

環状吹出し管を備えた吸込みノズルの
粉粒体空気輸送特性に関する研究

2022年3月

石原田 秀一

目 次

目次	I
本論文中に使用した図・表	III
本論文中で用いた主な記号	V
概要	VI
第1章 緒言	1
1.1 空気輸送の概要	1
1.2 従来の研究	5
1.3 本研究の目的	16
1.4 本論文の構成	18
第2章 実験装置および方法	19
2.1 はじめに	19
2.2 実験装置	19
2.2.1 装置概観	19
2.3 実験方法	23
2.4 実験条件	26
2.4.1 吹出し口半径方向位置の影響	26
2.4.2 吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響	28
2.4.3 吸込み流速および粒子径の影響	30
第3章 ノズル性能におよぼす吹出し口半径方向位置の影響	33
3.1 はじめに	33
3.2 実験結果および考察	34
3.2.1 吹出し管の出口流速を同一とした場合の吹出し口半径方向位置の影響	34
3.2.2 吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた場合の出口流速の影響	39
3.3 むすび	43
第4章 ノズル性能におよぼす吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響	44
4.1 はじめに	44
4.2 実験結果および考察	44

4.2.1 混合比	44
4.2.2 流動境界および崩落境界	50
4.2.3 ノズル効率	55
4.3 むすび	62
第5章 ノズル性能におよぼす吸込み流速および粒子径の影響	64
5.1 はじめに	64
5.2 実験結果および考察	65
5.2.1 吸込み流速の影響	65
5.2.2 粒子径の影響	72
5.3 むすび	80
第6章 結言	81
参考文献	85
謝辞	92

本論文中に使用した図

Fig. 1-1	Schematics of rotary feeder for powder	6
Fig. 1-2	Schematics of injector feeder for powder	7
Fig. 1-3	Schematics of double cylindrical suction nozzle for powder	10
Fig. 1-4	Schematics of pneumatic conveying test apparatus	11
Fig. 1-5	Schematics of pneumatic conveying test apparatus	13
Fig. 1-6	Vision of pneumatic conveying technology	14
Fig. 2-1	Schematics of experimental apparatus	20
Fig. 2-2	Schematics of the suction nozzle (Stand-alone type)	22
Fig. 2-3	Schematics of the suction nozzle (Combined type)	22
Fig. 3-1	Relations between the loading ratio and the flow rate ratio (Type A and Type B)	34
Fig. 3-2	Fluidized and collapsed boundaries of powder and particles for each of the flow rate ratio	36
Fig. 3-3	Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio (Type A and Type B)	38
Fig. 3-4	Relations between the loading ratio and the flow rate ratio (Type B and Type C)	39
Fig. 3-5	Fluidized and collapsed boundaries of powder and particles for each of the flow rate ratio (Type C)	40
Fig. 3-6	Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio (Type B and Type C)	42
Fig. 4-1	Relations between the loading ratio and the flow rate ratio	45
Fig. 4-2	Relations between the loading ratio and each of the influencing factors	49
Fig. 4-3	Fluidized boundary of powder and particles for varying insertion lengths of the suction nozzle	50
Fig. 4-4	Fluidized boundary of powder and particles for varying insertion lengths of the injection pipe	51
Fig. 4-5	Fluidized and collapsed boundaries of powder and particles for each case	54
Fig. 4-6	Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying insertion lengths of the suction nozzle	56
Fig. 4-7	Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying insertion lengths of the injection pipe	58
Fig. 4-8	Relations between efficiency in the suction nozzle and each of the influencing factors	61
Fig. 5-1	Relations between the loading ratio and the flow rate ratio	66
Fig. 5-2	Relations between the loading ratio and the normalized suction velocity	67
Fig. 5-3	Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying suction velocity	68
Fig. 5-4	Relations between the suction nozzle performance and the normalized suction velocity	70
Fig. 5-5	Relations between the loading ratio and the flow rate ratio	73
Fig. 5-6	Relations between the loading ratio and the mean particle diameter	74
Fig. 5-7	Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying mean	

particle diameter	75
Fig. 5-8 Relations between the suction nozzle performance and the mean particle diameter for varying suction velocity	78

本論文中に使用した表

Table 2-1 Experimental conditions	26
Table 2-2 Experimental conditions	29
Table 2-3 Experimental conditions	29
Table 2-4 Experimental conditions	31

本論文中で用いた主な記号 (Nomenclature)

A_i	: area of injection pipe	[m ²]
A_s	: area of suction pipe	[m ²]
D_i	: inner diameter of injection pipe	[m]
D_s	: inner diameter of suction nozzle	[m]
G_a	: mass flow rate of air	[kg/s]
G_p	: mass flow rate of powder and particles	[kg/s]
G_{pi}	: mass flow rate of particle by injection flow	[kg/s]
G_{ps}	: mass flow rate of particle from suction nozzle circumference	[kg/s]
g	: acceleration of gravity	[m/s ²]
H	: height of pressure sensor	[m]
h	: insertion length of suction nozzle	[m]
l	: insertion length of injection pipe	[m]
m	: loading ratio	[-]
P_i	: mean pressure in injection pipe	[Pa]
P_s	: mean pressure in suction nozzle	[Pa]
ΔP_i	: total pressure loss in injection pipe	[Pa]
ΔP_s	: total pressure loss in suction nozzle	[Pa]
P_s^*	: dynamic pressure at mean velocity of suction nozzle	[Pa]
P_s^{**}	: dynamic pressure at U_s^* in suction nozzle	[Pa]
Q_i	: volumetric flow rate of injection	[m ³ /s]
Q_s	: volumetric flow rate of suction	[m ³ /s]
Q_s^*	: given volumetric flow rate of suction	[m ³ /s]
r	: radius	[m]
U_i	: mean velocity of injection	[m/s]
U_f	: floating velocity	[m/s]
U_f^*	: floating velocity at $x_m=64\mu\text{m}$	[m/s]
U_s	: mean velocity of suction	[m/s]
U_s^*	: mean velocity of suction by Q_s^*	[m/s]
x	: particle diameter	[μm]
x_m	: mean particle diameter	[μm]
z	: axis	[mm]
η	: efficiency in suction nozzle	[-]
θ	: angle of repose	[$^\circ$]
ρ_a	: density of air	[kg/m ³]

概 要

本論文は，環状吹出し管を備えた吸込みノズルの粉粒体空気輸送特性に関する研究についてまとめたものである。

第 1 章では，空気輸送技術における学術および産業上の背景について述べた。学術面については，国内外の先行研究を調査し，本論文の主題である環状吹出し管を備えた吸込みノズルの特性を明らかにするための比較対象を明確にした。産業面については，当技術に対する産業界の将来展望を示し，本研究の工業上の位置づけについて述べた。そのうえで，本論文の研究目的および構成について述べた。

第 2 章では，実験装置および方法について述べた。装置の全体像，ノズル形状の詳細について説明を行い，特にノズル形状については本実験で改良を加えた 2 種類の吹出し口を併用した吸込みノズルの構造について述べた。また，実験データの評価方法について記述し，混合比やノズル効率など，主要な性能値の定義を示した。さらに，3 章から 5 章までの実験条件について系統的に述べた。

第 3 章では，ノズル性能におよぼす吹出し口半径方向位置の影響について実験結果を述べた。流動効果を積極的に利用する向流式吸込みノズル (Type A) の特性に対し，本論文で新たに提案する吹出し管を吸込みノズルの外周に設置した場合 (Type B) の流動特性は，ノズルへの流入が向流式でエアレーション

現象が支配的であることがわかる。当初，本提案の吸込みノズルは，管外周からの吹出し流が吸込みノズル下端周りからの粉粒体流入の阻害要因となると想定していたが，吹出し管の出口流速を同一とした場合の吹出し口取付け位置の影響を調査すると，両者の限界混合比はほぼ同じであることがわかる。さらに，吹出し管を吸込みノズルの外側へ取付けた場合の出口流速の影響について調査すると，流動境界および崩落境界はそれぞれほとんど変化しないことから，混合比と同様，それぞれの境界についても吹出し流量に対する依存性を確認した。さらに，向流式である Type A の場合に比べて，並流式である Type B では，その流動化領域は狭くなり，吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けると粉粒体の流動化を抑制できることもわかる。

第 4 章では，ノズル性能におよぼす吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響について，実験結果を述べた。混合比におよぼす吸込みノズル深さの影響について調べると，Type A の場合と同様，Type B の場合もほとんど変化しないことから，吸込みノズル深さの影響を受けないことがわかる。また，高流量比域において吹出し管挿入長さの影響について調べると，混合比の増加率は Type B のほうが大きくなることが確認された。ただし，挿入長さが大き過ぎると，この条件の限界混合比が小さくなり，作動条件として適さなくなった。また，本実験条件のうち，低流量比域において Type B の場合には混合比の高い状態

で作動できないことから，この領域において作動させる場合には吹出し挿入管を備えた Type A を選定するのが適することもわかる。さらに，各 Type における影響因子の大小関係を混合比について検討した結果，Type A の場合，吹出し管挿入長さより吸込みノズル深さのほうが，また Type B の場合，吹出し管挿入長さの影響が大きいことが確認できた。ノズル性能に関する最適条件の観点から評価すると，両 Type の混合比が最大となる場合のノズル効率はほとんど同程度の値を示すことから，Type B の場合でも，高流量比域において十分使用可能であることが確認できた。

第 5 章では，ノズル性能におよぼす吸込み流速および粒子径の影響について実験結果を述べた。粒子径の影響を正確に評価するには，供試粒子の浮遊速度とノズル内の吸込み流速の関係性を把握する必要がある。これまで Type A の場合については，作動範囲の大きさという観点から調査されている。その視点に対し，本章では，本研究の目的に則り，高濃度・高効率の観点について調査した。その結果，混合比におよぼす吸込み流速の影響について調べると，Type A の場合と同様，Type B の場合も，混合比の結果はほとんど同様な傾向を示すことを確認した。また，粒子径の影響についても，ノズル深さが与えられた幾何条件では，両 Type ともにその影響はほとんど見られないことを確認した。

第 6 章では，第 3 章から第 5 章の結論を総括した。

第 1 章 緒言

1.1 空気輸送の概要

本論文のテーマは、粉粒体の空気輸送システムにおける吸込みノズルに関する技術開発の研究である。現代のモノ生産における原材料の多くは粉粒体の形態をとっている。一説には、その割合は 75% に達している⁽¹⁾とされている。本研究では、従前よりも高濃度・高効率の吸込みノズルを開発し、産業界で実用化されている空気輸送システムを、より経済性の高いものに改善することを目指す。

はじめに、輸送対象である粉粒体の特性を具体的につかむ。取り扱う粉粒体の一例として、食品産業で広く用いられる農産物の小麦および製品原料である小麦粉を挙げる。海外から船舶輸送された小麦は、船体貯槽部から荷揚げされ、複数の工程を経て小麦粉に製粉された後に、パンや麺類などの最終製品の食品工場では、主に袋詰めされた状態から加工装置へ供給される過程を経る。生産地から最終の製品工場に至るまでの輸送に関しては、どちらも空気輸送を用いて移送されることが多い。ところで、利用されている空気輸送装置の吸引部に着目すると、付加的に機械を実装した装置がよく目につく。例えば、単純吸込みノズルの外側に機械を取り付けて吸込み管に粉粒体を強制的に誘導する機構や粉粒体を効率的に吸引するために、吸込み管の外側に円筒管や吹出し管を設置している装置が見られる。これらの方式は、先行研究には、ほとんど登場しないことから、輸送現場における改善活動の中から経験的に見出されたといえよう。

本論文が取り扱う粉粒体について述べる。粉粒体には、形、密度、弾性および変形などの力学的性質、表面エネルギーや内部のひずみに関する物理化学的性質、静電気帯電に関する性質、光学的性質など、いろいろな性質がある。これらのうち、空気輸送において、最も重要で基本的なものは粒子径である⁽²⁾。また、粉粒体は機能に基づいた用語ではなく形態に基づいた用語とされる。具体的には、小麦粉、セメント、化粧品、医薬品、金属原料、自動車塗装、工業原料など社会に密接に関わっているものや、地すべりや砂丘のように自然界にも存在する。これらは、原子、分子、コロイドとは異なり、粒が肉眼で認識できる大きさである。例えば、粉、粉末、粒、粒子、微粉末、微粒子、超微粒子、さらにはナノ粒子がある。粉粒体の輸送については、気体や液体は圧力をかけて移動でき、あるいは拡散によって広がるのに対し、粉粒体の空間移動は一筋縄ではいかない。なぜなら、粉体にそのまま圧力をかけても液体や固体のように移動させることはできず、へこんだり形が崩れるだけで移動しないためである。また、自然に拡散することもほとんどない。例えば、小麦粉のように粒径が数十 μm の場合、空気と一緒に混ぜて吹き飛ばすのがもっとも効率のよい移動方法である。つまり、粉粒体輸送の現象を把握するためには、粉粒体を流体として扱うのがよいとされる⁽³⁾。

粉粒体の輸送法について述べる。粉粒体の輸送手段には、大別してバッチ式と連続式がある⁽⁴⁾。バッチ式とは移送車両等によってバケット輸送する方法である。後者の連続式には、空気輸送法と機械輸送法がある。本論文

では，前者の空気輸送法に着目する。なお，空気輸送法には，吸引式と圧送式があり，以下の特長を有する⁽⁵⁾。

- ① 有害粉塵の飛散がない。
- ② 被輸送物への異物の混入がない。
- ③ 輸送経路を柔軟に選べて省スペース化が図れる。
- ④ 装置の自動化が容易である。

一方で，短所としては以下が挙げられる^{(5)~(7)}。

- ① 消費動力が大きい。
- ② 管路内壁が磨耗する。

空気輸送の欠点を一言すると，動力のエネルギー消費量が大きいといえる。理由は，空気輸送は全ての被輸送物に運動量を与えて被輸送物自体が運動しなければ移送できないためである。さらに，それらの被輸送物が複雑な運動をするため，被輸送物同士や輸送管内壁への衝突・摩擦により輸送エネルギーに損失が生じることも動力の消費量が大きくなる原因となる。

再び，空気輸送法の長所を概観すると，空気輸送では，粉粒体が輸送管内を通じて移送されることから輸送中に外部環境の影響を受けることがほとんどなく，また外部へも影響を与えない。また，空気輸送法と機械輸送法とを比較した場合，返路不要という特徴もある⁽⁸⁾。つまり，機械的な移動部・稼働部がないため，貯留部と供給部との往復に要する労力やエネルギーが不要となる。さらに，歴史も古く⁽⁹⁾，種々の手段や方法^{(10)~(12)}があることも空気輸送法の特徴であり，多種多様な粉粒体を移送する方法として多くの選択肢を提供できる。

しかるに，それらの課題を克服できれば，日本国内の

人口減少による労働力不足によって加速することが予想されるインダストリー4.0への生産最適化のニーズに応じていくことにも期待できる。なぜなら、空気輸送技術は、機械式に比べて連続操業や機器の自動化に相性がよく、当分野の工学の進展状況によっては、産業界でますます注目が高まる分野になると考えられるからである。

このように多くの選択肢と将来への期待が高まる空気輸送システムは、概ね以下の4要素から構成される⁽¹⁰⁾。

- ① 粉粒体供給部
- ② 輸送管
- ③ 粉粒体分離部
- ④ 動力源

以下にそれぞれの構成要素について説明する。

① 粉粒体供給部

粉粒体の注入部分であり、輸送管内の圧力が大気圧よりも高い場合は圧送式といい、低い場合には吸引式という。他にも粉粒体供給部には、開閉ダンパ、フラップ弁、ロータリーフィーダー、インジェクションフィーダー、そして本研究が対象とする吸込みノズルが用いられている。

② 輸送管

輸送管は、空気輸送システムの主要部であり、動力の大部分は輸送管を通るプロセスで消費される。空気輸送装置の設計において、最初に必要となるのは輸送量と所要動力であるが、これは混合比と圧力損失の関係から導き出される。したがって、主要部である輸送管における圧力損失の評価は、システム設計に大きく影響する。ま

た，圧力損失を計算する際，圧力損失におよぼす粉粒体の流動様相および輸送管形状の影響も大きいため，輸送経路の各部の状態を正確に把握する必要がある。

③ 粉粒体分離部

粉粒体分離部は，輸送管の最終到達点において粉粒体と空気とを分離するための構成要素である。粉粒体分離部は吸込みブロアの上流側にあり，構成品の中で一番最初に吸込みブロアに大きな負荷をかける部分である。

④ 動力源

空気輸送に使われる圧縮機の条件の1つに，輸送管の圧力変動に対し流量変化が少なく流体機械の性能曲線の傾斜が急であることが挙げられる。空気の圧縮法は一定容積の空気をピストンなどで押し縮めて圧力を高める容積型と，運動量の変化を圧力に変える運動量型とに分けられ，さらに，作動部の運動方向によって回転式と往復式に分けられる。一般に容積型の方が圧力変動に対して流量変化が少なく，かつ容易に高圧が得られるので空気輸送には有利であるとされる。

