IV	655	14	17
Type V	2560		

単位：mm

4. 結果および考察

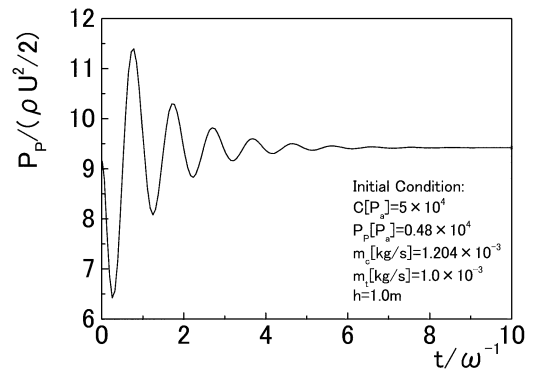
等価圧縮システム系内の過渡的なプレナム内圧力変動計算結果の一例を図3に示す。プレナム内圧力は、水深  $h$  が小さい場合、過渡的な変動を伴うものの次第に減衰し、ほぼ一定値に収束していることがわかる。一方、水深  $h$  の増加に伴い圧力変動が維持され、ほぼ一定の振動周期と振幅を維持していることが分かる。この際、一定の圧力脈動であるサージングが等価圧縮システム系内に発生していると考えられる。今後、変数  $B$  や  $G$  に対する圧力変動の影響、流量-圧力変動分布、そして他変数圧力変動の周波数分析などの検討を行い、これら運動方程式の特性について詳細に調べる予定である。

噴出孔出口圧力の測定結果一例を図4に示す。噴出管の長さや内径に関わりなく、空気供給圧力の増加に伴い出口圧力は単調に増加する。一方、ここでは示していないが、空気供給圧力が一定の場合、噴出孔径の増加に伴い出口圧力は単調に減少した。なお、軸方向に沿う圧力分布はほぼ一定値を示した。

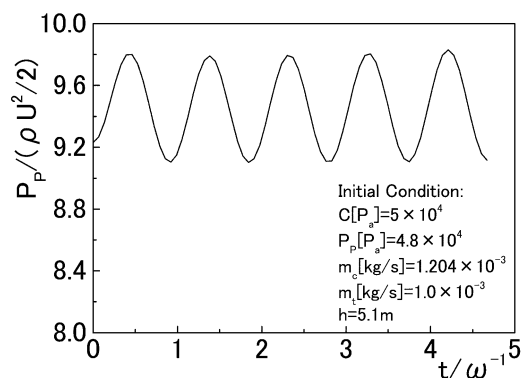
図5に、空気供給圧力を一定する、異なる噴出管形状に対する噴出孔出口圧力の測定結果を示す。定性的には噴出管の体積が減少するに伴い噴出孔出口圧力は増加するとともに、軸方向に沿う圧力勾配もまた変動する。しかし、本実験範囲ではType Iの噴出孔出口圧力が最小となり、軸方向に沿いほぼ一様な圧力分布を示した。これは、Type Iの噴出管形状が圧力変動に伴い生ずる振動が、噴出管形状に影響しているためであると考えられる。

図6に各タイプの噴出孔出口圧力の変動率（測定圧力の最大値と最小値との差を平均圧力で除した値）を示す。Type Iの変動率が最も高い値を示していることが分かる。これは、Type Iの噴出管形状が圧力変動に伴い生ずる振動に影響し、共振現象を生じ、結果として大きな振幅の圧力振動を発生しているためであると考えられる。

噴出孔出口圧力の変動特性を明らかにするため、測定



(a)  $h = 1.0m$



(b)  $h = 5.1m$

図3. 計算結果

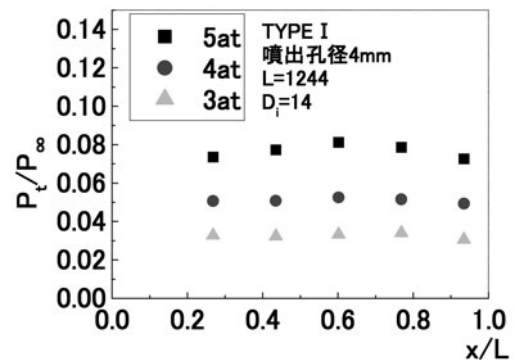


図4. 供給圧力の影響

した圧力変動の結果を周波数分析し、表2に示す気柱（閉管）及び共鳴（Helmholtz）振動を仮定して得られる振動数にほぼ一致した周波数の振幅値の平均を図7に示す。本実験範囲では、噴出管内を気柱振動とした場合、他のタイプに比べType Iの噴出管が突出していることが分かる。Type Iのうち、特に噴出孔径が小さい場合、気柱振動数に一致する周波数の圧力の変動（振幅）が大きくなっており、Type Iの管内では、気柱振動に類似の振動が噴出管内で生じていると考えられる。

