

## 吹出し管を備えた吸込みノズルの空気輸送特性におよぼす吸込み流速 および粒子径の影響

福原 稔<sup>1\*</sup>, 石原田 秀一<sup>2</sup>, 石外 哲也<sup>3</sup>, 神崎 佑太<sup>4</sup>, 福村 理仁<sup>1</sup>, 今林 琢実<sup>1</sup>, 中尾 光博<sup>1</sup>

### Effects of Suction Velocity and Particle Diameter on Pneumatic Conveying Characteristics of Suction Nozzle with Injection Pipe

Minoru Fukuhara<sup>1\*</sup>, Shuichi Ishiharada<sup>2</sup>, Tetsuya Ishigai<sup>3</sup>, Yuta Kanzaki<sup>4</sup>, Masahito Fukumura<sup>1</sup>, Takumi Imabayashi<sup>1</sup> and Mitsuhiro Nakao<sup>1</sup>

Received 25 September 2023; Accepted 11 December 2023

In the vacuum system of pneumatic conveying, the authors have proposed that a suction nozzle equipped with an injection pipe at the center would provide a highly dense, highly efficient method of transporting powder and particles. In this paper, we examined the effects of suction velocity and particle diameter on the loading ratio and the suction nozzle efficiency by attaching the injection port on the outer part of the suction nozzle. As a result, in the case of coarse particles within this experimental condition, the effect of suction velocity differs in both cases (the injection ports positioned at the center and outer part). This characteristic is explainable by the difference between fluidization phenomenon and aeration phenomenon. Under conditions that are not affected by the suction velocity, neither is affected by the particle diameter in both cases.

**Keywords:** Pneumatic conveying, Suction nozzle, Loading ratio, Efficiency, Fluidization.

#### 1. まえがき

食品原料, 化学原料, 医薬品原料, 工業原料などに見られる粉粒体の製造技術の高度化, 自動化に伴い, 粉粒体輸送の需要がさらに増すものと思われる。粉粒体の輸送法の中に空気輸送があり, その短所[1]である消費動力が大きい, 管路内壁が摩耗する, そして高速で輸送するとき被輸送物が破碎するなどの課題を改善するために高濃度の低速輸送が行われている。この空気輸送装置の粉粒体供給部[2]の高濃度化と高効率化を図るため, 著者ら

は粉粒体供給部である吸込みノズルに着目し, その中心軸上に噴流吹出し管を設けることを提案した。その結果, 粉粒体が流動化され, 吸込みノズルの性能が向上した[3]。これまでの研究では吸込みノズルの幾何形状に着目し, 管径比[4], 吹出し管挿入長さ[5]および吸込みノズル深さ[6]の影響について調査し, 吸込みノズルの性能におよぼす最適寸法を求めた。また, 被輸送物としての粉粒体に着目し, 準備段階としての吸込み流速[7], そして粉粒体の粒子径[8]の影響について調査し, その特性を明らかにした。これまで調査してきた, 吹出し管を吸込みノズルの中心軸上に設ける方式(既報[3–8])に対し, その吹出し管を吸込みノズルの外周に設ける新たな方式[9,10]において性能実験を試みた。その結果, 吹出し流による流動化の形態が異なるにもかかわらず, 性能におよぼす吹出し口の取付け位置の影響をほとんど受けないことを明らかにした。前報[11]では, 幾何寸法, すなわち吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さのそれぞれの影響について調査し, その特性を明らかにした。従来の方式では, 被輸送物としての粉粒体に着目し, 吸込み流速[7]および粉粒体の粒子径[8]の影響について報告しているので, 新たな方式においてもこれらのパラメータがどのような影響をおよぼすのか調査する必要がある。

本報では, 前報[11]で採用した装置を用い, 吹出し管を吸込みノズル軸中心および外周へ取付けた場合の吸込

1 鹿児島大学学術研究院理工学域  
(〒 890-0065 鹿児島市郡元 1-21-40)  
Graduate School of Science and Engineering, Kagoshima University  
(1-21-40 Korimoto, Kagoshima 890-0065, Japan)  
2 株式会社ウェルネス総研  
(〒 890-0046 鹿児島市西田 2-28-8 第 11 川北ビル 4F)  
Wellness Institute, Ltd.  
(Kawakita Building No. 11-4F, 2-28-8 Nishida, Kagoshima 890-0046, Japan)  
3 旭化成株式会社  
(〒 210-0863 神奈川県川崎市川崎区夜光 1-3-1)  
Asahi Kasei, Ltd.  
(1-3-1 Yako, Kawasaki-ku, Kawasaki, Kanagawa 210-0863, Japan)  
4 株式会社レゾナック  
(〒 221-0024 神奈川県横浜市神奈川区恵比須町 8)  
Resonac Corporation  
(8 Ebisu-cho, Kanagawa-ku, Yokohama, Kanagawa 221-0024, Japan)  
\* Corresponding Author fukuhara@mech.kagoshima-u.ac.jp

み流速および粉粒体の粒子径のそれぞれの影響について、混合比などの性能実験を行った。そして、吸込みノズル内の壁面変動圧力の計測を行い、混合比との関係を調査するとともに、それぞれ吸込み流速および粉粒体の粒子径の影響についてその特性を明らかにした。

## 2. 実験装置および方法

### 2.1 実験装置

実験装置の概略図を Fig. 1 に示す。吹出し用送風機の空気は、吹出し管③より供試容器⑦内の粉粒体層⑥に鉛直下方向に吹出される。この噴流により流動化された粉粒体は、吸込みノズル④より吸込み用送風機を介して吸込まれ、サイクロンセパレータ⑨によって空気と分離された後、回収タンク⑩に回収される。

供試吸込みノズルの概略図を Fig. 2 に示す。前報[11]と同様、吹出し管を吸込みノズルの軸中心および外周から吹出される場合をそれぞれ Type A および Type B と呼ぶことにする。それらをそれぞれ Fig. 2 (a) および Fig. 2 (b) に示す。図中でわかるように、Type A および Type B において、それぞれ吹出し管の外周部および軸中心部から流さないよう栓で塞いでいる。本装置の吸込みノズルは固定式としているので、ノズル外周部に粉粒体供給調整器⑤を取付け、粉粒体をノズル内へ連続供給できるようにした。実用上、吸込みノズルを移動式として使用する場合には、連続供給とはノズル下端と粉粒体表層との距離が一定に保たれていることを意味する。既報[6]で示したように、粉粒体供給調整器の下端から Fig. 2 中の角度  $\theta$  で表される線分と吸込みノズル外周の吹出し管外径との交点から、軸方向に対しノズル下端までの距離を吸込みノズル深さ  $h$  として定義している。ここで、角度  $\theta$  は供試粒子の平均粒子径における安息角とする。また、粉粒体供給調整器の内周は、Fig. 1 に示すように上方を