1.2 従来の研究

まず，学術研究について述べる。空気輸送装置は，設計仕様によって輸送管長さや動力源の大きさ等が異なり，学術研究においても特定の装置に関する調査となりがちである。したがって，前述した空気輸送システムの構成要素（①粉粒体供給部，②輸送管，③粉粒体分離部，④動力源）毎に従来の研究について述べていく。

まず，①粉粒体供給部に関する従来の研究について述

べる。なお、本論文が対象とする吸込みノズルについては後述する。供給部のうち、ロータリーフィーダー⁽¹³⁾の図を Fig. 1-1 に示す。複数の羽根を有するローターが回転する際に、上部からの粉粒体が隣り合った羽根で構成される空間に供給され、下方の輸送管へ排出される。ローターの回転数が低い場合は羽根間の空間が粉粒体で満たされるために安定した粉粒体の定量供給が可能である。しかし、回転数が増加すると羽根と羽根の間の空間における粉粒体充填率が低下する。したがって、供給量が最大となる回転数が存在する。つぎに、インジェクションフィーダー^{(14)~(16)}の概要図を Fig. 1-2 に示す。インジェクションフィーダーは、ノズルからの高速空気の吹出しによって、エジェクタ効果が作用し管内が減圧され大気圧に存在する粉粒体を上部より輸送管へ供給する装置である。構造上、ノズルを縮小拡大形状に製作すること

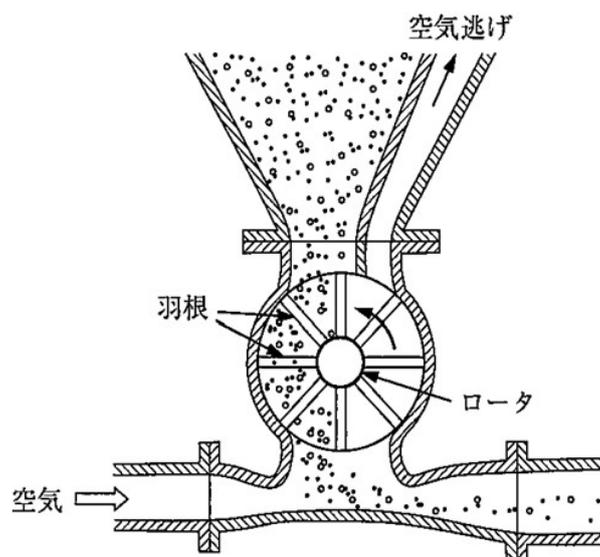


Fig. 1-1 Schematics of rotary feeder for powder⁽¹³⁾

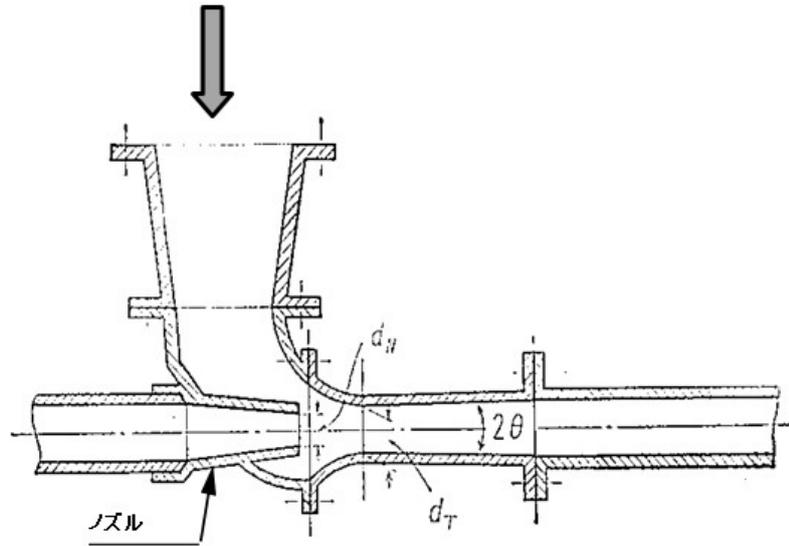


Fig. 1-2 Schematics of injector feeder for powder⁽¹⁶⁾

が容易ではなく，さらに空気の噴出速度は音速が限界となるため，比較的短距離輸送に適している。

つぎに，②輸送管について述べる。輸送管は空気輸送システムの主要部であるため，多くの研究がある。例えば，植松ら⁽¹⁷⁾は，水平管と鉛直管を組合せた管路を用い，低濃度条件において，鉛直管内の圧力降下を求める式を導いた。富田ら⁽¹⁸⁾は，セメント原料について，管径の付加圧力損失におよぼす影響を考察し，付加圧力損失を推定する相関式を導いた。森川ら⁽¹⁹⁾は，鉛直管について，管径と粒子の物性値を変化させ，粒子速度に基づくフルード数が小さい場合，鉛直管における付加圧力損失が大きくなることを示した。前田ら⁽²⁰⁾は，鉛直円管内の固気混相流れにおいて，輸送空気の流速分布におよぼす粒子挙動の影響について研究している。さらに，森川らは，

傾斜管内の流れに関する研究を行い⁽²¹⁾、鉛直管における種々の固体粒子群による付加圧力損失係数を検討し、鉛直管の速度比および付加圧力損失に関する考察より⁽²²⁾、鉛直空気輸送の設計に適用可能な定速部の速度比および付加圧力損失係数を求める図を得ている⁽²³⁾。また、国外に目を向けると、鉛直管内を流れる空気輸送に関する研究は国内と同様に多数見られる^{(24)~(28)}が、国内の研究結果と同じような成果が得られている。国内および国外の研究の中でも、富田⁽²⁹⁾は、水平管および鉛直管について、流動様式線図と流動様相の対応関係を整理し、粉粒体と搬送流体の密度差および粒子径の関係で粉粒体を分類した Geldart 線図について言及している。さらに、Janssen⁽³⁰⁾の粉粒体圧理論に基づき、高濃度輸送であるプラグ流およびスラグ流の条件について、水平管および鉛直管の場合の圧力損失を求める式を導くなどして一般式を提案している。また、輸送管内流れに関する分野は、近年の計算機の進化とともに、Computational Fluid Dynamics (以下、CFD という)を用いた研究も盛んに行なわれている。例えば、水平管を流れる混相流の圧力損失に関する報告^{(31)~(33)}、鉛直管⁽³⁴⁾やベンド⁽³⁵⁾⁽³⁶⁾に関する報告、さらには実験結果とシミュレーション結果とを比較した研究⁽³⁷⁾などもある。さらに、管路系における実験研究においては、エルボやベンドは直管に比べて付加圧力損失が大きくなることから、所要動力の低減化に向けた管路系設計について述べている研究もある^{(38)~(40)}。また、管内の混相流で生じる振動を解析し⁽⁴¹⁾、旋回を与える⁽⁴²⁾などの工夫を凝らした研究もある。つまり、輸送

管研究のほとんどが基本的に高濃度・高効率化を図るための試み⁽⁴³⁾と解釈できる。

つぎに，③粉粒体分離部の先行研究について述べる。粉粒体分離部は，輸送管の最終段階において粉粒体と空気とを分離するための機械である。その代表的なものに，サイクロン型分離器が挙げられる。研究としては，その分離性能，集塵性能および効率に関する報告がある^{(44)～(50)}。

④の動力源は本研究が対象とする混相流れが生じる流体機械ではないため，ここでは割愛する。

ここからは，本研究が対象とする吸込みノズルについて，4種類のそれぞれの特徴⁽⁵¹⁾について述べる。

① 定置型吸込みノズル⁽⁵²⁾

定置型ノズルは主としてサイロやホッパーなどの下に取り付けられ，粉粒体を重力によって落下させながら，空気と一緒に輸送管に吸引する最も簡単な形式の吸込みノズルで，混合比は管端に設けられた空気弁のスプリングで調整する。穀類や砂糖，プラスチック材のように流動性のよい粉粒体の混入に使われる。

② 二重円筒型吸込みノズル⁽⁵³⁾

本論文の吸込みノズルは，ここに該当する。二重円筒型の吸込みノズルの一例として，その概要図を Fig. 1-3 に示す。吸込みノズルを使用する場合の運用上の留意点として，流動性が低い粉粒体の場合，粉粒体が輸送システム内で閉塞しないような手段を講じる必要がある。二重円筒型の吸込みノズルは，吸込みノズルの外側に同心軸上に短い円管を配置する二重円筒構造であり，吸込み口端側より粉

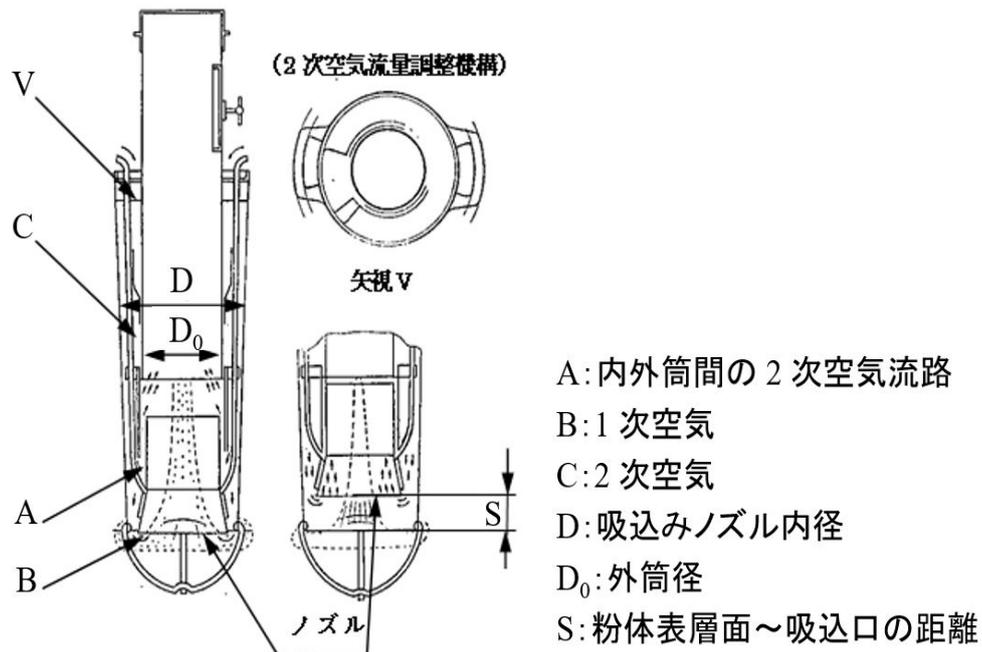


Fig. 1-3 Schematics of double cylindrical suction nozzle for powder⁽⁵³⁾

粒体と共に吸引される1次空気と、外筒と吸込みノズル外径側との隙間から流量調整機構を通して吸込みノズル内に流入する2次空気により、粉粒体の閉塞を防止する方策が採用されている。この方式では、2次空気流量の調整機構により隙間から流入される空気の吸込み流速が20～70m/sの間で最適な隙間が最大になり、混合比も吸込み流速20～70m/sの間で最大になることが報告されている。しかしながら、通気性に乏しい静置状態の粉粒体の吸込みについては、その表層面の粉粒体が吸込まれるのみで、混合比は10以下となり、結果的には混合比の飛躍的な改善は得られなかった。

狩野ら⁽⁵⁴⁾は、4種類の二重管形ノズルを用いて最適性能が得られる形状および仕様を求めた。単筒ノズルに比べ外筒を設けることによって、性能を向上できることを説明し、入口部形状などを種々変えて、混合比および所要動力などを比較した。その結果、内ベルマウス外絞り形ノズルが少ない圧力損失で高い混合比が得られることをつきとめ、最も好ましい各部の寸法割合を求めた。ちなみに、混合比は最大で40程度得られている。

野崎ら⁽⁵⁵⁾の実験装置の概要図を Fig. 1-4 に示す。この

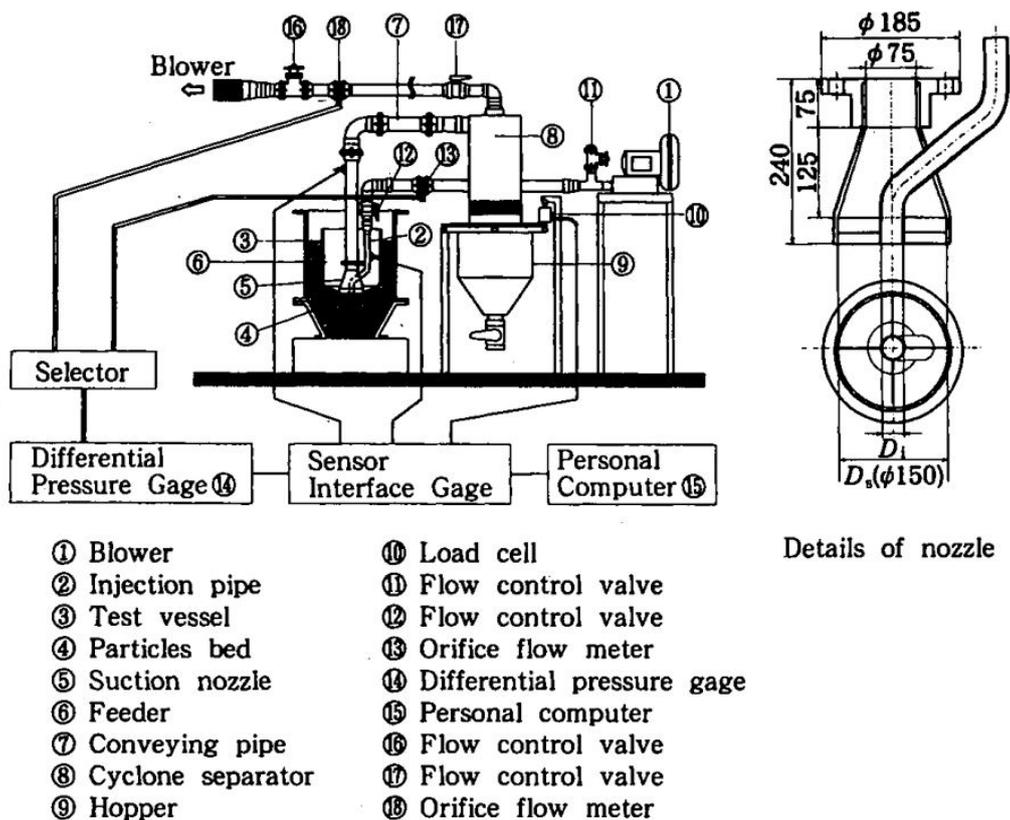


Fig. 1-4 Schematics of pneumatic conveying test apparatus⁽⁵⁵⁾

研究では、吸込みノズルの同心軸上から空気を粉粒体表面に吹出すことにより、静置状態の粉粒体を流動化し、混合比の改善を行った。ちなみに、混合比は100を超えることができた。混合比に対する吸込み流速の影響を調査したところ、吸込み流速の増加につれて混合比も増加する傾向となり、ノズル効率も同様な結果となった。ここで用いられた供試粒子の平均粒子径は2.9mmである。この調査においては、吸込みノズル近傍の詳細な計測および粒子挙動の可視化による流動様相の現象解析は行われていない。

福原ら^{(56)~(58)}も、吸込みノズルの管中心軸上に吹出し管を設けた装置において、吸込みノズルの性能におよぼす種々の幾何学的パラメータの影響を調査した。その実験装置の概要図をFig. 1-5に示す。その結果、最適な寸法を求めることができ、その最適な幾何条件においては、例えば、ノズル効率は3.5%から19.9%に、混合比も21から282に増加する結果を得ている。さらに、吸込みノズル近傍の可視化実験を行い、ノズル性能との関係を明らかにした。また、高口ら⁽⁵⁹⁾は、同装置において吸込み流速の影響を調査し、当ノズルの作動範囲に関する知見を得ている。さらに、福原ら⁽⁶⁰⁾は、粒子径の影響についても調査し、粒子の凝集性と吹出し噴流の特性を考察することで、管中心軸上に吹出し管を設けたノズルの特性を捉えている。また、高口⁽⁶¹⁾は、吹出し管を備えた吸込みノズルの空気輸送特性について、粉粒体層へのノズル深さ、吸込みノズルの吸込み流速、および供試粉粒体の粒子径の影響を調査し、さらに、その現象を流動境界および崩落境界から考察した結果を取りまとめている。