図8に静水下、噴出管小孔からの空気噴出状況を示す。

噴出管の軸方向に沿い、噴出孔からの空気流量が減少していることが分かる。これは、水深の増加に伴い大きな静水圧が噴出孔に作用し、結果として空気噴出量の減少をもたらしていると考えられる。噴出孔の形状や大きさにより、噴出する空気圧力や気泡径など変化すると考えられるが、これら特性については今後の課題としたい。

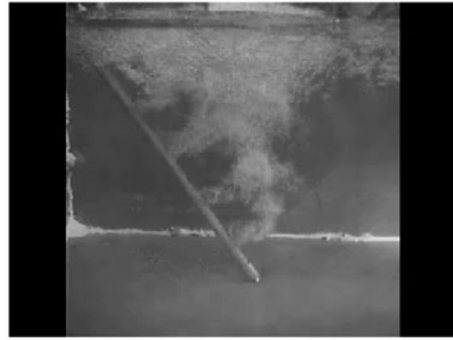


図8. 静水中での空気噴出状況

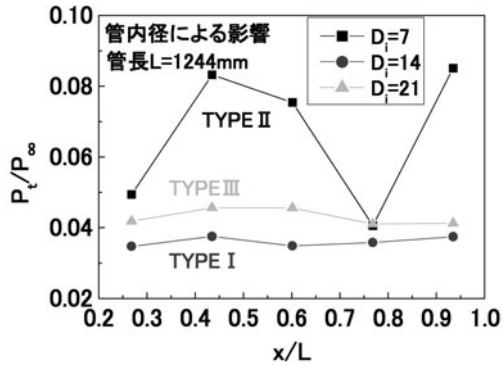


図5. 噴出管形状の影響

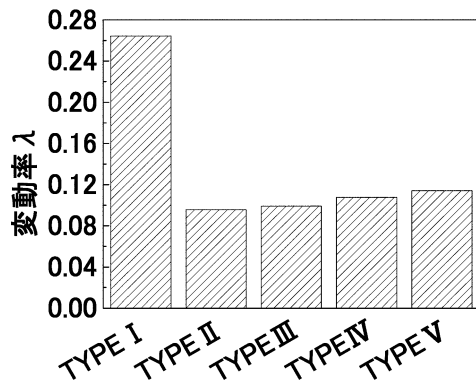


図6. 噴出孔出口圧力の変動率

Table 2 各種振動の基本振動数 [Hz].

	TYPE I	TYPE II	TYPE III	TYPE IV	TYPE V
気柱振動(閉管)	7.74	7.74	7.74	7.96	7.32
共鳴振動	4.92	9.84	3.28	7.06	3.31

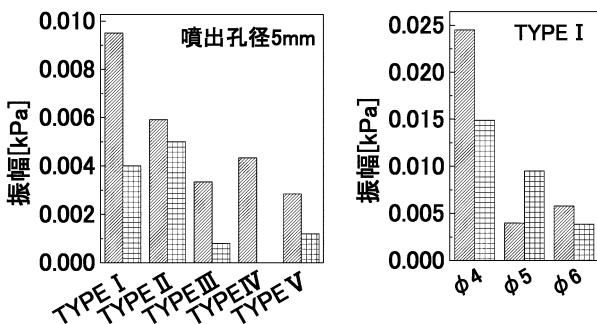


図7. 気柱・共鳴振動周波数の出現

### 5. 結 言

噴出管内小孔から噴出する空気の過渡期的な流動特性を調べることを目的に、噴出管形状の違いが噴出孔出口圧力の過渡的な特性に及ぼす影響について調べた。さらに、ブロー配管系内の気体質量に関する運動方程式を提案した。得られた結論は以下の通りである。

- (1) 噴出管に供給する空気の供給圧力の増加に伴い、噴出孔の出口圧力は単調に増加する。
- (2) 噴出管へ供給する空気圧力が一定の場合、噴出孔径の増加に伴い噴出孔出口圧力は単調に減少する。
- (3) 本実験範囲では、噴出孔出口圧力の平均値は、各種噴出管のうち Type I で最も小さくなるが、最も大きな変動率を示した。その際、圧力変動の周波数は気柱振動の周波数が卓越した。
- (4) 水深の増加に伴いプレナム内に一定の圧力変動が生ずる。

### 文 献

- (1)スクリーン塵埃浮流装置の開発, 坂本雅彦 (奈良高専)、菊池宗臣、松林俊夫 (大和機械設備(株) 奈良高専研究紀要 第40号、pp.1~4.
- (2)スクリーン塵埃浮流装置の実験資料, (株)大和機械設備, 2003
- (3)Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model, E.M. Greitzer, Transaction of ASME, pp.190-198., 1976