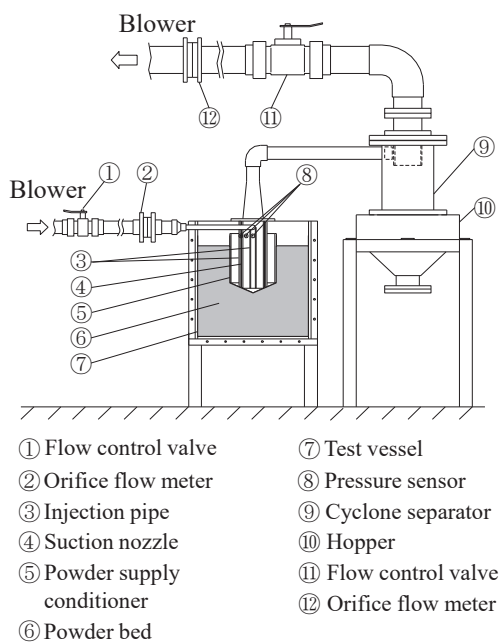


Fig. 1 Schematics of experimental apparatus

大気開放式とした。円筒座標  $z$  および  $r$  は、吸込みノズル下端から  $l_0$  [=  $(D_s/2)\tan\theta$ ] ( $D_s$ : 吸込みノズル内径) だけ鉛直下方位置の軸中心を原点とし、鉛直下方向を正とする。Fig. 2 (a) に示す Type A の場合、その原点から吹出し管出口端までの距離を、Fig. 2 (b) に示す Type B の場合、吹出し管下端からリング出口端までの距離を、それぞれ吹出し管挿入長さ  $l$  として定義している。

### 2.2 実験方法

実験では、吹出し用および吸込み用送風機の回転数をインバータにより周波数制御した後、Fig. 1 中の電磁弁①および⑪を同時に開くことにより開始する。オリフィス②および⑫を用いてオリフィス前後の差圧を計測し、吹出し空気の体積流量  $Q_i$  および吸込み空気の体積流量  $Q_s$  を求める。ここで、吹出し空気の平均流速  $U_i$  および吸込み空気の平均流速  $U_s$  は、 $Q_i$  および  $Q_s$  をそれぞれの断面積で除した値である。

粉粒体回収性能のうち、混合比  $m$  は回収粉粒体を台秤で計量した量を計測時間で除したもの、つまり粉粒体の質量流量  $G_p$  と吸込み空気の質量流量  $G_a$  との比、すなわち

$$m = \frac{G_p}{G_a} = \frac{G_p}{\rho_a Q_s} \quad (1)$$

で表される。ここで、 $\rho_a$  は空気密度である。被輸送物

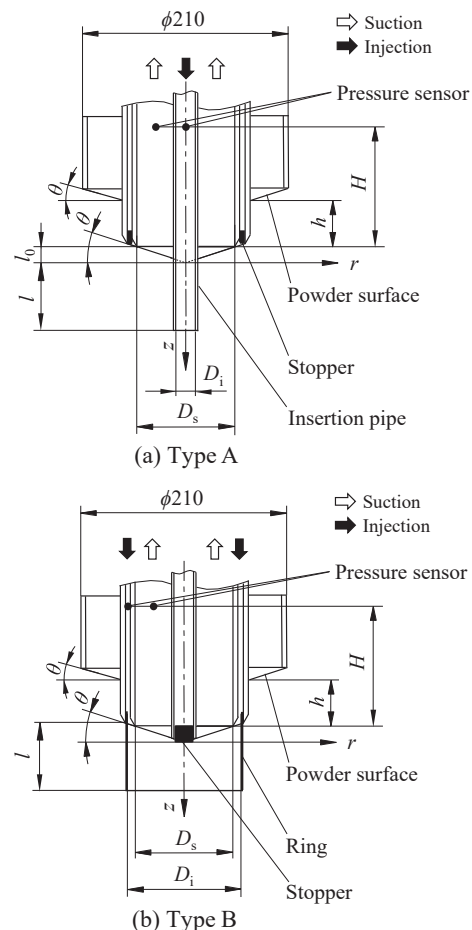


Fig. 2 Schematics of the suction nozzle

による付加圧力損失を表す吸込みノズル全圧損失  $\Delta P_s$  のうち下流側の壁面圧力  $P_s$  は、圧力センサ⑧（サンプリング周波数：100 Hz）をノズル下端から鉛直上方 220 mm の位置（圧力センサの高さ： $H$ ）に取付けて計測する。 $\Delta P_s$  の上流側の圧力は、ノズル外周に取付けた吹出し管外周（すなわち、粉粒体供給調整器の内周）の粉粒体表層面の位置における値で、大気圧とした。本研究では吹出し管を備えているので、吹出し流による吹出し管全圧損失  $\Delta P_i$  を考慮する必要がある。この空気流による損失には、管路損失、管出口損失、吸込み流との混合損失、粉粒体との衝突損失および粉粒体圧による損失が含まれる。本報においても、これまでと同様、下流側の圧力を大気圧と仮定した。この場合の吹出し管全圧損失  $\Delta P_i$  は、

$$\Delta P_i = P_i + \frac{1}{2} \rho_a U_i^2 \quad (2)$$

で与えられる。この値は、上流側の壁面圧力  $P_i$  を吸込みノズルの場合と同じ高さにと付けた圧力センサ⑧を用いて実測することにより求めた。混合比、吸込みノズルおよび吹出し管全圧損失の計測精度はいずれも  $\pm 5\%$  以内であった。吸込みノズルへの粉粒体回収を表す効率、すなわち吸込みノズル効率  $\eta$  は吸込み流および吹出し流での損失エネルギーの和に対する粉粒体の有する位置エネルギーの比、すなわち

$$\eta = \frac{G_p g H}{Q_s \Delta P_s + Q_i \Delta P_i} \quad (3)$$

で求められる[12]。ここで、 $g$  は重力加速度である。上式の分子には空気および粉粒体の有する運動エネルギーを含める必要があるが、それらの和はこれまで位置エネルギーの 5% 以下であるため、考慮していない。