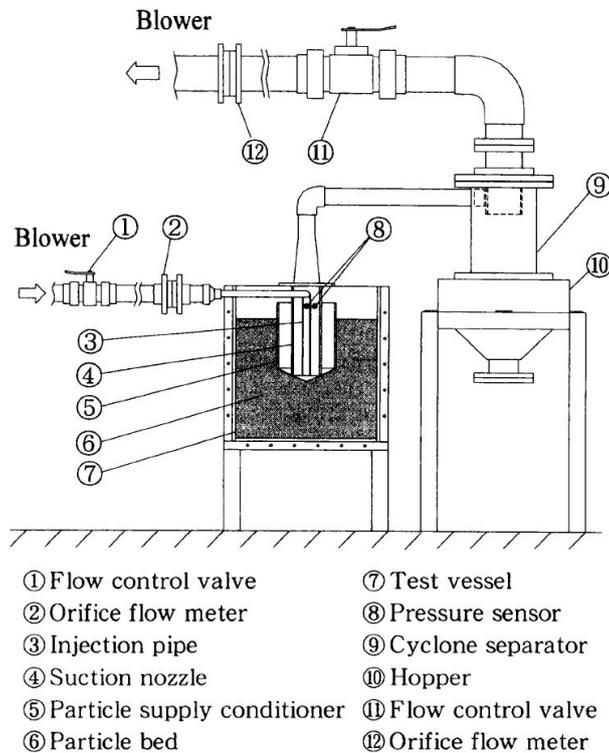


Fig. 1-5 Schematics of pneumatic conveying test apparatus⁽⁵⁶⁾

③ 単純円筒型吸込みノズル⁽⁵¹⁾

単筒型吸込みノズルとは、二重円筒型の外筒をはずして2次空気を輸送管の途中から送り込むようにした形式である。外筒の分だけ重量が軽くなるため簡単に取り扱いことができ、先端が小さくなるので粉体層への押し込みも容易になる。

④ 特殊単筒型吸込みノズル⁽⁵¹⁾

特殊単筒型吸込みノズルは単筒型ノズルの一例でサイモン型とも呼ばれている。この場合、管端から吸い上げられた状態では混合比が大きすぎるので、ノズル上部の穴か

ら 2 次空気を補給して、混合比を調節すると同時に粉粒体を加速させて輸送を容易にする。上部空気孔の大きさは簡単に換えられるようになっているため、輸送状態に応じて調節できるようになっている。

以上、4 種類の吸込みノズルについて述べた。

また、本論の主旨とは異なるが、空気輸送システムを流れる複雑な混相流の現象を測定する研究も盛んに行われている。特徴的な研究として、辻ら⁽⁶²⁾によるレーザ流速計を使った固気二相流れの測定や、具嶋ら⁽⁶³⁾が行った粉粒体粒子の質量流量測定などを挙げておく。

ここで、粉粒体輸送技術の実用例について述べる。Fig. 1-6 は、一般社団法人日本粉体工業技術協会の分科会が作成した、粉体輸送技術の将来展望を示している⁽⁶⁴⁾。当分

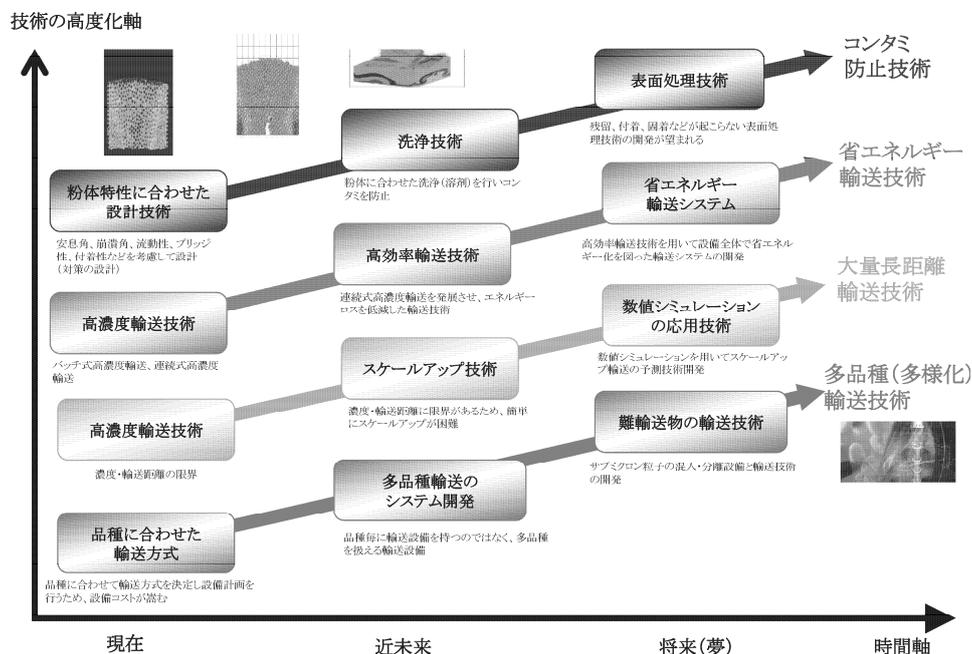


Fig. 1-6 Vision of pneumatic conveying technology⁽⁶⁴⁾

科会では、粉体輸送技術の展望を大きく4つの軸で捉えている。1つ目のコンタミ防止に関する技術は、機械式輸送において粉体特性に合わせた設計、洗浄および表面処理技術を用いてコンタミネーションをより少なくするものである。2つ目の省エネルギー輸送とは、高濃度輸送、高効率輸送技術を用いて設備全体で省エネルギー化を図る輸送法をめざす。3つ目の大量長距離輸送とは、濃度・輸送距離に限界がある装置系やスケールアップが困難である系に対して、数値シミュレーションを用いて輸送計画を行う技術が含まれる。4つ目の多品種輸送技術は、品種毎に輸送設備を持つのではなく、多品種を扱える輸送設備を開発し、難輸送を克服する技術をさす。本研究は、これらの4つの指針軸のうち、高濃度・高効率輸送に係る2番目の省エネルギー輸送技術の高度化軸に則ることになる。

また、実用上の経済性を考慮した学術研究については、輸送管内を粉粒体が高速で移送されると、付加圧力損失が上昇することから、経済面を意識⁽⁶⁵⁾した低速輸送^{(66)~(71)}に関する研究がある。さらに、産業界での実用化を念頭においた空気輸送システムに関する学術研究としては、Gaoら⁽⁷²⁾による特殊ガスと石炭との混合輸送研究、同じく石炭輸送における微粉末輸送に関する研究⁽⁷³⁾、および石炭粉末の湿度の影響⁽⁷⁴⁾について調査した研究もある。

つぎに、既に現場で利用されている装置について紹介する。ここでは空気輸送システムの中でも本研究が対象とする吸込みノズルに着目し、特徴的な実例について記載する。例えば、株式会社エルコムや赤武エンジニアリング株式会社では、粉粒体の貯留部を機械的に動かして吸込みノ

ズル周囲の粉粒体量を変化させ、吸込みノズルへの効率的な粉粒体供給を行う、ノズルと粉粒体貯留部との協調制御を行っている⁽⁷⁵⁾⁽⁷⁶⁾。株式会社ワイ・エム・エスは、空気輸送システムにおいて、しばしば問題視される輸送管内の詰まり防止のための間欠吸引方式によって生じるノズル部からの粉じん逆流放出の防止策を講じている。その手段として、吸込みノズル以降の輸送管を2系統に分岐し、各々の間欠流を合成して連続流にすることで粉じん放出を緩和している⁽⁷⁷⁾。また、赤武エンジニアリング株式会社では、袋に入った粉粒体の吸込みノズルを2重管にして、2次空気を利用した空気輸送を行っている。さらに、吸込みノズルが粉粒体層内を上下左右にくまなく移動する機構を備え、粉粒体の回収効率を上げている⁽⁷⁸⁾。

1.3 本研究の目的

本研究では、外側に吹出し口を備えた吸込みノズルを提案する。この装置の提案にいたった経緯は、経済的（高濃度・高効率）な装置開発という目的を定め、先行研究および現場で展開されてきた装置に対して、発想の転換を持ち込むことで得られた。そのポイントは、前項までの調査・考察により下記の4点に集約される。

- ① 福原らの研究では、吹出し口を吸込みノズルの内側に取り付けた場合に想定される種々の影響因子について調査・研究を実施している中で、従来型とは異なる吹出し方式に関する複数の案があった。その中で、例えば、吹出し口を外側に取り付けた場合の作用は粉粒体の供給を妨げると想定され未調査であった。

- ② 一方、現場では、管の外側に広がる空間を利用して、種々の装置を具備しているものの、それらは経験に基づいた改良改善活動によって生み出されたものが多く、吸込みノズルの外側空間の有効利用という点について理論的根拠に基づく設計要件が定まっていない。
- ③ 先行研究においても、外側に各種装置を設置した吸込みノズルは散見されるものの、それらの混合比は、福原らが提案している吸込み管の中心に吹出し噴流を付加した装置と比べて著しく低く、吸込みノズルの外側空間を利用した装置においても高濃度・高効率を実現する装置開発が待たれる。また、先行研究では個別装置の性能評価はされているものの、他者との比較検討がほとんどなく、その評価結果は客観性に欠ける。
- ④ 現場および先行研究においては、混合比やエネルギー効率を向上させる方法として、外側から吹出し噴流を積極的に利用する試みがそもそも見当たらない。

さらに 3 章に述べるように、吹出し噴流を粉粒体層に対して同面積・同流量・同流速で与えた場合、吸込みノズル下端における流動状態は、管中心吹出し方式と環状吹出し方式の 2 つのタイプでは全く異なる様相を呈していることがわかっている。このような現象についても流体力学のアプローチによる流動機構の解明は、粉体工学や混相流の物理学上の知見の積み重ねという点においても興味深いテーマとなる。

そこで、本研究では下記の(1)～(3)の因子について、既に特徴が明らかとなっている従来型の吹出し管を管中心に備えた吸込みノズルと、今回新たに提案する外側か

ら吹出し噴流を与える環状吹出し管を備えた吸込みノズルの2つのタイプについて、科学的根拠に基づいた性能評価を行い、環状吹出し方式の実用上の有用性を確かめることを研究目的とする。

(1)吹出し口半径方向位置の影響（3章）

(2)吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響（4章）

(3)吸込み流速および粒子径の影響（5章）

1.4 本論文の構成

第2章以降の構成および概要について述べる。

第2章では、実験装置、方法および実験条件について系統的に述べた。

第3章では、ノズル性能におよぼす吹出し口半径方向位置の影響について、本論文で新たに提案した、吹出し管を吸込み管の外周に設置した場合のノズル性能を調査したうえで、流動境界および崩落境界の結果から当ノズルの特性を明らかにした。

第4章では、ノズル性能におよぼす吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響について調査し、吹出し管を吸込み管の中心に設置した場合と外周に設置した場合とを比較し、ノズル性能および流動特性を明らかにした。

第5章では、ノズル性能におよぼす吸込み流速および粒子径の影響について調査し、吹出し管を吸込み管の外周に設置したノズルの特性を明らかにした。

第6章では、結論を述べた。

第 2 章 実験装置および方法

2.1 はじめに

本論文では，吸込みノズルの性能や流動状態を実験的に調査するため，空気輸送システムを構築し，吸込みノズルの軸中心および外周に吹出し管を設置した各々の吸込みノズルを用いる。また，両者の吸込みノズル内への流入様式を把握するため，吸込みノズル周辺の流動状態を可視化できるように透明アクリルを使い，供試部を製作した。実験を行う上で，特に留意した点を以下に列挙する。

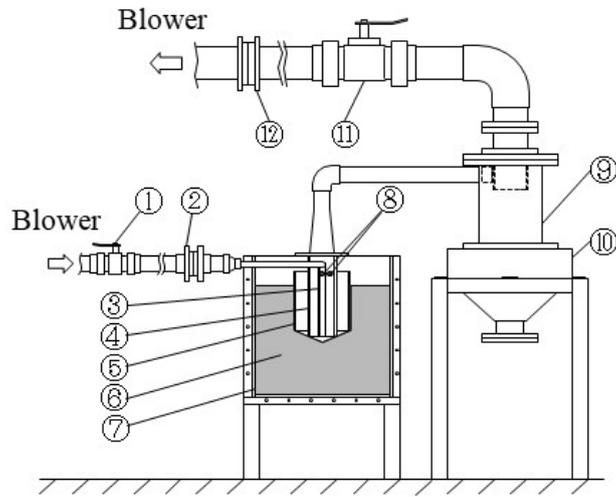
- ・ 空気および粉粒体の質量計測の正確さ
- ・ 平均圧力計測の正確さ
- ・ 定常状態計測のための実験手法の確立
- ・ 吹出しおよび吸込みブローの作動性能の安定化
- ・ データ収集を効率的に行うためのノズルの併用化
- ・ 粒子の湿潤管理のための環境整備

なお，これ以降，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。

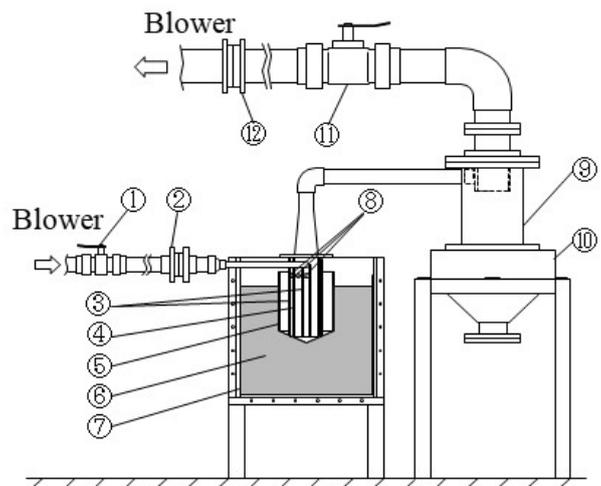
2.2 実験装置

2.2.1 装置概観

実験装置の概略図を Fig. 2-1 に示す。Fig. 2-1(a)に示す装置は，供試吸込みノズルを Type A もしくは Type B のどちらかに切り替えて実験を行えるようになっている。一方で，Fig. 2-1(b)のほうは，吹出し口の切り替えによって，



(a) Stand-alone type



- | | |
|-----------------------------|----------------------|
| ① Flow control valve | ⑦ Test vessel |
| ② Orifice flow meter | ⑧ Pressure sensor |
| ③ Injection pipe | ⑨ Cyclone separator |
| ④ Suction nozzle | ⑩ Hopper |
| ⑤ Powder supply conditioner | ⑪ Flow control valve |
| ⑥ Powder bed | ⑫ Orifice flow meter |

(b) Combined type

Fig. 2-1 Schematics of experimental apparatus

ノズル部を交換せずに Type A もしくは Type B の実験を行える兼用装置である。それぞれの装置の特徴については後述する。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。この噴流による空気と粉粒体は、吸込みノズル④より吸込み用送風機を介して吸込まれ、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。

つぎに、供試吸込みノズルの詳細について述べる。3章で用いた Type A, Type B および Type C をそれぞれ Fig. 2-2(a), Fig. 2-2(b) および Fig. 2-2(c) に示す。また、4章および5章で用いた Type A および Type B の概略図をそれぞれ Fig. 2-3(a) および Fig. 2-3(b) に示す。なお、前述のとおり、3章の2台の装置に対し、4章の1台の供試装置は、吹出し管を吸込みノズルの軸中心および外周の両方に取付けている。これは3章の装置に比べると、ノズル内の断面積が同一となるので流量および流速を完全に一致でき、また装置固有の形状誤差を防ぐことができるため、両 Type をより正確に比較できる。さらに、装置交換が不要なため、より実験がしやすくなる利点がある。Fig. 2-3で示すように、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出しないよう栓で塞ぎ、吹出し口を切り替えて実験を行う。

本装置では粒子挙動の可視化実験も行うため、円形ノズルを半割にした半円形ノズルを透明アクリル平板に取付けた。もちろん、可視化用の平板壁の影響により、実用上の円形ノズルの場合とは若干異なることが予想されるが、本研究の影響因子を調査する上では、ほとんど問題ないと

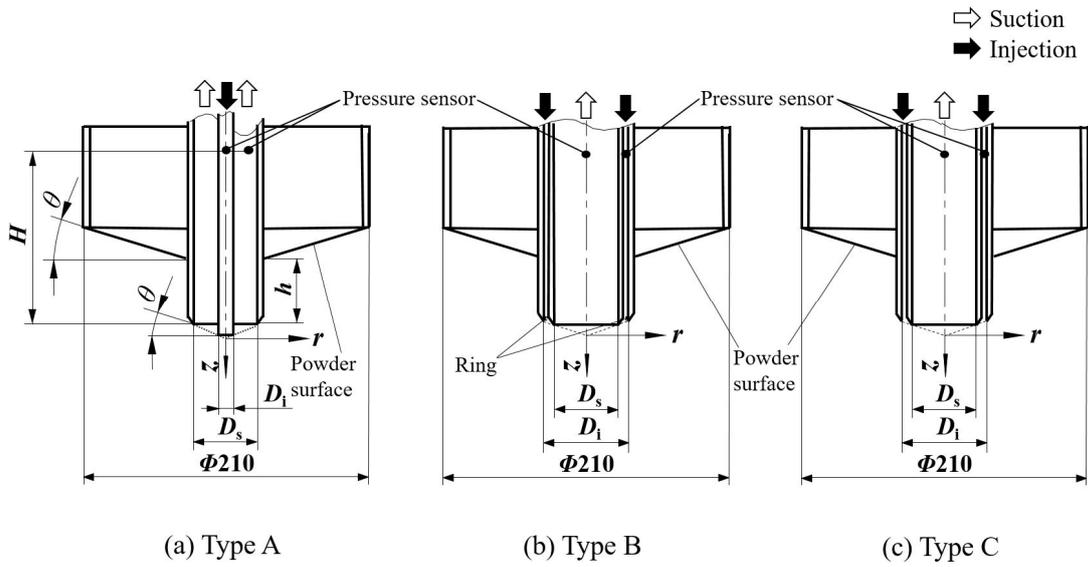


Fig. 2-2 Schematics of the suction nozzle
(Stand-alone type)

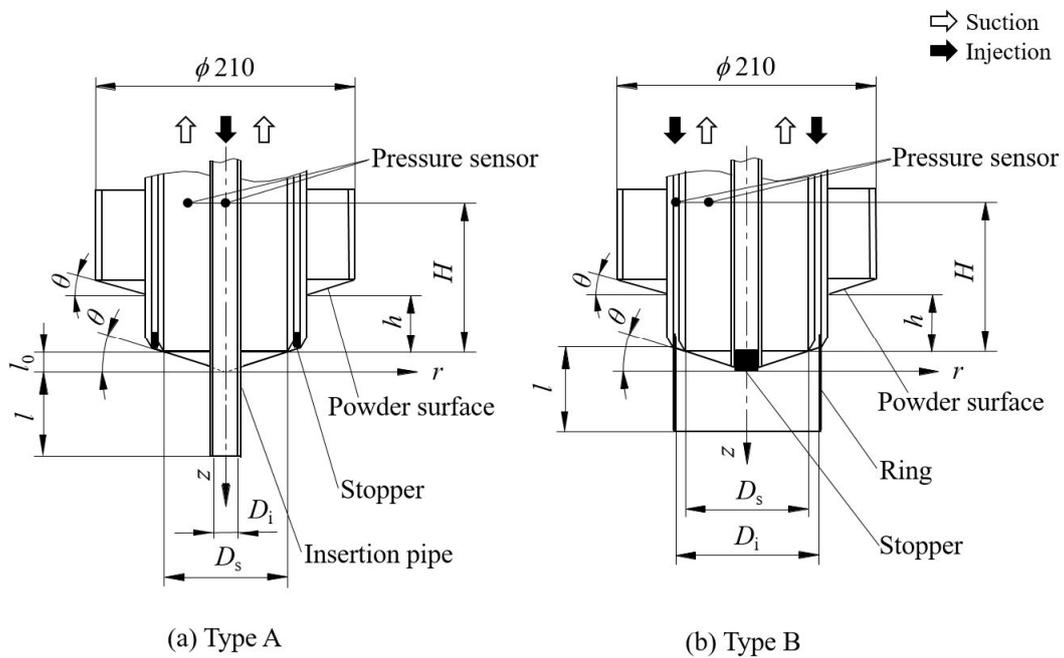


Fig. 2-3 Schematics of the suction nozzle
(Combined type)

考える。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。粉粒体供給調整器の下端から、たとえば、Fig. 2-3 中の角度 θ で表される線分と吸込みノズル外径との交点から、軸方向に対しノズル下端までの距離をノズル深さ h として定義した。

ここで、角度 θ 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. 2-1 に示すように上方を大気開放式とした。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。

2.3 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. 2-1 中の電磁弁①および⑩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， ρ_a は空気の密度である。吸込みノズル全圧損失 ΔP_s の下流側の壁面圧力 P_s は，圧力センサ⑧（サンプリング周波数：100Hz）をノズル下端から鉛直上方 220mm の位置（圧力センサの高さ： H ）に取付けて計測する。 ΔP_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。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±5%以内に収まるデータのみを採用した。

本実験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 ΔP_i を考慮する必要がある。この損失には，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。本論文においても，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 ΔP_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取り付けた圧力センサ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 η 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，

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

で求められる⁽⁷⁹⁾。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。

粉粒体は湿気を帯び易いため，実験装置周りの湿度を $45\sim 55\%$ 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。また，供試容器⑦の半径方向の側壁面の寸法は原点から 250mm とし，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 225mm とした。

可視化画像の撮影は光源にレフランプを用い，デジタルビデオカメラを用いて行った。可視化画像は不鮮明なた

め，静止画像の目視観察により，混相流における粉粒体と空気との境界線を抽出した。その線を定量的に評価するため，0.5s 間隔に 10 本の線を取り出し，サンプリング平均された曲線を求めた。

2.4 実験条件

2.4.1 吹出し口半径方向位置の影響

3 章にて述べるノズル性能におよぼす吹出し口半径方向位置の影響を調査するための実験条件を Table 2-1 に示す。吹出し管の出口断面積（つまり，出口流速）を同一とし，吹出し管を従来の吸込みノズル中心軸に取付けた場合（Type A）と外周へ取付けた場合（Type B）を比較する。また，吹出し管を吸込みノズルの外側へ取付けた場合の出口断面積を大きく（つまり，吹出し流量が一定の条件で考えた場合に出口流速を小さく）した条件を Type C とする。吸込みノズル内径 D_s は，先行研究^{(56)~(60)}とは異なり，

Table 2-1 Experimental conditions

Type	Position of injection pipe*	Nozzle model	Inner diameter of suction nozzle	Inner diameter of injection pipe	Area of suction pipe	Area of injection pipe	Insertion length of suction nozzle	Insertion length of injection pipe	Given volumetric flow rate of suction Q_s^* ×10 ⁻³ [m ³ /s]	Suction velocity U_s^* [m/s]	Mean particle diameter x_m [μm]
			D_s [mm]	D_i [mm]	A_s [mm ²]	A_i [mm ²]	to diameter ratio h/D_s [-]	to diameter ratio l/D_s [-]			
A	Inside			8	552					6	
B	Outside	Stand-alone	40	50.6		25	0.6	0	3.3		178
C	Outside			55	628	206				5.3	

100mm から 40mm と小さくした。寸法変更の理由は、設定吸込み流速を増加させ、従来よりも大きい粒子径を選定可能にするためである。Type A の場合、吹出し管内径 D_i は、先行研究^{(56)~(60)}と同様に、8mm ($D_i/D_s = 0.2$)、吹出し管肉厚は 3mm とした。Type B の場合、Type A の吹出し管断面積と同一にするため、吹出し管内径 D_i はリング内径 50.6mm (外径 55mm) とした。Type C の場合、吹出し管内径 D_i は 55mm とした。Type B および Type C のいずれも、吸込みノズル肉厚は 5mm である。なお、Type B の場合、長さ 8mm 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 3mm となる。詳細については、3章の Fig. 3-2(b)に示す断面形状を参照していただきたい。

幾何条件は、先行研究⁽⁵⁸⁾の結果を踏まえ、吸込みノズルのノズル深さ比 h/D_s は 0.6 とし、吹出し管挿入長さ比 l/D_s は 0 とした。また、粉粒体供給調整器の外径は先行研究^{(56)~(60)}と同様、210mm とした。

設定吸込み流量 Q_s^* は、 $3.3 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ とした。これは、供試粒子の浮遊速度を満足し、かつ高口ら⁽⁵⁹⁾が明らかにした作動範囲を考慮して選定している。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、Type A の場合、6.0m/s、Type B および Type C の場合、5.3m/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、ブローア 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章含む全ての章にて流量比は 1 までの範囲で示すことにする。供試粒子には、平均粒子径を中位径（体積基準）で表示す

ると $178\ \mu\text{m}$ (粒子密度 $2.5 \times 10^3\ \text{kg/m}^3$) の球形ガラスビーズ [株式会社ユニオン製 UB-911L] の 1 種類を用いた。この粒子の平均粒子径の浮遊速度, 安息角および空間率は, それぞれ $1.1\ \text{m/s}$, 22.9° および 0.37 である⁽⁶⁰⁾。なお, これらの値は, 代表粒子径における浮遊速度 U_f を求めるために用いた粒子に働く力の釣り合い式は Hinds⁽⁸⁰⁾ の研究を, また空間率の算出にあたっては Roller⁽⁸¹⁾ の研究を参考にしている。

2.4.2 吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響

4 章に述べるノズル性能におよぼす吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響を調査するための実験条件を Table 2-2 に示す。吸込みノズル内径 D_s は $100\ \text{mm}$ (外径 $110\ \text{mm}$) とし, Type A の場合の吹出し管内径 D_i は $20\ \text{mm}$ とし, 管径比 D_i/D_s (D_i : 吹出し管内径) は 0.2 となる。Type B の場合, 吹出し管断面積を Type A と同一にするため, 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 $111.8\ \text{mm}$ (外径 $120\ \text{mm}$) とした。なお, $I=0\ \text{mm}$ の条件では, 長さ $11.2\ \text{mm}$ 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 $7\ \text{mm}$ となる。

種々の幾何条件を Table 2-3 に示す。Type A および Type B とともに, Fig. 2-3 に示す吹出し管挿入長さ I は $0\ \text{mm}$ の条件において, 吸込みノズル深さ h は $0, 20, 40, 60$ および $80\ \text{mm}$ の 5 条件とし, また h は $0\ \text{mm}$ の条件において, I は $20, 40, 60$ および $80\ \text{mm}$ の 4 条件について計測した。さらに, Type A および Type B の特性をより明らかにするため, $h=40\ \text{mm}$, $I=40\ \text{mm}$ および $h=0\ \text{mm}$, $I=130\ \text{mm}$ の 2 条件につ

Table 2-2 Experimental conditions

Type	Position of injection pipe*	Nozzle model	Inner diameter of suction nozzle D_s [mm]	Inner diameter of injection pipe D_i [mm]	Area of suction pipe A_s [mm ²]	Area of injection pipe A_i [mm ²]	Insertion length of suction nozzle	Insertion length of injection pipe	Given volumetric flow rate of suction Q_s^* $\times 10^{-3}$ [m ³ /s]	Suction velocity U_s^* [m/s]	Mean particle diameter x_m [μm]
							to diameter ratio h/D_s [-]	to diameter ratio l/D_s [-]			
A	Inside						0~				
B	Outside						0.8	0			
A	Inside	Combined	100	20	3662	157	0	0~	5.3	1.4	64
B	Outside						0.8				
A	Inside						0.4	0.4			
B	Outside						0	1.3			

Table 2-3 Experimental conditions

Case number	Insertion length of suction nozzle to diameter ratio	Insertion length of injection pipe to diameter ratio
	h/D_s [-]	l/D_s [-]
1	0	0
2	0.2	0
3	0.4	0
4	0.6	0
5	0.8	0
6	0	0.2
7	0	0.4
8	0	0.6
9	0	0.8
10	0.4	0.4
11	0	1.3

いても追加計測した。粉体供給調整器の外径は先行研究^{(56)~(60)}と同様，210mmとした。設定吸込み流量 Q_s^* は， $5.3 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$ 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，1.4m/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。

供試粒子には，平均粒子径を中位径（体積基準）で表示すると $64 \mu\text{m}$ （粒子密度 $2.5 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$ ）の球形ガラスビーズ〔株ユニオン製 UB-25L〕の1種類を用いた。この粒子の平均粒子径の浮遊速度，安息角および空間率は，それぞれ 0.22m/s， 24.1° および 0.39 である⁽⁶⁰⁾。

2.4.3 吸込み流速および粒子径の影響

5章に述べるノズル性能におよぼす吸込み流速および粒子径の影響を調査するための実験条件を Table 2-4 に示す。吸込みノズル内径 D_s は，3章および4章と同様に，100mm となり，管径比 D_i/D_s (D_i : 吹出し管内径) は 0.2 となっている。

幾何条件については，本研究の目的である高濃度・高効率化を踏まえ，4章の結果から，両 Type とともに，高濃度・高効率の結果が得られた幾何形状，つまり，吸込みノズルのノズル深さ比 $h/D_s=0.6$ ，吹出し管の挿入長さ比 $l/D_s=0$ を採用した。また，粉体供給調整器の外径は，先行研究^{(56)~(60)}と同様に，両 Type とともに 210mm とした。

5章の 5.2.1 では，吸込み流速の影響を調べるため，吸込み流速 U_s^* を 1.4，1.8，2.2，2.6 および 3.0m/s に設定し，計 5 条件とした。供試粒子には，4章と同様，平均粒

Table 2-4 Experimental conditions

Type	Position of injection pipe*	Nozzle model	Inner diameter of suction nozzle D_s [mm]	Inner diameter of injection pipe D_i [mm]	Area of suction pipe A_s [mm ²]	Area of injection pipe A_i [mm ²]	Insertion length of suction nozzle to diameter ratio h/D_s [-]	Insertion length of injection pipe to diameter ratio l/D_s [-]	Given volumetric flow rate of suction Q_s^* $\times 10^{-3}$ [m ³ /s]	Suction velocity U_s^* [m/s]	Mean particle diameter x_m [μm]
A	Inside	Stand-alone							5.3~	1.4~	64
B	Outside	Combined	100	20	3662	157	0.6	0	11.4	3.0	
A	Inside	Stand-alone							5.3	1.4	49~
B	Outside	Combined									272

子径 $64 \mu\text{m}$ (粒子密度 $2.52 \times 10^3 \text{kg/m}^3$) の球形ガラスビーズ [(株)ユニオン製 UB-25L] を用いた。この粒子の浮遊速度、安息角および空間率は、粒子径の影響調査を行った先行研究⁽⁶⁰⁾によると、それぞれ 0.22m/s 、 23.7° および 0.39 となる。ただし、吸込み流速の影響を調査した先行研究⁽⁵⁹⁾ で得られた結果と本章で得られる結果とを比較するため、本章で解析する際に用いた浮遊速度は先行研究⁽⁵⁹⁾ で用いた値 ($U_f^* = 0.26 \text{m/s}$) を採用する。なお、この平均粒子径 $64 \mu\text{m}$ の浮遊速度 ($U_f^* = 0.26 \text{m/s}$) で無次元化した値は 5.4 、 6.9 、 8.5 、 10.0 および 11.5 となる。また、設定吸込み流量 Q_s^* は、 $5.3 \sim 11.4 \text{m}^3/\text{s}$ の範囲となり、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。

5章の5.2.2におけるノズル性能におよぼす粒子径の影響

響を調査するための実験条件についても，Table 2-4 に示す。供試粒子には，吸込み流速の影響調査の場合と同様，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 UB-25L] を用いた。粒子径の影響をみるために，平均粒子径 x_m が $49 \mu\text{m}$ ， $64 \mu\text{m}$ ， $101 \mu\text{m}$ ， $178 \mu\text{m}$ および $272 \mu\text{m}$ の 5 種類を用いた。なお，供試粒子の平均粒子径については，先行研究⁽⁶⁰⁾で得られた結果を本研究でも採用した。吸込み流速 U_s^* は 5.2.1 における吸込み流速の影響調査の結果から， 1.4 m/s (無次元吸込み流速比 $U_s^*/U_f^*=5.4$) の 1 条件とした。また，設定吸込み流量 Q_s は $5.3 \text{ m}^3/\text{s}$ となり，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。

第 3 章 ノズル性能におよぼす吹出し口半径方向位置の影響

3.1 はじめに

福原らは、吹出し管を吸込みノズルの中心軸上に設ける方式 (Type A) について、管径比⁽⁵⁶⁾、吹出し管挿入長さ⁽⁵⁷⁾および吸込みノズル深さ⁽⁵⁸⁾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な寸法を求めた。また、被輸送物としての粉粒体に着目し、粒子径調査の準備段階としての吸込み流速⁽⁵⁹⁾、そして粉粒体の粒子径⁽⁶⁰⁾の影響について調査し、その特性を明らかにした。その結果、Type A では、吸込みノズル下端周りからの吸込み流に対し、吹出し流が対向する形で吸込みノズル内へ合流する流入方式となる。一方、吹出し管を吸込みノズルの外側に設ける方式 (Type B) では、本研究の予備実験によって吸込みノズル下端周りからの吸込み流に対し、吹出し流が並行する形で合流する流入方式となることが確認されている。後者の Type B については、流動化作用が吸込みノズル下端周りからの粉粒体流入の阻害要因となるものと想定され、これまで調査していなかった。また、吸込みノズルに外管を設けて自給式の二次空気⁽⁵³⁾⁽⁵⁴⁾を利用する方法は研究されているものの、積極的な吹出し流の制御による方法は著者の知る限り国内外を問わず報告されていない。また、本章で取り上げる吹出し口位置の比較という観点での評価も皆無である。

そこで、本章では、吹出し管の出口流速を同一とした場合の吹出し口取付け位置の影響、および吹出し管を吸込み

ノズルの外側へ取付けた場合の出口流速の影響について調査し，並流式（Type B）の基本的な特性を求めることとした。そして，種々の条件における粉粒体の挙動を吸込みノズル入口近傍の可視化画像から明らかにした。

3.2 実験結果および考察

3.2.1 吹出し管の出口流速を同一とした場合の吹出し口半径方向位置の影響

吹出し口位置を半径方向に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 3-1 に示す。ここで，Type A および Type B は吹出し断面積が同一で，吹出し流量が同一の場合に吹出し管の出口流速が同一となる。横軸に流速比を用いてきたが，3.2.2 に関連して流量比を用いた。従来の装置である吹出し管を管中心に取付けた Type A の