### 2.3 実験条件

既報[5-8]と同様、吸込みノズル内径  $D_s$  は 100 mm（外径 110 mm）とし、Type A の場合の管径比  $D_i/D_s$ （ $D_i$ ：吹出し管内径）は 0.2 とした。前報[11]の結果を踏まえ、吸込みノズル深さ  $h/D_s$  および吹出し管挿入長さ  $l/D_s$  はそれぞれ 0.6 および 0 とした。粉粒体供給調整器の外径は既報[5-8]と同様、210 mm とした。Type A の場合の吹出し管内径は 20 mm であるので、Type B の場合の吹出し管断面積を同一にするため、吹出し管内の外側にリングを装着させることにより、その吹出し管内径はリング内径 111.8 mm（外径 120 mm）とした。なお、吹出し管挿入長さ  $l/D_s$  が 0 の条件では、長さ 11.2 mm のリングを吹出し管の下端基準に設置させることにより、流路長さは 7 mm となる。詳細については、前報[11]の Fig. 5 (b) に示す断面形状を参照していただきたい。

設定吸込み流量  $Q_s^*$  は、既報[7]を参照し、 $2.3 \times 10^{-3}$ 、 $3.8 \times 10^{-3}$ 、 $5.3 \times 10^{-3}$ 、 $6.8 \times 10^{-3}$ 、 $8.3 \times 10^{-3}$ 、 $9.8 \times 10^{-3}$  および  $11.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  の 7 条件とした。この設定吸込み流量  $Q_s^*$  に相当する吸込み空気の平均流速、すなわち吸込み流速  $U_s^*$  は、供試粒子の浮遊速度を満足する、0.6、1.0、1.4、1.8、2.2、2.6 および 3.0 m/s となる。流量比  $Q_i/Q_s^*$  は吸込み流量  $Q_s^*$  を一定とし、吹出し流量  $Q_i$  を種々変化させること

により設定する。実用上、ブロー 1 台で運転することを想定しているため、流量比は 1 以下に設定される。そのため、3 章において流量比は 1 までの範囲で示すことにする。ここで、本実験では送風機の任意の回転数において実験を行うため、混合比および吸込み流量の値は計測後でなければわからない。そのため、送風機の回転数を試行錯誤法により変化させ吸込み流量を求めた結果、設定吸込み流量の  $\pm 5\%$  以内に収まるデータのみを採用した。

供試粒子には、既報[8]と同様、平均粒子径  $x_m$  をレーザー回折/散乱式粒子径分布測定装置を用いて得られた中位径（体積基準）で表示すると、49、64、101、178 および 272  $\mu\text{m}$ （粒子密度  $2.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ）の球形ガラスビーズ〔株〕ユニオン製の 5 種類を用いた。たとえば、前報で用いた平均粒子径が 64  $\mu\text{m}$  の粉粒体の浮遊速度、安息角および空間率はそれぞれ 0.224 m/s、 $24.1^\circ$  および 0.39 である。代表粒子径における浮遊速度は粒子に働く力の釣り合い式により算出している。そのほかの粒子径の値および計測法などの詳細については、既報[8]を参照していただきたい。

粉粒体は湿気を帯びやすいため、実験装置周りの湿度を 45~55% の条件下で十分乾燥させた後、供試容器の粉粒体供給調整器外周部に充填される。粉粒体を上方から投入し、特に固めることなく敷き詰めた状態とした。計測中、粉粒体は外部から補給せず、粉粒体回収時間は粉粒体が十分に連続供給される範囲とした。それに伴い、供試容器⑦の半径方向の側壁面の寸法は原点から 250 mm とした。また、供試容器の鉛直下方向の底面壁の寸法は吹出し流の流動化現象の影響を受けないように原点から 225 mm とした。

## 3. 実験結果および考察

### 3.1 混合比におよぼす吸込み流速の影響

粉粒体の浮遊速度  $U_f^*$  で無次元化した吸込み流速比  $U_s^*/U_f^*$  を変化させた場合の混合比  $m$  と流量比  $Q_i/Q_s^*$  との関係を図 3 に示す。既報[9]において、吹出し流速では

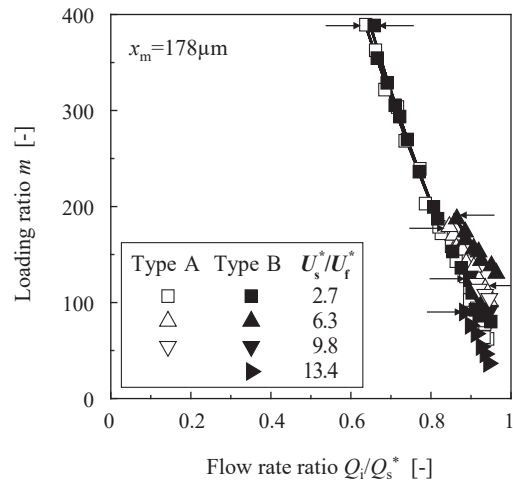


Fig. 3 Relations between loading ratio and flow rate ratio

なく、吹出し流量と密接な関係にあることを報告しているため、横軸には流量を用いて表示した。2.3 節で述べたように、実験条件として粉粒体の粒子径を 5 種類、吸込み流速比を 7 条件と設定しているが、頁数の制約上、粒子径を 1 種類、吸込み流速比を 4 条件についてプロットする。つまり、図中に記載の通り、平均粒子径  $x_m$  は 178  $\mu\text{m}$ 、吸込み流速比  $U_s^*/U_f^*$  は 2.7, 6.3, 9.8 および 13.4 の場合について抽出した。なお、浮遊速度  $U_f^*$  は既報[8]と同様、それぞれの平均粒子径における浮遊速度  $U_f$  ではなく、平均粒子径が 64  $\mu\text{m}$  の場合の値を用いた。これは、後述するように横軸を吸込み流速比で表す場合、無次元量に  $U_f$  を用いて図示した場合に比べ、一定値の  $U_f^*$  を用いたほうが特性を理解しやすいためである。Fig. 3 を見ると、流量比が 0 の場合、データ点のないことがわかる。つまり、本研究の提案する吹出し管を設けることにより、作動できるようになるという本装置の有用性を示すことができる。それぞれの吸込み流速比における Type A および Type B の限界混合比（本装置における実験条件の最大値、図中矢印）はおおよそ同じであることが確認できる。なお、Type A かつ吸込み流速比が 13.4 の場合、作動できなかったため、矢印は Type B の場合のみとなる。これらの限界混合比は吸込み流速比が大きくなるにつれ、小さくなる。得られた混合比の分布は流量比の増加に伴い、前報[11]と同様、右下がりの特性を示していることが確認できる。