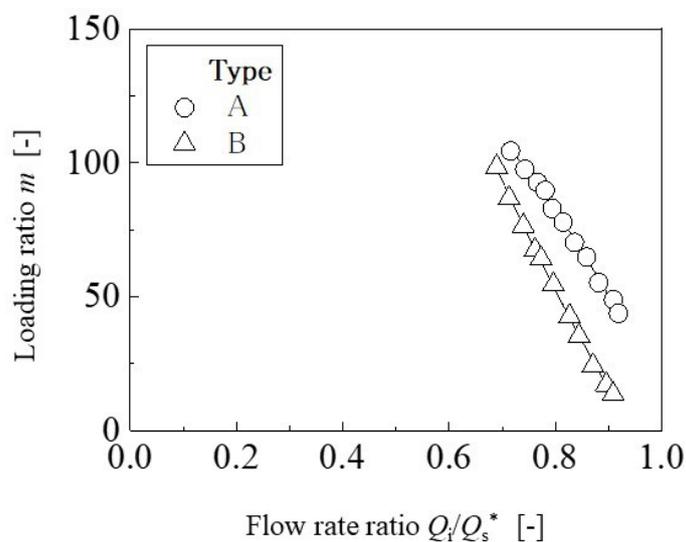


Fig. 3-1 Relations between the loading ratio and the flow rate ratio (Type A and Type B)

場合，先行研究⁽⁶⁰⁾と比較すると，吸込みノズル内径および吸込み流量が異なるため両者の分布は定量的には一致しないが，従来通りの右下がり特性であることを確認した。 $Q_i/Q_s^*=0.7$ 付近の混合比が本装置および実験条件に基づく粉粒体回収の上限量を表す。この限界流量比を下限流量比と定義している。また， $0 \leq Q_i/Q_s^* < 0.7$ の流量比範囲では作動できず図中にプロットできないことから，粉粒体の回収を実現するためには吹出し流の導入が必要であった。よって，吹出し流の必要性を再確認した。吹出し管を吸込みノズル外側に取付けた Type B の場合，下限流量比の $Q_i/Q_s^*=0.7$ 付近における混合比は Type A の場合とほぼ同じであるため，吹出し口取付け位置の影響をほとんど受けないことがわかる。ただし，高流量比域になると，Type B の場合のほうの混合比が若干低くなる。

これらの特性を，吸込みノズル入口近傍の粒子挙動から明らかにする。先行研究⁽⁵⁸⁾と同様，可視化画像で得られた粉粒体の流動化による境界（以下，流動境界と呼ぶ）および崩落による粉粒体表層部の境界（以下，崩落境界と呼ぶ）により調査する。一例として，流量比 $Q_i/Q_s^* \doteq 0.7, 0.8$ および 0.9 の場合において，吹出し口位置を変化させた場合の粉粒体の流動境界および崩落境界の結果を，Type A および Type B の場合についてそれぞれ Fig. 3-2(a) および Fig. 3-2(b) に示す。軸対称性を確認しているため，片側のみを表した。吸込みノズル内では混合状態となるため，境界線は境界がおおよそ抽出できる位置までを表している。Fig. 3-2(b)にはリングの装着状態を，また吹出し管からの空気の吹出し流および吸込みノズル下端周りからの粉粒

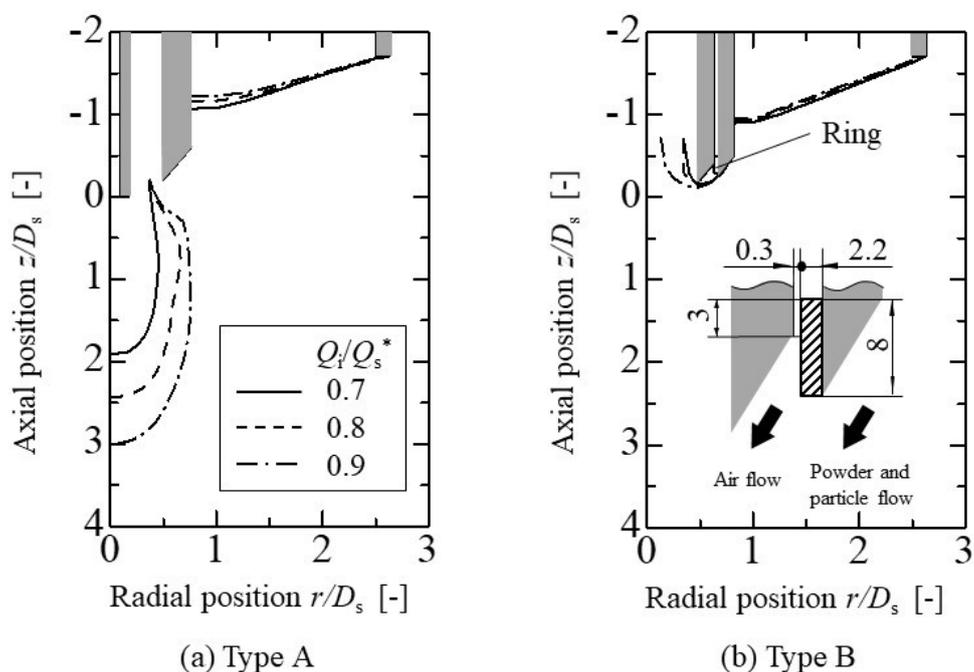
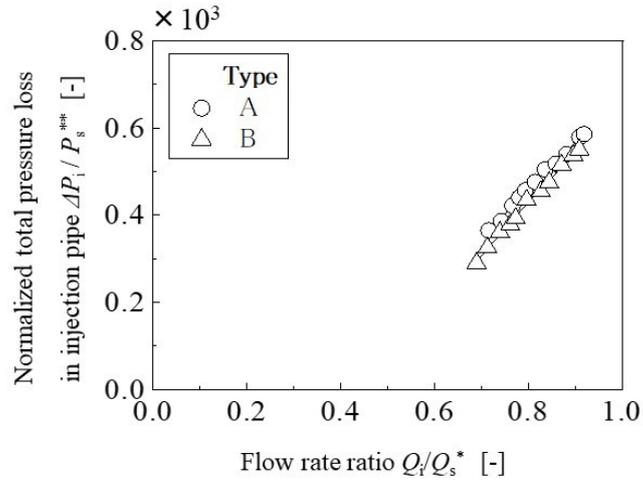


Fig. 3-2 Fluidized and collapsed boundaries of powder and particles for each of the flow rate ratio

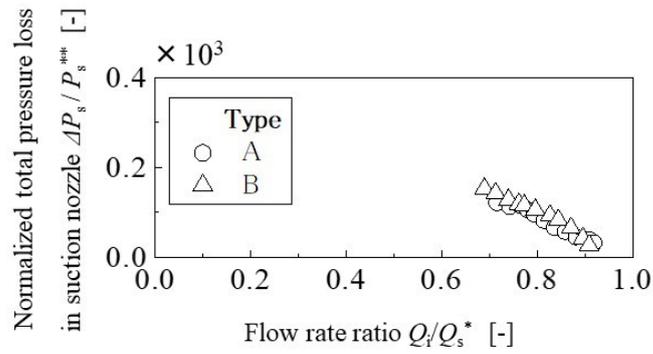
体の吸込み流の流れ方向を示している。Fig. 3-2(a)に示す向流式の Type A の場合，流量比が大きくなるにつれ，流動境界は吹出し流速の増大に伴い，深さ方向に深くなり，逆に崩落境界は流動化過剰による飛散効果の影響を受けて若干上昇している。Fig. 3-2(b)に示す並流式の Type B の場合，流量比が大きくなっても，流動境界は吹出し流速の増大にも関わらず，深さ方向にほとんど変化せず，崩落境界もほとんど変化していない。ただし，吸込みノズル内の流動境界に着目すると，流量比が大きくなると，吸込みノズル内側へ移動することから，吹出し空気噴流による吸込みノズル内粉粒体の希薄効果を表していると考えられる。そのため，この効果が Fig. 3-1 の混合比の減少傾向の

一因と推測できるであろう。ところで、混合比のほぼ等しい、流量比が 0.7 付近において Type A および Type B の両者を比較すると、向流式の Type A の場合、流動化領域は深さ方向に広い。一方、並流式の Type B の場合、前述の現象とは異なり、流動化作用が吸込みノズル下端周りからの粉粒体流入を顕著に阻害せず、流動化領域は狭くなることが観察された。この現象は、吹出し流が深さ方向に流動化せず、エアレーション状態になって吸込みノズル内へそのまま吸込まれるために生じたものと考えられる。よって、吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた場合、同じ流速比にも関わらず、粉粒体の流動化を抑制できる。そのため、流動化に関する損傷を極力抑えられる可能性を有するものと考えられる。

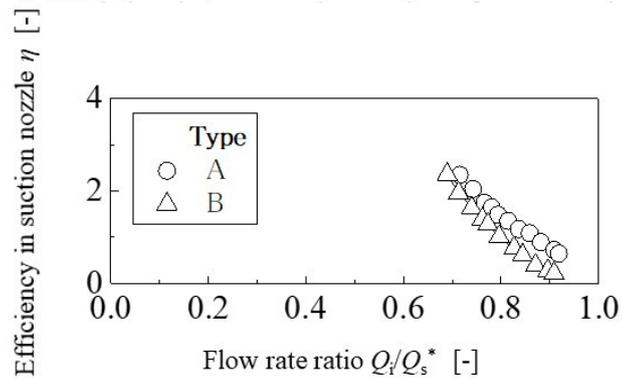
吹出し管の出口流速を同一とした際の吹出し口位置を変化させた場合の吸込みノズル性能と流量比 Q_i/Q_s^* との関係を図 3-3 に示す。吸込みノズル性能のうち、吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、吸込みノズル全圧損失 $\Delta P_s/P_s^{**}$ および吸込みノズル効率 η をそれぞれ Fig. 3-3(a)、Fig. 3-3(b) および Fig. 3-3(c) に示す。ここで、 P_s^{**} は、Type B の場合の U_s^* における動圧を表す。Fig. 3-3(a) に示す吹出し管全圧損失を見ると、Type A の場合に対し、Type B の場合にはほぼ同じような分布を得た。リング長さの寸法により、この損失が増減することは明白である。これは、後述する吸込みノズル効率がこの寸法により変化することから、Type A の場合との定量的な比較を行うことに対して意味のないことを表している。Fig. 3-3(b) に示す吸込みノズル全圧損失を見ると、Type A および Type B の両者



(a) Total pressure loss in injection pipe



(b) Total pressure loss in suction nozzle



(c) Efficiency in suction nozzle

Fig. 3-3 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio (Type A and Type B)

はほぼ同じ分布を示した。これは、先行研究⁽⁵⁸⁾で明らか
 なように、付加圧力損失として混合比の影響を強く受ける
 ものと考えられる。ただし、Type B の場合、流量比が大
 きくなるにつれ、それ以外の損失が付加されている。この
 一因として、前述した希薄効果現象に伴い、Fig. 3-2(b)中
 に示すそれぞれの流れ方向を参考にすると、並流式の吸込
 みノズル下端周りの粉粒体流入に関連した付加的な流動
 損失が存在するものと考えられる。Fig. 3-3(c) に示す吸
 込みノズル効率を見ると、混合比と同様な分布傾向を示す。

3.2.2 吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた場合の出口流速の影響

吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた際の出口流速
 を小さくした場合の混合比 m と流量比 Q_i/Q_s^* との関係を
 Fig. 3-4 に示す。出口流速の異なる Type B および Type C

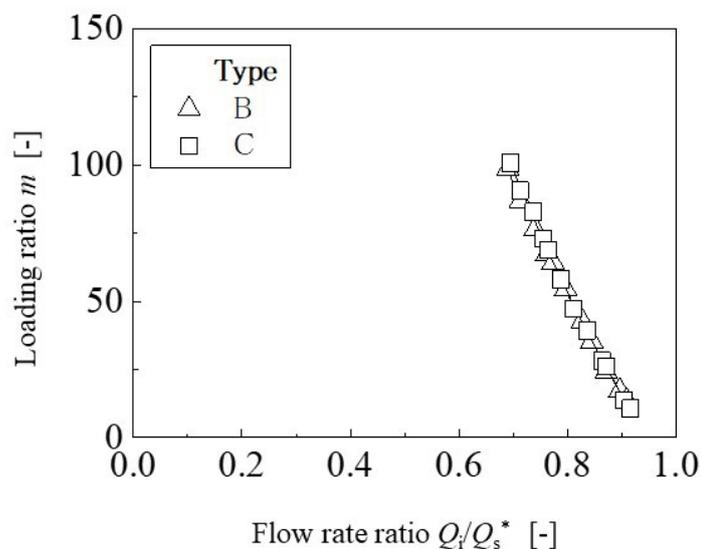


Fig. 3-4 Relations between the loading ratio and the flow rate ratio (Type B and Type C)

の場合の結果を比較すると，両者の混合比はほとんど変わらない。つまり，両者は吹出し流速の影響をほとんど受けておらず，吹出し流量と密接な関係にあることがわかる。

前項と同様，これらの特性を，吸込みノズル入口近傍の粒子挙動から明らかにする。一例として，流量比 $Q_i/Q_s^* \doteq 0.7, 0.8$ および 0.9 の場合において，出口流速を小さくした場合の Type C の場合の粉粒体の流動境界および崩落境界の結果を Fig. 3-5 に示す。流量比が大きくなっても，流動境界は吹出し流速の増大にも関わらず，深さ方向にほとんど変化せず，崩落境界もほとんど変化していない。ただし，吸込みノズル内の流動境界に着目すると，流量比が大きくなると，Fig. 3-2(b)に示したように吸込みノズル内側へ移動することから，吹出し空気噴流による吸込みノズル内粉粒体の希薄効果を表していると考えられ

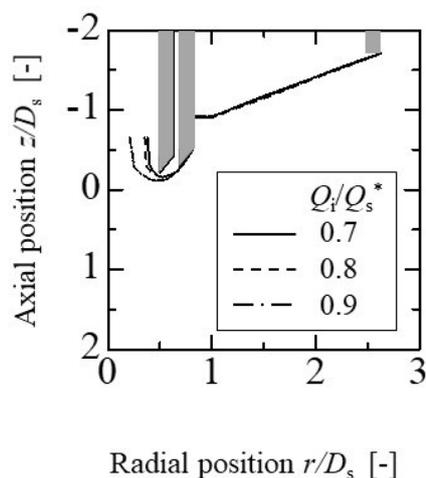
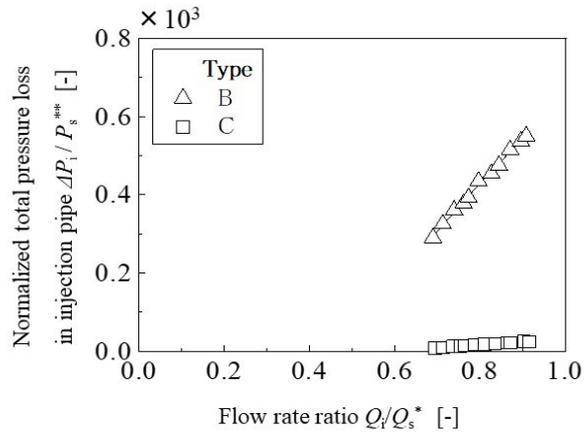


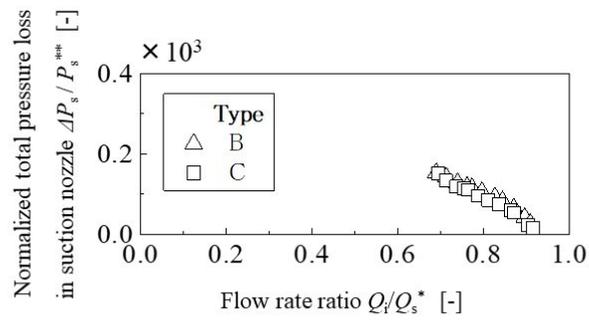
Fig. 3-5 Fluidized and collapsed boundaries of powder and particles for each of the flow rate ratio (Type C)

る。流量比が 0.7 付近において Fig. 3-2(b)に示した Type B の場合と比較すると、両者は吹出し流速が異なるにも関わらず、流動境界および崩落境界はほとんど変化しない。つまり、それぞれの境界についても吹出し流量に対する依存性を確認した。