混合比におよぼす吸込み流速の影響について定量的に明らかにするため、混合比と吸込み流速比との関係を Fig. 4 に示す。図中に記載の通り、平均粒子径は微小粒子の 64  $\mu\text{m}$  に加え、吸込み流速比は 7 条件すべてについて表している。なお、流量比は一例として 0.92 の条件を取り上げ、考察する。Type B かつ平均粒子径が 178  $\mu\text{m}$  の場合、吸込み流速比が 15.2 の条件のみ追加計測することにより、データをプロットしている。まず、吸込み流速比が 9.8 以上の範囲について着目すると、両 Type かつ平均粒子径が 64  $\mu\text{m}$  の場合、混合比はほとんど変化しない。また、Type B かつ吸込み流速比が 13.4 の場合、平均粒子径が 178  $\mu\text{m}$  の粗大粒子の場合も平均粒子径が

64  $\mu\text{m}$  の場合とほとんど等しい。よって、吸込み流速比が十分大きいこれらの条件については、吸込み流速の影響をほとんど受けていない。Type A、平均粒子径が 178  $\mu\text{m}$  および吸込み流速比が 11.6 の場合、Fig. 3 では間引いているので図示されていないが、流量比が 0.92 においてデータがないため、Fig. 4 ではプロットしていない。つまり、Type A かつ平均粒子径が 178  $\mu\text{m}$  の場合、吸込み流速の影響を受けている。一方、吸込み流速比が 9.8 以下の範囲について着目すると、それぞれの粒子径において両 Type とも、吸込み流速比が小さくなるにつれ、混合比はそれぞれいったん増加し、その後、浮遊速度の影響を受けて減少する。混合比の増加の要因については、後述において考察する。

上述した混合比の特性を明らかにするため、吸込みノズル内の壁面変動圧力を調査する。この値は、

$$P_s' = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (p_s - P_s)^2} \quad (4)$$

で求められる。ここで、 $p_s$  は瞬時圧力、 $P_s$  は平均圧力、 $n$  はサンプリング数であり、その個数は 1000 とした。Fig. 4 の場合と同条件において、動圧  $P_s^{**}$  で無次元化した壁面変動圧力比  $P_s'/P_s^{**}$  と吸込み流速比  $U_s^*/U_f^*$  との関係を Fig. 5 に示す。ここで、流量比は Fig. 4 と同様、0.92 であり、 $P_s^{**}$  は吸込み流速比が 13.4 における計算上の動圧である。まず、吸込み流速比が 9.8 以上の範囲について着目すると、両 Type かつ平均粒子径が 64  $\mu\text{m}$  の場合、変動圧力比はほとんど変化しない。また、Type B かつ吸込み流速比が 13.4 の場合、平均粒子径が 178  $\mu\text{m}$  の場合には、平均粒子径が 64  $\mu\text{m}$  の場合よりもその値は若干大きい。既報[8]では、粒子径が大きくなるにつれ、変動圧力は徐々に大きくなると述べている。そのため、上述した特性は吸込み流速の影響ではなく、粒子径の影響を受けているものと考えられる。一方、吸込み流速比が 9.8 以下の範囲について着目すると、変動圧力比の増加に伴い、混合比が大きくなっていることから、混合比と変動圧力比と密接な関係にある。本報では粉粒体の粒子径の影響について調査することが最終目的であるため、吸込

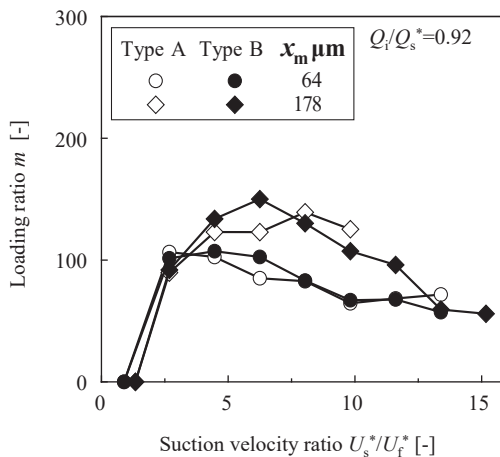


Fig. 4 Relations between loading ratio and suction velocity ratio

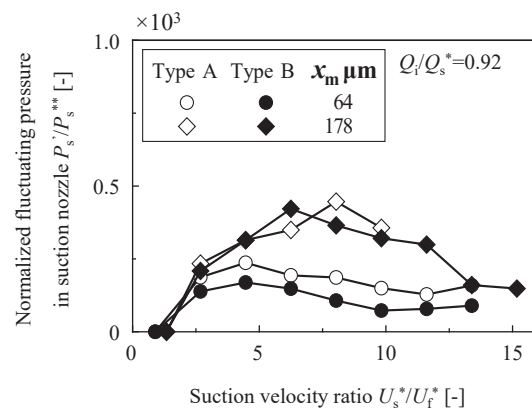


Fig. 5 Relations between fluctuating pressure and suction velocity ratio

み流速の影響を受けない条件を前提としているが、もし、吸込み流速の影響を受ける条件、すなわち変動圧力比が大きい条件で混合比が高い条件を作動条件とする場合には、新たな運転条件となるであろう。以上より、混合比の特性は吸込みノズル内の壁面変動圧力を調査することにより説明できる。つまり、混合比は変動圧力比と密接な関係にあることがわかる。

平均粒子径が  $64 \mu\text{m}$  の微小粒子において、Type A に比べて Type B のほうが変動圧力比は小さい。また、平均粒子径が  $178 \mu\text{m}$  の粗大粒子において、吸込み流速比が 13.4 の場合に Type B においても、変動圧力比は小さい。これらの特性を両 Type の流動現象から考察する。前報[11]でも述べたように、Type A の場合、流動化現象に対し、Type B の場合、エアレーション現象を特徴としている。これらの現象を比較すると、Type B の場合の変動圧力が抑制される傾向にあることから、平均粒子径が  $64 \mu\text{m}$  の場合、Type の影響の要因を、また平均粒子径が  $178 \mu\text{m}$  の場合、吸込み流速の影響の要因を明らかにすることができた。