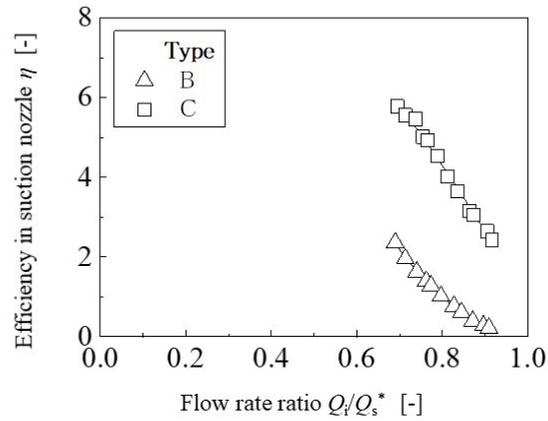
吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた際の出口流速を小さくした場合の吸込みノズル性能と流量比 Q_i/Q_s^* との関係を図 3-6 に示す。吸込みノズル性能のうち、吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、吸込みノズル全圧損失 $\Delta P_s/P_s^{**}$ および吸込みノズル効率 η をそれぞれ Fig. 3-6(a)、Fig. 3-6(b)および Fig. 3-6(c)に示す。ここで、 P_s^{**} は、Type B および Type C の場合の U_s^* における動圧を表す。計測した結果、 ΔP_i は流量比が 0.7 付近において僅かに負の値となった。これは、前項で述べたように下流側の圧力を大気圧と仮定しているためである。そこで、粉粒体を設置しない状態での圧力を計測することにより、その分を補正して表している。Fig. 3-6(a)に示す吹出し管全圧損失を見ると、Type B の場合に対し、Type C の場合には吹出し流速が小さくなるため、低い値を示している。Fig. 3-6(b)に示す吸込みノズル全圧損失を見ると、Type B および Type C の両者はほぼ同じ分布を示した。これは、付加圧力損失として混合比の影響を強く受けるものと考えられる。Fig. 3-6(c)に示す吸込みノズル効率を見ると、Type C は吹出し管全圧損失が低下することから、その分吸込みノズル効率は高くなる。つまり、出口流速を小さくすると、吸込みノズル効率を改善できることがわかる。なお、現状の寸法よりさらに出口断面積を大きく（つまり、出口流速を小さく）し



(a) Total pressure loss in injection pipe



(b) Total pressure loss in suction nozzle



(c) Efficiency in suction nozzle

Fig. 3-6 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio (Type B and Type C)

ても， Fig. 3-6(a)でわかるように吹出し管全圧損失の大幅な低減は見込めないことから，吸込みノズル効率の改善量には限界が存在すると思われる。

3.3 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。吹出し管を従来の吸込みノズル軸中心から外側へ取付けた場合，つまり吹出し口位置を半径方向に変化させた場合の混合比等の性能実験および吸込みノズル入口近傍の粉粒体挙動の可視化実験を行い，以下の結論を得た。

1)吹出し管の出口流速を同一とした場合の吹出し口取付け位置の影響を調べると，下限流量比の0.7付近における両者の混合比はほぼ同じであることから，吹出し口取付け位置の影響をほとんど受けない。

2)可視化実験により得られた流動境界を調べると，従来の向流式の場合に比べて並流式になると，その流動化領域は狭くなる。つまり，吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けると，粉粒体の流動化を抑制できる。

3)吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた場合に出口流速を小さくしても，混合比はほとんど変化しない。一方，吹出し管全圧損失が低下することから，吸込みノズル効率を改善できる。

4)同一流量比において吹出し流速を変化させても，流動境界および崩落境界はそれぞれほとんど変化しない。つまり，混合比と同様，それぞれの境界についても吹出し流量に対する依存性を確認した。

第 4 章 ノズル性能におよぼす吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響

4.1 はじめに

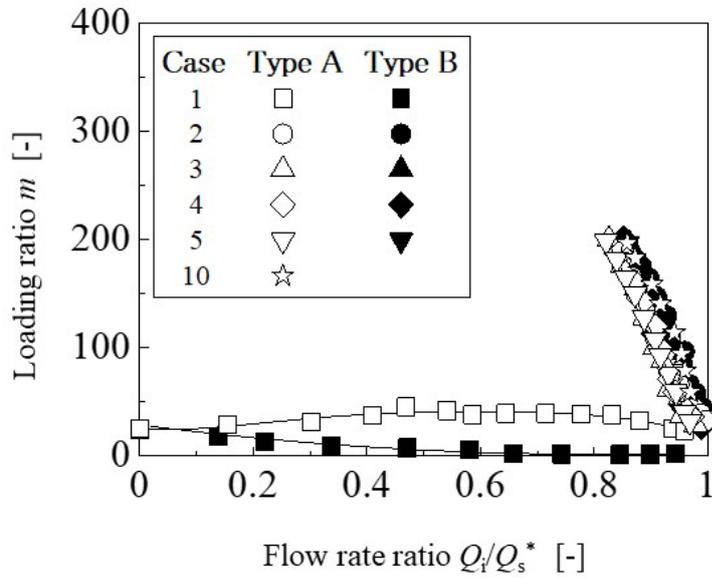
3 章では、従来の吹出し管を吸込みノズルの中心軸上に設ける方式に対し、吹出し管を吸込みノズルの外周に設ける方式について性能実験を試みた。その結果、3 章および既報⁽⁸²⁾では、吹出し流による流動化の形態が異なるにもかかわらず、性能におよぼす吹出し口の取付け位置の影響をほとんど受けないことを明らかにした。ただし、幾何寸法の代表例として、吹出し管挿入長さが 0 の条件でしかも吸込みノズル深さの影響を受け難い 1 条件しか調査していないため、その他の幾何条件についても比較検討を行う必要がある。

本章では、吹出し管を吸込みノズルの軸中心および外周へ取付けた場合として、2 章で述べた両 Type を一つの装置で実験可能にした装置を用いて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混合比等の性能実験を行った。そして、吸込みノズル入口近傍の粉粒体挙動の可視化実験を行い、前述した特性との関係を明らかにした。

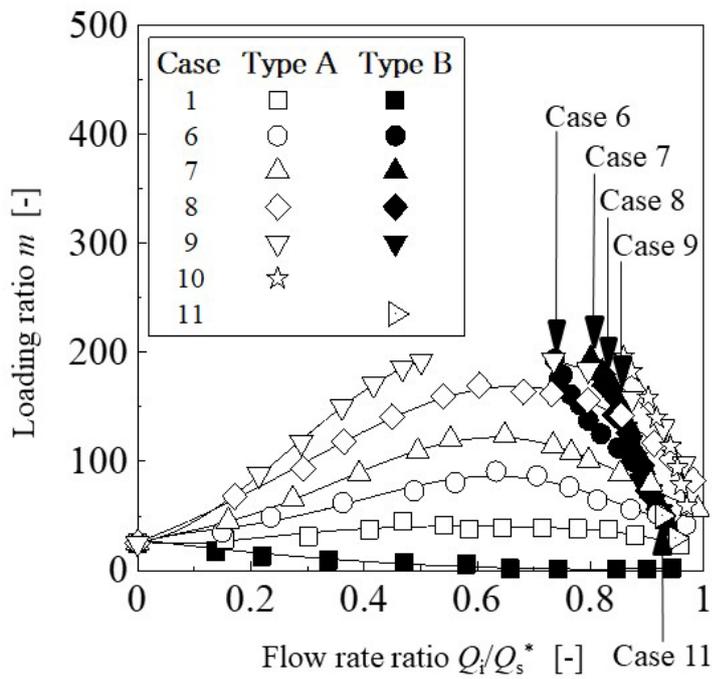
4.2 実験結果および考察

4.2.1 混合比

混合比 m と流量比 Q_i/Q_s^* との関係を Fig. 4-1 に示す。既報⁽⁸²⁾において、吹出し流速ではなく、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、流量を用いて表



(a) Effects of the insertion length of the suction nozzle



(b) Effects of the insertion length of the injection pipe

Fig. 4-1 Relations between the loading ratio and the flow rate ratio

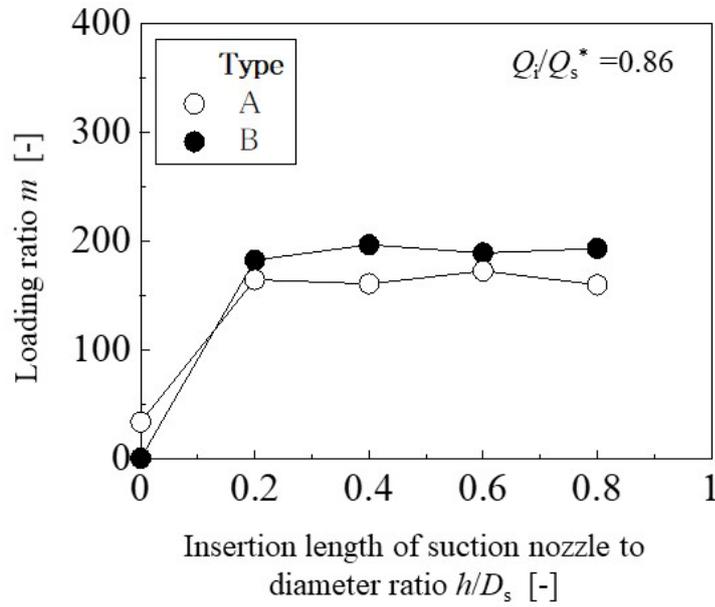
示した。吸込みノズル深さ h/D_s および吹出し管挿入長さ l/D_s の影響についてそれぞれ Fig. 4-1(a) および Fig. 4-1(b) に示す。まず, Fig. 4-1(a)において, あらかじめ既報⁽⁸²⁾で得られた Case 4 の条件の Type A および Type B の両分布を比較することにより, データの信頼性を確認する。既報⁽⁸²⁾とは吸込みノズル内径等の条件が異なるので定量的な評価はできないが, 既報⁽⁸²⁾で述べた両 Type の混合比の特性を定性的に表している。つまり, 下限流量比の 0.84 付近における両 Type の限界混合比 (本装置における実験条件の最大値) はほぼ同じである。Fig. 4-1(a)を見ると, Case 1 の条件を除くと, Case 2 から Case 5 までの条件における混合比はほとんど同様な分布を示している。吸込みノズル深さの定量的な評価については, 後述する。つぎに, Fig. 4-1(b)において, あらかじめ先行研究⁽⁵⁷⁾で得られた Type A の場合の種々の吹出し管挿入長さについて比較することにより, データの信頼性を確認する。既報⁽⁸²⁾とは新装置によって多少寸法が異なるので定量的な評価はできないが, 既報⁽⁸²⁾で述べた Type A の場合の混合比の特性を定性的に表している。つまり, Case 6 から Case 9 までの条件においても, 低流量比域で右上がり特性が存在し, 挿入長さが大きくなるにつれ, 混合比は大きくなる。なお, Case 9 の条件では, 限界混合比が得られるため, 流量比が 0.5 付近において上限流量比が存在する。先行研究⁽⁵⁹⁾の考察の通り, これらの右上がり特性については, 吸込みノズル深さが 0 の条件では吸込みノズル周りからの粉粒体供給量 G_{ps} が少ないため, 吹出し流の流動化による粉粒体供給量 G_{pi} の付加により, 吹出し流の促進効果が徐々に表

れるものと考えられる。そこで、本実験では G_{ps} を大きくする、一例として Case 10 ($h/D_s = 0.4$, $l/D_s = 0.4$) の条件において追加で調査することにより、より詳細に現象を把握する。吸込みノズル深さを大きくしたこの条件では、推測した通りに右上がり特性が存在しなくなることを確認した。さらに、高流量比域では Fig. 4-1(a) に示す Case 3 ($h/D_s = 0.4$, $l/D_s = 0$) の分布と比較すると、挿入長さの設定増加分 ($\Delta l/D_s = 0.4$) の影響を受け、混合比が若干大きくなる。したがって、Type A の場合、ノズル周りからの粉粒体供給量 G_{ps} がある程度供給されるならば右下がり特性のみとなる。つまり、右上がり特性の吹出し流の促進効果が見られなくなることから、吹出し流の流動化による粉粒体供給量 G_{pi} は吹出し流の抑制効果のみとして作動することになる。なお、この抑制効果とは、既報⁽⁸²⁾で報告したように吹出し流の流動化過剰による飛散効果の影響を受け、混合比が減少する現象のことである。

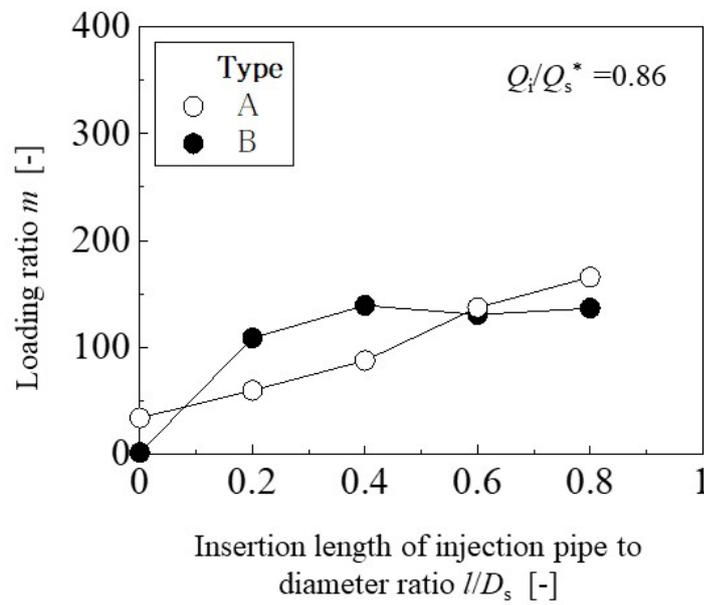
ここで、Fig. 4-1(b) に示す Type B の場合の吹出し管挿入長さの影響について考察する。Case 6 から Case 9 までの条件ではすべて右下がり特性のみとなる。これは、Fig. 4-1(a) に示したように、吸込みノズル深さの影響の場合と類似した結果が得られている。さらに、Case 9 の条件より挿入長さを大きくした Case 11 の条件を一例として調査した。Case 6 から Case 9 まで、また Case 11 の条件の下限流量比をそれぞれ図中に矢印で示す。挿入長さが大きすぎると、下限流量比が大きくなり、それに伴い限界混合比が小さくなることから、作動条件として適さなくなる。

上述した吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの

影響について定量的に明らかにするため、混合比と各影響因子との関係を Fig. 4-2 に示す。混合比 m におよぼす吸込みノズル深さ h/D_s および吹出し管挿入長さ l/D_s の影響についてそれぞれ Fig. 4-2(a) および Fig. 4-2(b) に示す。ここで、高流量比域の一例として流量比が 0.86 の条件において考察する。Fig. 4-2(a) を見ると、Type A の場合、吸込みノズル深さが 0.2 以上の範囲で、混合比はほとんど変化しない。Type B の場合も同様、上述の範囲で、混合比はほとんど変化しないことから、吸込みノズル深さの影響を受けないことがわかる。なお、吸込みノズル深さが 0 の場合、Type B の場合の混合比がより小さいことについて 4.2.2 で考察する。Fig. 4-2(b) を見ると、吹出し管挿入長さが大きくなるにつれ、Type A の場合、先行研究⁽⁵⁷⁾の通り、吹出し流による流動化により、徐々に促進して混合比は大きくなる。ただし、先行研究⁽⁵⁹⁾により、挿入長さをさらに大きくしても、本装置条件の最大値、つまり限界混合比の 200 程度よりも大きくなることはないと推測できる。一方、Type B の場合、Fig. 4-2(a) に示したように吸込みノズル深さの条件と同様な分布を示している。つまり、混合比の増加率は Type B のほうが大きい。そのため、高流量比域の条件では、Type B の場合のほうが適切であることがわかる。ただし、吹出し管挿入長さが大き過ぎると、前述したようにこの流量比ではプロットできなくなることから、作動条件として適さなくなる。ところで、低流量比域に着目すると、Fig. 4-1(a) および Fig. 4-1(b) の分布からわかるように、Type A の場合、吸込みノズル深さが 0 の条件下で挿入長さのある程度の寸法があれば、作動条件



(a) Effects of the insertion length of the suction nozzle



(b) Effects of the insertion length of the injection pipe

Fig. 4-2 Relations between the loading ratio and each of the influencing factors

として有効である。一方，本実験条件において Type B の場合には混合比の高い状態で作動できない。よって，この低流量比域において作動させたい場合には吹出し挿入管を備えた Type A を選定するのが良い。

4.2.2 流動境界および崩落境界

これらの特性を，吸込みノズル入口近傍の粒子挙動から明らかにする。既報⁽⁸²⁾と同様，可視化画像で得られた粉粒体の流動化による境界（以下，流動境界と呼ぶ）により調査する。Fig. 4-2(a)と同じ条件である流量比が 0.86 付近の条件において，吸込みノズル深さを変化させた場合の粉粒体の流動境界の結果を Fig. 4-3 に示す。Type A および Type B の場合についてそれぞれ Fig. 4-3(a)および Fig.