### 3.2 吸込みノズル効率におよぼす吸込み流速の影響

Fig. 3 の場合と同条件において、浮遊速度  $U_f^*$  で無次元化した吸込み流速比  $U_s^*/U_f^*$  を変化させた場合の吸込みノズル性能と流量比  $Q_i/Q_s^*$  との関係を図 6 に示す。吸込みノズル性能のうち、無次元吹出し管全圧損失  $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、無次元吸込みノズル全圧損失  $\Delta P_s/P_s^{**}$  および吸込みノズル効率  $\eta$  をそれぞれ Fig. 6 (a)、Fig. 6 (b) および Fig. 6 (c) に示す。ここで、 $P_s^{**}$  は吸込み流速比が 13.4 における計算上の動圧である。Fig. 6 (a) を見ると、吹出し管全圧損失は流量比が大きくなるにつれ、増加している。なお、Type B かつ吸込み流速比が 2.7 の場合、負となる領域が存在するので、これは後述において考察する。Fig. 6 (b) および Fig. 6 (c) を見ると、吸込みノズル全圧損失および吸込みノズル効率はそれぞれ Fig. 3 に示す混合比の分布とおおよそ類似した右下がりの特性を示している。

吸込みノズル性能におよぼす吸込み流速の影響について定量的に明らかにするため、Fig. 4 の場合と同条件において、吸込みノズル性能と吸込み流速比  $U_s^*/U_f^*$  との関係を Fig. 7 に示す。無次元吹出し管全圧損失  $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、無次元吸込みノズル全圧損失  $\Delta P_s/P_s^{**}$  および吸込みノズル効率  $\eta$  をそれぞれ Fig. 7 (a)、Fig. 7 (b) および Fig. 7 (c) に示す。ここで、流量比は Fig. 4 と同様、0.92 である。まず、混合比と同様な傾向を示す吸込みノズル全圧損失の Fig. 7 (b) を見ると、吸込み流速の影響を受けない条件、すなわち吸込み流速比が 9.8 以上の範囲において、両 Type かつ平均粒子径が  $64 \mu\text{m}$  の場合、その値はほとんど変化しない。ただし、両 Type を比較すると、Fig. 4 に示す混合比はほとんど等しいのに対し、その値は Type B の場合のほうがやや大きい。これは、2.2 節で述べたように、圧力の片側を大気圧として評価していることから想定できるため、上述の結果から過大評価していると仮定する。また、吸込み流速比が 9.8 以下の範囲において、平均粒子径が  $178 \mu\text{m}$  の場合、Fig. 4 に示す両 Type の混

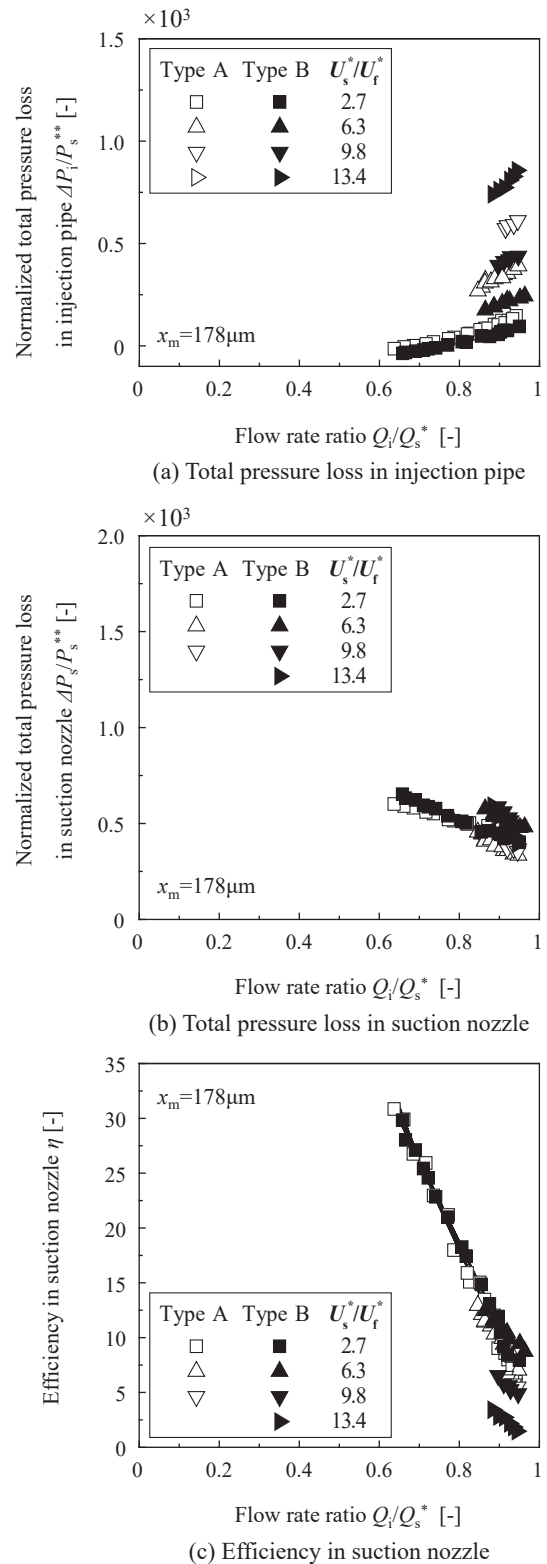


Fig. 6 Relations between suction nozzle performance and flow rate ratio

合比はおおよそ等しいのに対し、その値は Type B の場合のほうがやや大きい。これも前述と同様、過大評価していることになる。これらの現象は、ノズル下端付近で吸込み流の影響を受け、負圧になっているものと考えられる。吹出し管全圧損失の Fig. 7 (a) を見ると、吸込み流速比が大きくなるにつれ、吹出し管全圧損失は増加してい

る。これは、流量比が同じ条件において、吸込み流速を大きくすると吹出し流速も同様に大きく設定されることから自明である。Type B の場合の吸込みノズル全圧損失で過大評価している条件では、吹出し管全圧損失では逆に過小評価しているものと捉えることができる。よって、Fig. 6 (a) で示した吹出し管全圧損失の負となる領域が存在したことは、上述の仮定を裏付ける結果となることわかる。吸込みノズル効率の Fig. 7 (c) を見ると、吸込み流速の影響を受けない条件、すなわち吸込み流速比が 9.8

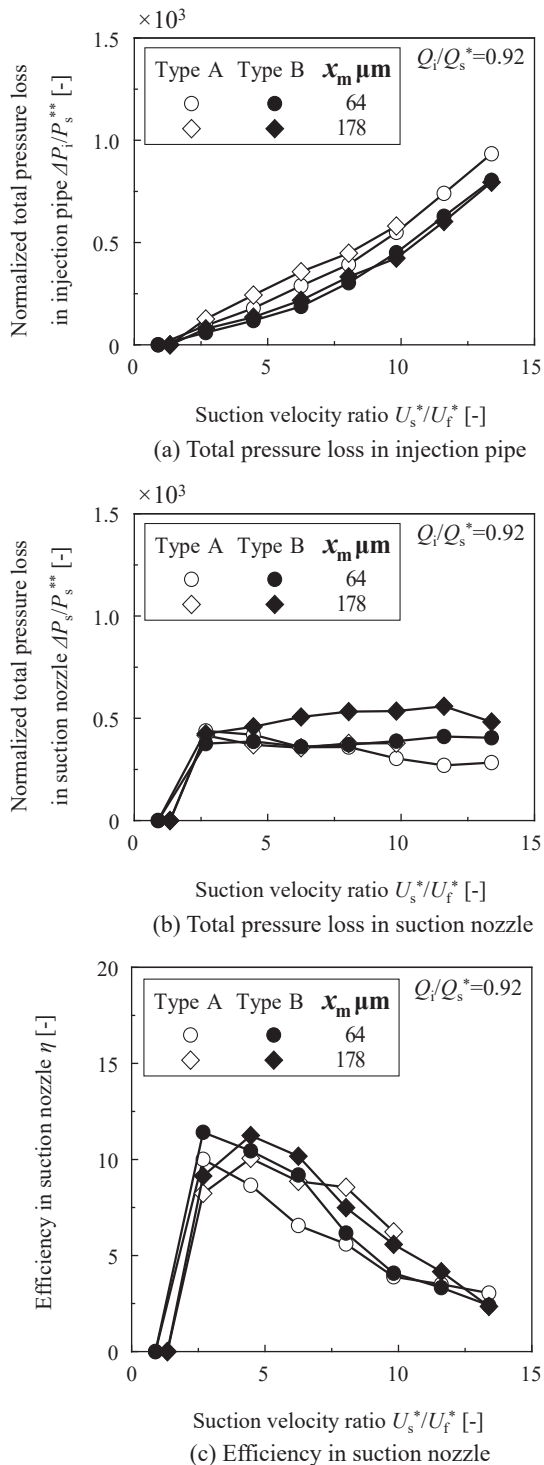


Fig. 7 Relations between suction nozzle performance and suction velocity ratio

以上の範囲において、両 Type かつ平均粒子径が 64  $\mu\text{m}$  の場合、混合比および吸込みノズル全圧損失はほぼ等しく、吹出し管全圧損失は増加することにより、その分吸込みノズル効率も減少する。この勾配を基に、吸込み流速比が 9.8 以下の範囲において増加している分は混合比の傾向と類似している。よって、吸込みノズル効率についても、上述した混合比の特性と定性的に同様な傾向を示すことから、吸込み流速の影響を確認することができた。

### 3.3 混合比におよぼす粒子径の影響

前節までに吸込み流速の影響を受けない条件を求めることができたので、その適用条件で粒子径の影響について調査する。平均粒子径  $x_m$  を変化させた場合の混合比  $m$  と流量比  $Q_i/Q_s^*$  との関係を Fig. 8 に示す。なお、吸込み流速比  $U_s^*/U_f^*$  は 13.4 の場合を取り上げる。Type A かつ平均粒子径が 101  $\mu\text{m}$  以上の場合、吸込み流速の影響を受けているため、プロットしていない。つまり、Type B のほうが作動範囲の広い特徴を有していることがわかる。Fig. 8 を見ると、両 Type において流量比に対して右下がり特性を確認できる。

混合比におよぼす粒子径の影響について定量的に明らかにするため、混合比と平均粒子径との関係を Fig. 9 に示す。ここで、流量比は Fig. 4 と同様、0.92 である。Fig. 9 を見ると、いずれの Type および粒子径においても、混

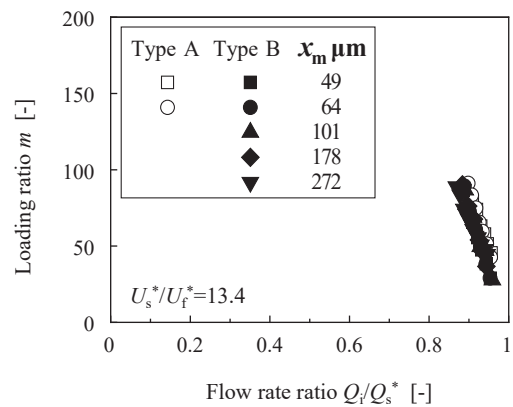


Fig. 8 Relations between loading ratio and flow rate ratio

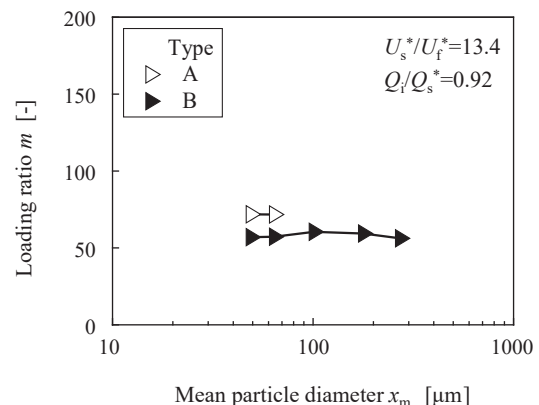
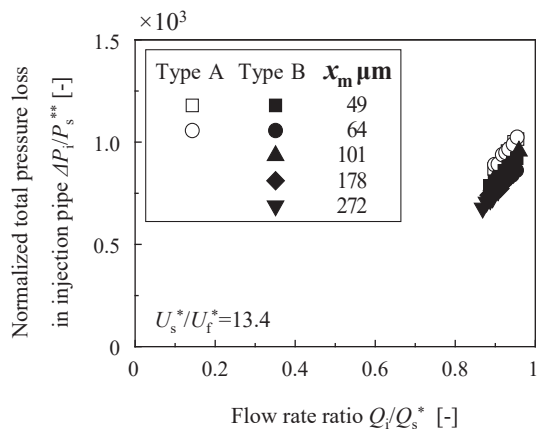
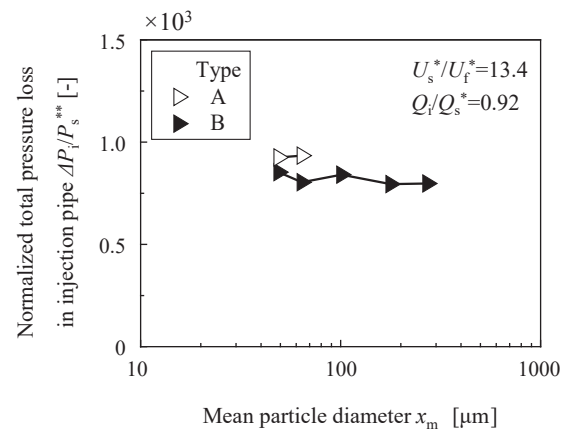