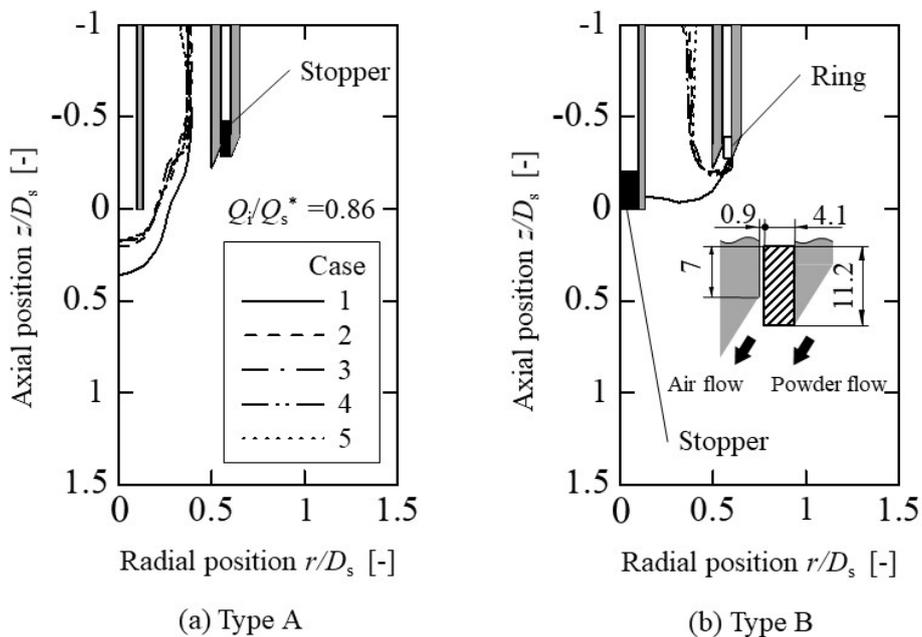


Fig. 4-3 Fluidized boundary of powder and particles for varying insertion lengths of the suction nozzle

4-3(b)に示す。軸対称性を確認しているため、右片側のみを表した。Fig. 4-3(b)には Type B のリングの装着状態および吹出し管からの空気の吹出し流および吸込みノズル下端周りからの粉粒体の吸込み流の流れ方向を、また Fig. 4-4(a)および Fig. 4-4(b)には各条件における挿入管 (Type B の場合, リング) 下端部の位置形状を示している。まず、あらかじめ既報⁽⁸²⁾で示した Case 4 の条件の Type A および Type B の両流動境界の分布を比較することにより、データの信頼性を確認する。4.2.1 で述べたように定量的な評価はできないが、既報⁽⁸²⁾で得られた両 Type の流動様相の特徴を定性的に表している。つまり、Fig. 4-3(a)に示す Type A の場合、流動境界は吹出し流の流動化現象により

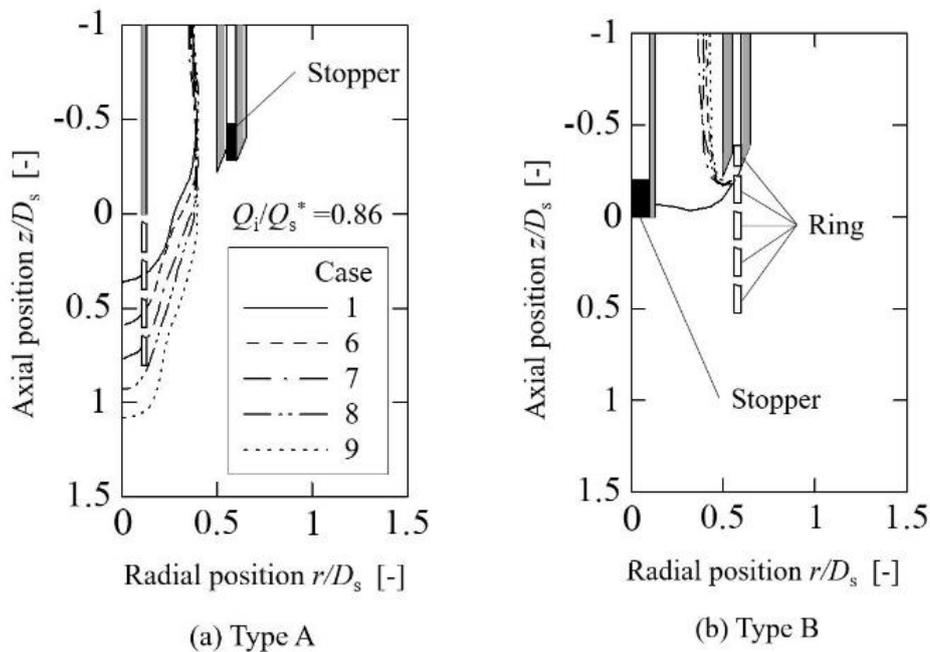


Fig. 4-4 Fluidized boundary of powder and particles for varying insertion lengths of the injection pipe

深さ方向に深くなるのに対し， Fig. 4-3(b)に示す Type B の場合，それは同じ吹出し流速を与えているにもかかわらず，それほど深くならない。Type B の場合，吹出し口がノズル下端部近くに存在するため，ノズル周りからの粉粒体流れの空気噴流によるエアレーション現象を発生させることになる。ここで，吸込みノズル深さの影響について考察する。Fig. 4-3(a)に示す Type A および Fig. 4-3(b)に示す Type B の場合のいずれの場合においても， Case 2， Case 3 および Case 5 の条件における流動境界を見ると，上述した Case 4 の条件と比較してそれぞれ顕著な差異は見られない。一方， Case 1 の条件では， Type A の場合には吹出し流の流動化による粉粒体の吸込みノズル内へ流入しない現象，すなわち飛散現象，また Type B の場合にはエアレーション現象がいずれも増大することにより，それぞれの流動境界がその他の条件に比べて拡大したものと考えられる。両 Type を比較すると， Type B の場合のほうが混合比の希薄効果の影響を受けている。以上より，これらの流動境界の様子から， Fig. 4-2(a)に示す混合比の定性的な傾向を裏付けることができた。つぎに， Fig. 4-2(b)と同じ条件である流量比が 0.86 付近の条件において，吹出し管挿入長さを変化させた場合の粉粒体の流動境界の結果を Fig. 4-4 に示す。Type A および Type B の場合についてそれぞれ Fig. 4-4(a)および Fig. 4-4(b)に示す。まず，あらかじめ先行研究⁽⁵⁷⁾で示した Type A の場合の種々の吹出し管挿入長さについて比較することにより，データの信頼性を確認する。Fig. 4-4(a)を見ると，前述のように定量的な評価はできないが，先行研究⁽⁵⁷⁾で述べた流動様相

の特徴を定性的に表している。つまり，Case 1，Case 6 から Case 9 までの順に吹出し管挿入長さが大きくなるにつれ，流動境界が深くなる。一方，Fig. 4-4(b)に示す Type B の場合，Case 1 の条件を除き，すべての条件において，流動境界はほぼ同様な分布を示す。以上より，これらの流動境界の様子から，Fig. 4-2(b)で示す混合比の定性的な傾向を裏付けることができた。

つぎに，混合比と吸込みノズル入口近傍の粒子挙動を比較することにより，各 Type における吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響因子の大小関係について検討する。影響因子の比較評価は，吸込みノズル深さを与えた条件として Case 3 を，吹出し管挿入長さを与えた条件として Case 7 を選ぶ。また，Case 3 と Case 7 のどちらの条件も満たす Case 10 も取り上げる。ここで，流量比を 0.86 と一定とすると，Type A の場合，Case 3，Case 7 および Case 10 の混合比はそれぞれ約 165，約 55 および約 200 となる。また，Type B の場合，Case 3 および Case 7 の混合比はそれぞれ約 190，約 140 となる。各 Type の可視化計測により得られる粉粒体との境界の結果を Fig. 4-5 に示す。調整器下端から生じる境界を崩落境界と呼ぶことにする。まず，Fig. 4-5(a)に示す Type A の場合について検討する。前述したように，Case 3 および Case 7 の場合の混合比を比べると，前者のほうが大きい。両者の流動境界を見ると，Case 7 の場合のほうがより深く分布するのに対し，崩落境界を見ると，Case 3 の場合のほうが吸込み口から深くなる。つまり，それぞれの粉粒体の供給量について評価すると，吹出し流に伴うものより，吸込みノズル周

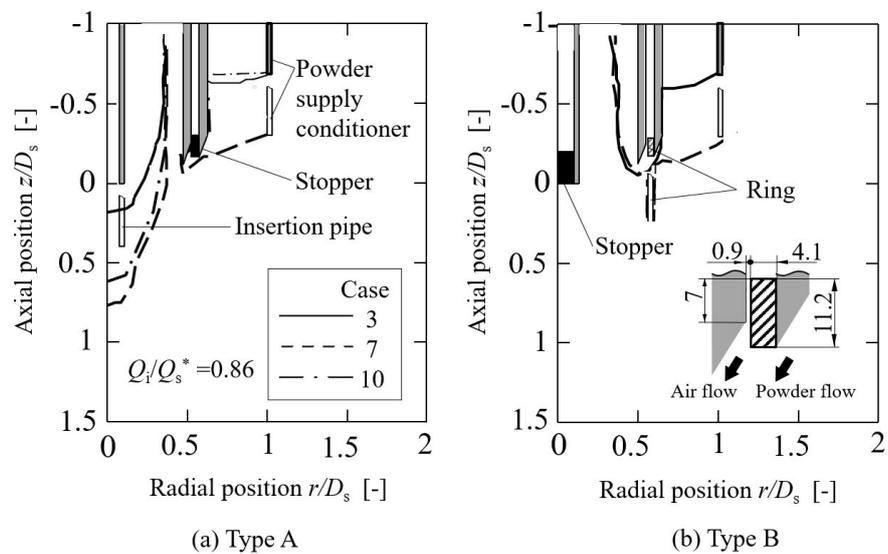


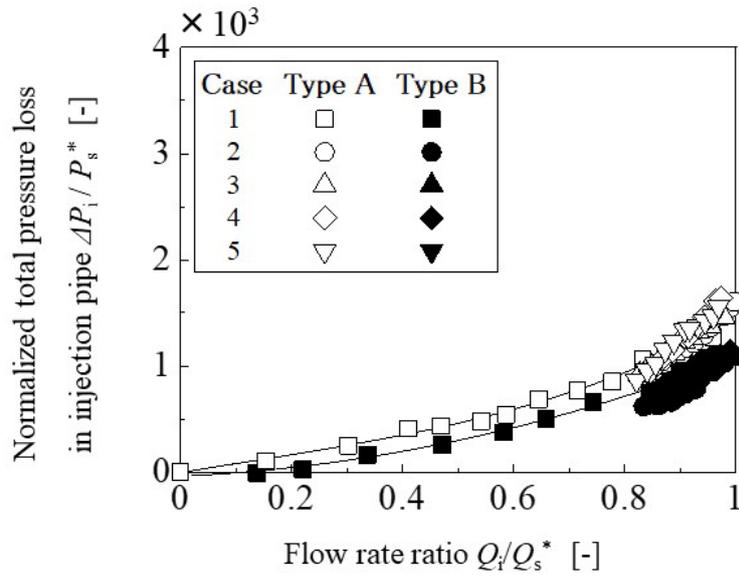
Fig. 4-5 Fluidized and collapsed boundaries of powder and particles for each case

りからの流れに伴うもののほうが多いと言える。さらに、Case 3 の場合よりも混合比が若干大きくなる Case 10 の場合、崩落境界の分布はほとんど変化しないが、吹出し管挿入長さの影響を受け、流動境界がさらに深く分布していることから、混合比の若干の増加量を説明することができる。よって、Type A の場合、混合比に対し、吹出し管挿入長さの影響よりも吸込みノズル深さの影響のほうが大きいものと考察できる。つぎに、Fig. 4-5(b)に示す Type B の場合について検討する。前述より、Case 3 の場合に対し、Case 7 の場合の混合比は小さくなる。流動境界を見ると、両者はほぼ同じ分布となることから、吹出し流に伴う流動状態の顕著な差異は見られない。崩落境界を見ると、吸込み口を基準とする距離はほぼ等しいことから、吸込み口を基準とした吸込みノズル深さは同じとなる。一方、吹出し

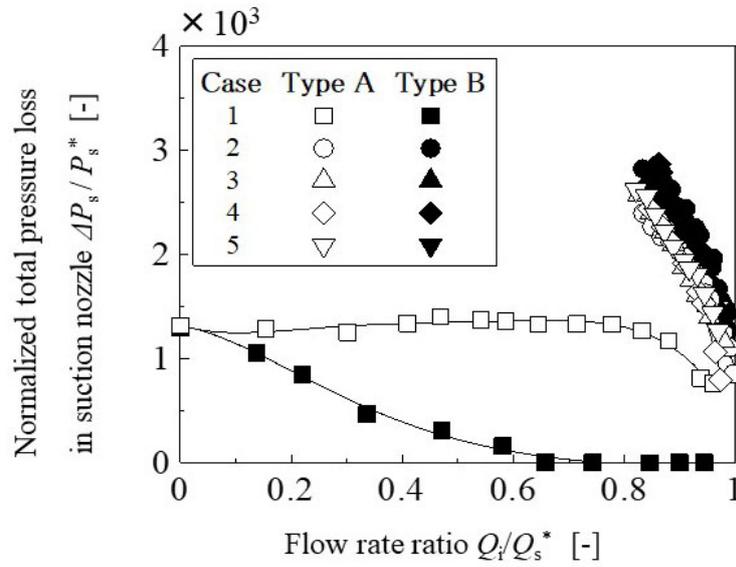
口に対し，Case 7 の場合には吸込み口が離れることから，吸込みノズル周りからの粉粒体の流動抵抗の増大に伴い，混合比が小さくなったものと考えられる。よって，Type B の場合，混合比に対し，吹出し管挿入長さの影響が大きいものと考察できる。Case 10 の場合，これまでの考察から，流動境界の分布は他の条件と同様に変化せず，崩落境界の分布は設定条件により吸込み口からより離れるが，吹出し口と吸込み口との距離は変わらない。したがって，崩落境界の分布は上述した流動抵抗に影響しないため，Case 7 の場合の結果と同じになる。

4.2.3 ノズル効率

吸込みノズル深さ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 4-6 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 η をそれぞれ Fig. 4-6(a)，Fig. 4-6(b) および Fig. 4-6(c) に示す。ここで， P_s^* は， U_s^* における動圧を表す。まず，あらかじめ既報⁽⁸²⁾で示した Case 4 の条件の Type A および Type B の両分布を比較することにより，データの信頼性を確認する。4.2.1 で述べたように定量的な評価はできないが，既報⁽⁸²⁾で述べた両 Type の吸込みノズル性能の特性を定性的に表している。つまり，下限流量比の 0.84 付近における両 Type の値はほぼ同じである。なお，既報⁽⁸²⁾で述べたように，Type B の場合にはリングの設定長さにより，吹出し管全圧損失が増減する可能性もあるが，本章では吸込みノズル深さの影響について評価するのでその点に関して問題ない。Fig. 4-6(a) に示す吹出し管全圧損失

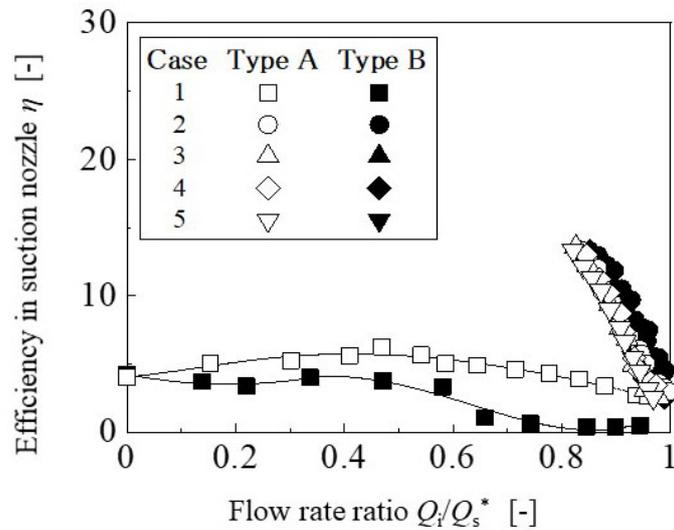


(a) Total pressure loss in the injection pipe



(b) Total pressure loss in the suction nozzle

Fig. 4-6 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying insertion lengths of the suction nozzle

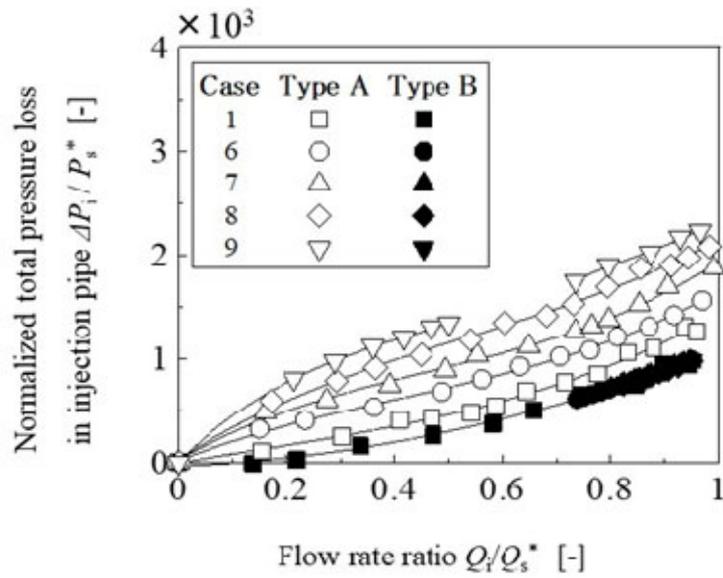


(c) Efficiency in the suction nozzle

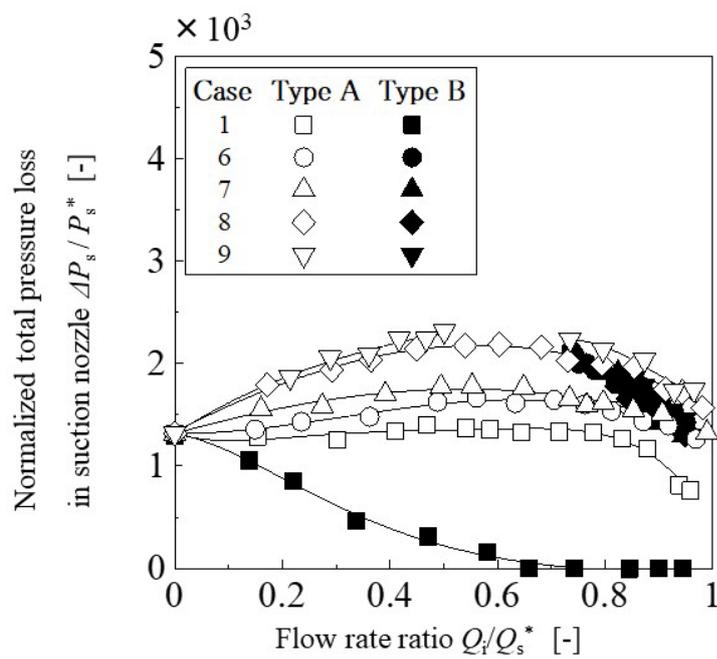
Fig. 4-6 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying insertion lengths of the suction nozzle