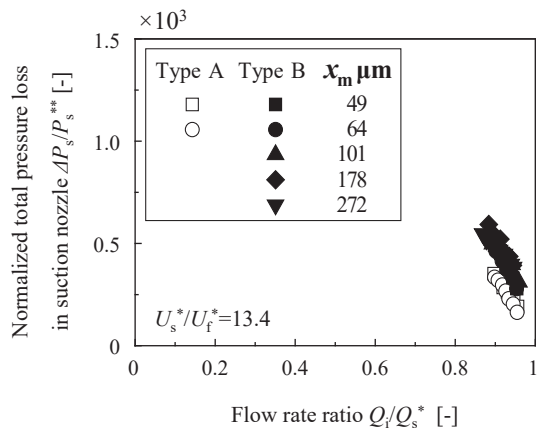
Fig. 9 Relations between loading ratio and mean particle diameter



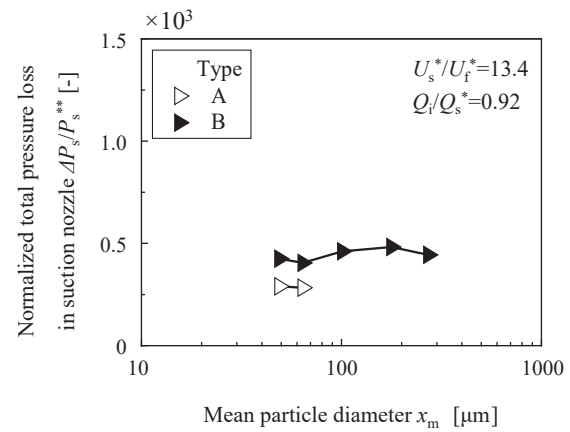
(a) Total pressure loss in injection pipe



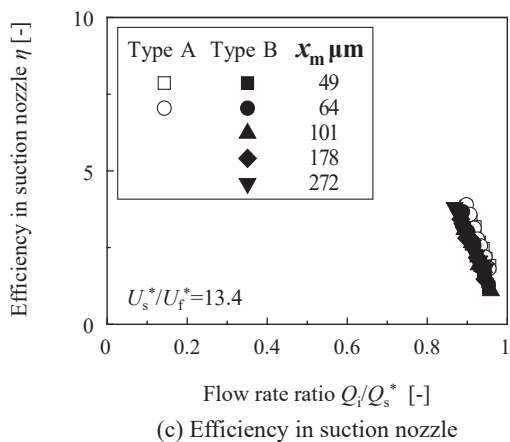
(a) Total pressure loss in injection pipe



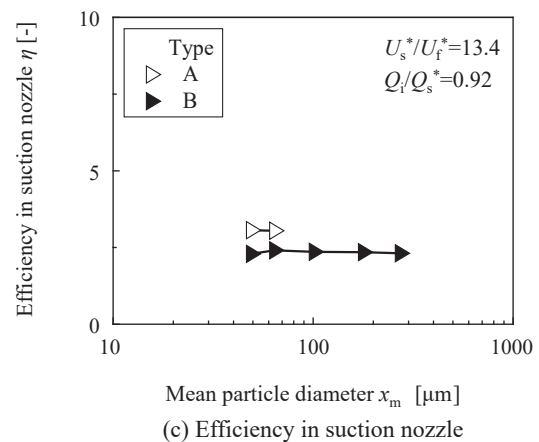
(b) Total pressure loss in suction nozzle



(b) Total pressure loss in suction nozzle



(c) Efficiency in suction nozzle



(c) Efficiency in suction nozzle

**Fig. 10** Relations between suction nozzle performance and flow rate ratio

**Fig. 11** Relations between suction nozzle performance and mean particle diameter

合比はほとんど変化しない。よって、吸込み流速の影響を受けない条件を満足する粒子径の本実験条件の範囲内では、いずれの Type においても、混合比におよぼす粒子径の影響を受けていない。なお、Type A の混合比のほうが大きくなっているが、流量比を一定として評価しているため、Type の特性について言及しているわけではない。既報[8]では、Type A かつ平均粒子径が 49 μm の場合、凝集性が見られ、混合比は小さくなった。本報では、幾何条件が異なるため、凝集性は見られていないものと考えられる。

### 3.4 吸込みノズル効率におよぼす粒子径の影響

Fig. 8 の場合と同条件において、平均粒子径  $x_m$  を変化させた場合の吸込みノズル性能と流量比  $Q_i/Q_s^*$  との関係を示す。吸込みノズル性能のうち、無次元吹出し管全圧損失  $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、無次元吸込みノズル全圧損失  $\Delta P_s/P_s^{**}$  および吸込みノズル効率  $\eta$  をそれぞれ Fig. 10 (a), Fig. 10 (b) および Fig. 10 (c) に示す。ここで、吸込み流速比は Fig. 8 と同様、13.4 である。Fig. 10 (a) を見ると、吹出し管全圧損失は流量比が大きくなるにつれ、増加している。Fig. 10 (b) および Fig. 10 (c) を見ると、吸込みノズル全圧損失および吸込みノズル効率はそれぞれ Fig. 8 に

示す混合比の分布とおおよそ類似した右下がりの特性を示している。

吸込みノズル性能におよぼす粒子径の影響について定量的に明らかにするため、Fig. 9の場合と同条件において、吸込みノズル性能と平均粒子径  $x_m$  との関係を Fig. 11 に示す。無次元吹出し管全圧損失  $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、無次元吸込みノズル全圧損失  $\Delta P_s/P_s^{**}$  および吸込みノズル効率  $\eta$  をそれぞれ Fig. 11 (a)、Fig. 11 (b) および Fig. 11 (c) に示す。ここで、流量比は Fig. 9 と同様、0.92 である。Fig. 11 (a) および Fig. 11 (b) をそれぞれ見ると、いずれの Type および粒子径においてもそれぞれ吹出し管全圧損失および吸込みノズル全圧損失はほとんど変化していない。また、Fig. 11 (c) を見ると、いずれの Type および粒子径においても、吸込みノズル効率はほとんど変化しない。よって、吸込み流速の影響を受けない条件を満足する粒子径の本実験条件の範囲内では、いずれの Type においても、吸込みノズル効率におよぼす粒子径の影響を受けていない。

#### 4. むすび

空気輸送法のうち、粉粒体供給部の一つである吸込みノズルについて性能評価を行った。吹出し管を吸込みノズル軸中心 (Type A) および外周 (Type B) へ取付けた場合の吸込み流速および粒子径のそれぞれの影響について、混合比などの性能実験および吸込みノズル壁面変動

圧力の計測を行い、以下の結論を得た。

1) 平均粒子径 64  $\mu\text{m}$  の微小粒子において、吸込み流速比が十分大きい場合には、いずれの Type においても、混合比はほとんど変化しないことから、吸込み流速の影響をほとんど受けていない。

2) 平均粒子径 178  $\mu\text{m}$  の粗大粒子において、粉粒体の浮遊速度で無次元化した吸込み流速比が 13.4 では、Type B の場合、混合比におよぼす吸込み流速の影響を受けていないのに対し、Type A の場合、その影響を受けている。

3) 上述した種々の特性は、吸込みノズル内の壁面変動圧力を調査することにより説明できる。つまり、混合比は変動圧力比と密接な関係にあることがわかる。

4) 流動化現象を表している Type A の場合に対し、エアレーション現象を表している Type B の場合の変動圧力が抑制される傾向があることから、粗大粒子の場合、吸込み流速の影響の要因を明らかにすることができた。

5) 吸込みノズル効率についても、上述した混合比の特性と定性的に同様な傾向を示すことから、吸込み流速の影響を確認することができた。

6) 吸込み流速の影響を受けない条件を満足する粒子径の本実験条件の範囲内では、いずれの Type においても、混合比および吸込みノズル効率におよぼす粒子径の影響を受けていない。

#### Nomenclature

$D_i$	: inner diameter of injection pipe	[m]	$P_s'$	: fluctuating pressure in suction nozzle	[Pa]
$D_s$	: inner diameter of suction nozzle	[m]	$p_s$	: instantaneous pressure in suction nozzle	[Pa]
$G_a$	: mass flow rate of air	[kg/s]	$Q_i$	: volumetric flow rate of injection	[m <sup>3</sup> /s]
$G_p$	: mass flow rate of powder	[kg/s]	$Q_s$	: volumetric flow rate of suction	[m <sup>3</sup> /s]
$g$	: acceleration of gravity	[m/s <sup>2</sup> ]	$Q_s^*$	: given volumetric flow rate of suction	[m <sup>3</sup> /s]
$H$	: height of pressure sensor	[m]	$r$	: radius	[m]
$h$	: insertion length of suction nozzle	[m]	$U_i$	: mean velocity of injection	[m/s]
$l$	: insertion length of injection pipe	[m]	$U_s$	: mean velocity of suction	[m/s]
$m$	: loading ratio	[-]	$U_f^*$	: floating velocity at $x_m = 64 \mu\text{m}$	[m/s]
$P_i$	: mean pressure in injection pipe	[Pa]	$U_s^*$	: mean velocity of suction by $Q_s^*$	[m/s]
$P_s$	: mean pressure in suction nozzle	[Pa]	$x_m$	: mean particle diameter	[m]
$\Delta P_i$	: total pressure loss in injection pipe	[Pa]	$z$	: axis	[m]
$\Delta P_s$	: total pressure loss in suction nozzle	[Pa]	$\eta$	: efficiency in suction nozzle	[-]
$P_s^{**}$	: dynamic pressure at $U_s^*/U_f^* = 13.4$ in suction nozzle	[Pa]	$\theta$	: angle of repose	[°]
			$\rho_a$	: density of air	[kg/m <sup>3</sup> ]

#### References

- [1] The Society of Powder Technology, Japan, Powder Technology Handbook, Asakura Publishing Co., Ltd. (2014) p. 471.
- [2] T. Kano, Transport of Powder and Particles, Kagaku Kogyosya (1968) p. 46.
- [3] T. Nozaki, Y. Horinouchi, M. Fukuhara, H. Li, A study of a particle suction nozzle with an injection port, J. Soc. Powder Technol., Japan 34 (1997) 400–404.
- [4] M. Fukuhara, T. Omure, A. Ikeguchi, H. Katanoda, N. Iino, Y. Shii, Effect of pipe diameter ratio on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle with injection pipe, J. Soc. Powder Technol., Japan 44 (2007) 790–797.
- [5] M. Fukuhara, A. Ikeguchi, S. Kuranoshita, K. Takamoto, H. Katanoda, N. Iino, Y. Shii, Effect of insertion depth of injection pipe into powder bed on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle, J. Soc. Powder Technol., Japan 46 (2009) 90–97.
- [6] M. Fukuhara, K. Takamoto, Y. Oda, T. Oshima, H. Kouguchi, H. Katanoda, Effect of nozzle depth on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle with injection pipe, J. Soc. Powder Technol., Japan 49 (2012) 92–99.



- [7] H. Kouguchi, M. Fukuhara, K. Moriyama, T. Tanaka, H. Mine, H. Katanoda, Effect of suction velocity on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle with injection pipe, *J. Soc. Powder Technol., Japan* 53 (2016) 194–201.
- [8] M. Fukuhara, H. Kouguchi, T. Tanaka, H. Mine, K. Hayashida, D. Komatsu, H. Katanoda, Effect of particle diameter on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle with injection pipe, *J. Soc. Powder Technol., Japan* 54 (2017) 210–217.
- [9] S. Ishiharada, M. Fukuhara, K. Hayashida, T. Higuchi, T. Takamatsu, K. Miyabe, M. Nakao, Effect of injection port position on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle with injection pipe, *J. Soc. Powder Technol., Japan* 56 (2019) 254–260.
- [10] M. Fukuhara, T. Takamatsu, S. Ishiharada, Powder transfer device, method and control program, Japanese Patent No. 7371883.
- [11] S. Ishiharada, M. Fukuhara, T. Takamatsu, Y. Murakami, T. Ishigai, Y. Nakamura, M. Nakao, Effects of insertion length of suction nozzle and injection pipe on pneumatic conveying characteristics of suction nozzle with injection pipe, *J. Soc. Powder Technol., Japan* 58 (2021) 294–301.
- [12] T. Jotaki, *Pneumatic Conveying of Powder and Particles*, Nikkan Kogyo Shinbunsha (1974) p. 157.