を見ると，それぞれの Type においてすべての条件でほとんど同様な分布を示している。Fig. 4-6(b)に示す吸込みノズル全圧損失および Fig. 4-6(c)に示す吸込みノズル効率を見ると，それぞれの Type において Case 1 の条件を除くと，Case 2 から Case 5 までの条件においてほとんど同様な分布を示している。

つぎに，吹出し管挿入長さ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 4-7 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 η をそれぞれ Fig. 4-7(a)，Fig. 4-7(b) および Fig. 4-7

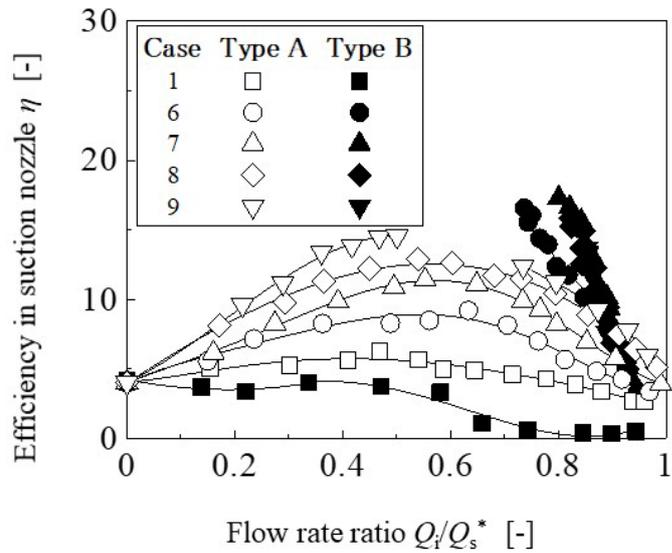


(a) Total pressure loss in the injection pipe



(b) Total pressure loss in the suction nozzle

Fig. 4-7 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying insertion lengths of the injection pipe



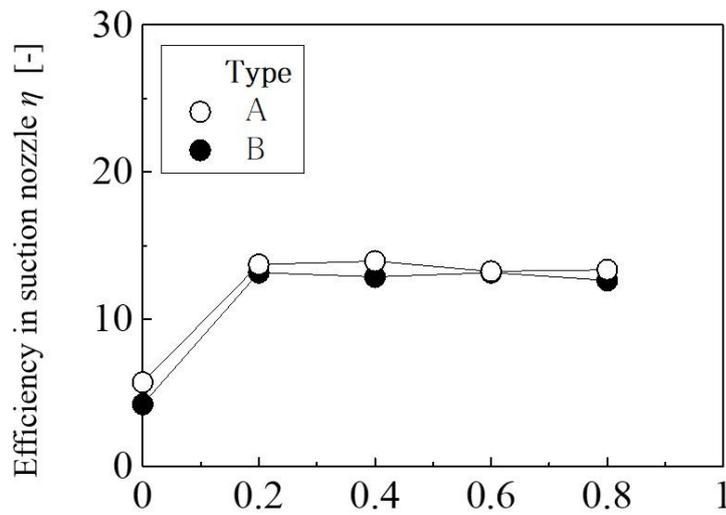
(c) Efficiency in the suction nozzle

Fig. 4-7 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying insertion lengths of the injection pipe

(c)に示す。まず，先行研究⁽⁵⁷⁾で示された Type A の場合の種々の吹出し管挿入長さについて比較することにより，データの信頼性を確認する。4.2.1で述べたように定量的な評価はできないが，先行研究⁽⁵⁷⁾で述べられた吸込みノズル性能の特性を定性的に表している。つまり，Case 1, Case 6 から Case 9 までの順に吹出し管挿入長さが大きくなるにつれ， ΔP_i は粉粒体圧による損失， ΔP_s は粉粒体輸送の増大に伴う付加圧力損失の影響，そして η は主に混合比の影響を受け，それぞれ大きくなる。ここで，Type B の場合， ΔP_i は挿入長さが大きくなるにつれ，負の値を示した。これは，前項で述べたように下流側の圧力を大気圧と仮定しているためである。そこで，挿入長さが 0 の条件

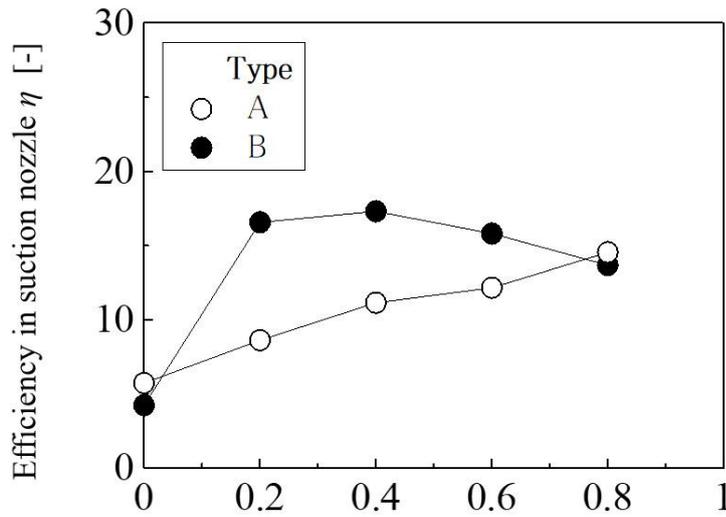
を基準とし、他の条件の場合にはこの値になるように修正し、その分を ΔP_s へ補正して表している。なお、ノズル効率は補正の前後においてほとんど変わらないことから、補正の影響のないことを確認した。Fig. 4-7(a)に示す吹出し管全圧損失、Fig. 4-7(b)に示す吸込みノズル全圧損失、そして Fig. 4-7(c) に示す吸込みノズル効率を見ると、Case 1 の条件を除くと、Case 6 から Case 9 までの条件においてほとんど同様な分布を示している。

上述した吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響について定量的に明らかにするため、吸込みノズル効率と各影響因子との関係を Fig. 4-8 に示す。吸込みノズル効率 η におよぼす吸込みノズル深さ h/D_s および吹出し管挿入長さ l/D_s の影響についてそれぞれ Fig. 4-8(a) および Fig. 4-8(b) に示す。ここで、各条件において、混合比が最大となる場合のノズル効率をプロットしている。Fig. 4-8(a)を見ると、Type A の場合、吸込みノズル深さが 0.2 以上の範囲で、ノズル効率はほとんど変化しない。一方、Type B の場合も、上述の範囲でノズル効率はほとんど変化しない。また、Fig. 4-8(b)を見ると、Type A の場合、挿入長さが大きくなるにつれ、ノズル効率は大きくなる。一方、Type B の場合、挿入長さ 0.2 以上の範囲で、ノズル効率はほとんど変化しない。ただし、吹出し管挿入長さが大きくなるにつれ、その値は若干小さくなる。これは、前項の通り、吹出し管挿入長さが大き過ぎることによる現象を表しているものと考えられる。したがって、混合比およびノズル効率におよぼす最適条件の観点から評価すると、両 Type の混合比が最大となる場合のノズル効率はほとん



Insertion length of suction nozzle to diameter ratio h/D_s [-]

(a) Effects of the insertion length of the suction nozzle



Insertion length of injection pipe to diameter ratio l/D_s [-]

(b) Effects of the insertion length of the injection pipe

Fig. 4-8 Relations between efficiency in the suction nozzle and each of the influencing factors

ど同程度の値を示すことから、Type B の場合でも、高流量比域において十分使用可能であることが確認できた。

4.3 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、混合比等の性能実験および吸込みノズル入口近傍の粉粒体挙動の可視化実験を行い、本実験条件において以下の結論を得た。

1) 混合比におよぼす吸込みノズル深さの影響について調べると、吸込みノズル深さが 0 の条件を除くと、Type A の場合と同様、Type B の場合もほとんど変化しないことから、吸込みノズル深さの影響を受けないことがわかる。

2) 高流量比域において吹出し管挿入長さの影響について調べると、混合比の増加率は Type B のほうが大きい。ただし、その場合の挿入長さが大き過ぎると、この条件の限界混合比が小さくなり、作動条件として適さなくなる。

3) 本実験条件のうち、低流量比域において Type B の場合には混合比の高い状態で作動できないことから、この領域において作動させたい場合には吹出し挿入管を備えた Type A を選定するのが良い。

4) 各 Type における影響因子の大小関係を混合比について検討した結果、Type A の場合、吹出し管挿入長さより吸込みノズル深さのほうが、また Type B の場合、吹出し管挿入長さの影響が大きいことが確認できた。

5)混合比およびノズル効率におよぼす最適条件の観点から評価すると、両 Type の混合比が最大となる場合のノズル効率はほとんど同程度の値を示す。つまり、Type B の場合でも、高流量比域において十分使用可能であることが確認できた。

第 5 章 ノズル性能におよぼす吸込み流速および粒子径の影響

5.1 はじめに

4 章では、吸込みノズルの幾何形状に着目し、それぞれの Type のノズル性能におよぼす吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響について調査した。その結果、Type B も Type A と同様に高流量比域では十分に利用可能であることがわかる⁽⁸³⁾。

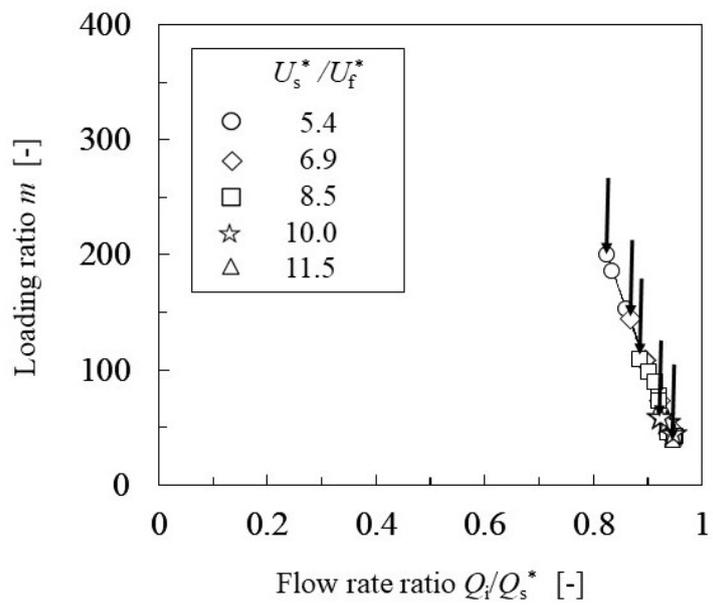
本章では、被輸送物としての粉粒体に着目する。粉粒体の物性を表す指標には、粒子形状、粒子径、粒子密度等があるが、同一形状で粒子密度が一定の場合、粒子径によって、その浮遊速度が異なることはよく知られている。つまり、粒子径の影響を正確に評価するには、輸送粒子の中で最も大きい粒子の浮遊速度を満足するという点、すなわち吸込みノズル内の吸込み流速の影響をあらかじめ把握しておく必要がある。福原ら⁽⁶⁰⁾の研究でも、Type A の場合について、吸込み流速の影響⁽⁵⁹⁾を確認した上で、最も広い範囲で作動する幾何条件について粒子径の影響調査を進めている。本章では、本研究の目的に則り、4 章にて明らかとなった両 Type ともに高濃度・高効率を得られる幾何条件、つまり、Case 4 において、吸込み流速および粒子径の影響を調査する。ちなみに、この幾何寸法は、吸込みノズル深さ比 $h/D_s = 0.6$ 、吹出し管挿入長さ比 $l/D_s = 0$ となっている。つまり、本研究では、先行研究⁽⁶⁰⁾の目的および幾何条件とは異なる観点で粒子径の影響について、Type A と Type B を比較し、Type B の特性を捉える。まず、5.2.1

では、前述の幾何条件における吸込み流速の影響について平均粒子径 $64 \mu\text{m}$ の粒子を用いて吸込み流速を種々変化させて作動範囲を調査する。そのうえで 5.2.2 では、粒子径の影響について、先行研究⁽⁶⁰⁾と同様に平均粒子径の異なる 5 種類の粒子を用いて調査する。

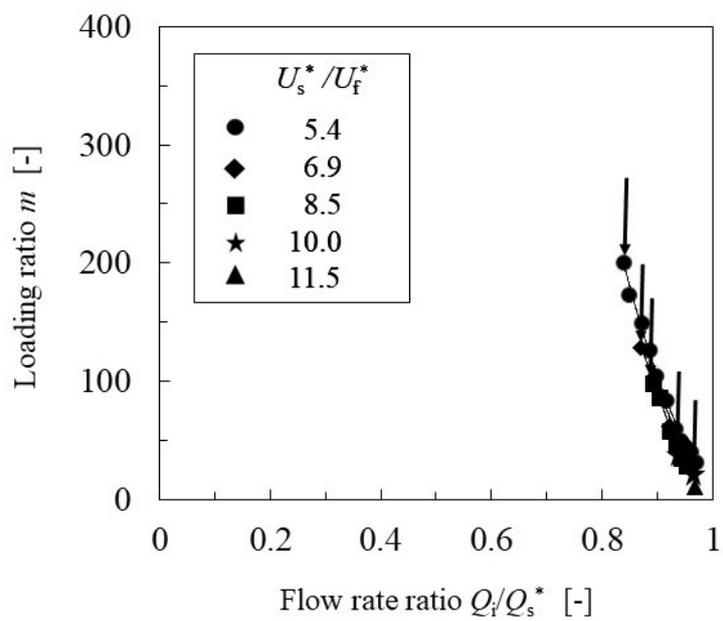
5.2 実験結果および考察

5.2.1 吸込み流速の影響

Type A および Type B について、吸込み流速 U_s^* 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. 5-1(a) および (b) に示す。幾何条件は、前述のとおり、両 Type ともに Case 4 ($h/D_s = 0.6$, $l/D_s = 0$) を採用する。吸込み流速 U_s^* は 1.4, 1.8, 2.2, 2.6 および 3.0 m/s の 5 条件とし、平均粒子径 $64 \mu\text{m}$ の浮遊速度 ($U_f^* = 0.26 \text{m/s}$) で無次元化した値は 5.4, 6.9, 8.5, 10.0 および 11.5 となる。なお、吸込み流速 U_s^* が 1.4 m/s の場合、既報⁽⁸³⁾で得られた混合比とほぼ同じ値が得られたため、計測の信頼性を確認している。Fig. 5-1(a), (b) の結果から、両 Type ともに混合比は吸込み流速を変化させてもほぼ同じ分布上にあることがわかる。ただし、各吸込み流速比における限界混合比を示す矢印に着目すると、吸込み流速比が大きくなるにつれ下限流量比が上昇し、作動範囲が狭くなることがわかる。例えば、 U_s^*/U_f^* が 10.0 の場合、下限流量比が 0.9 を超えるため、これ以下の範囲で作動できない。ここで、混合比に与える吸込み流速の影響について詳細に解析するため、一例として流量比 0.87 および 0.9 の 2 つの条件について考察する。混合比 m と吸込み流速比 U_s^*/U_f^* と



(a) Type A



(b) Type B

Fig. 5-1 Relations between the loading ratio and the flow rate ratio

の関係を Fig. 5-2 に示す。これらの流量比において，混合比はほとんど変化せず両 Type とともに吸込み流速の影響を受けないことがわかる。また，流量比 0.87 および 0.9 の場合，吸込み流速比がそれぞれ 8.5 および 10.0 以上で作動しない。

つぎに，吸込み流速 U_s^* を変化させた場合のノズル性能と流量比 Q_i/Q_s^* との関係を Fig. 5-3 に示す。ノズル性能のうち，吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ ，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 η をそれぞれ Fig. 5-3(a)，Fig. 5-3(b) および Fig. 5-3(c) に示す。ここで， P_s^{**} は $U_s^* = 1.4 \text{ m/s}$ における動圧を示す。Fig. 5-3 の各図を見ると，吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ は，吸込み流速の増加によって上昇し，また流量比の増加とともに

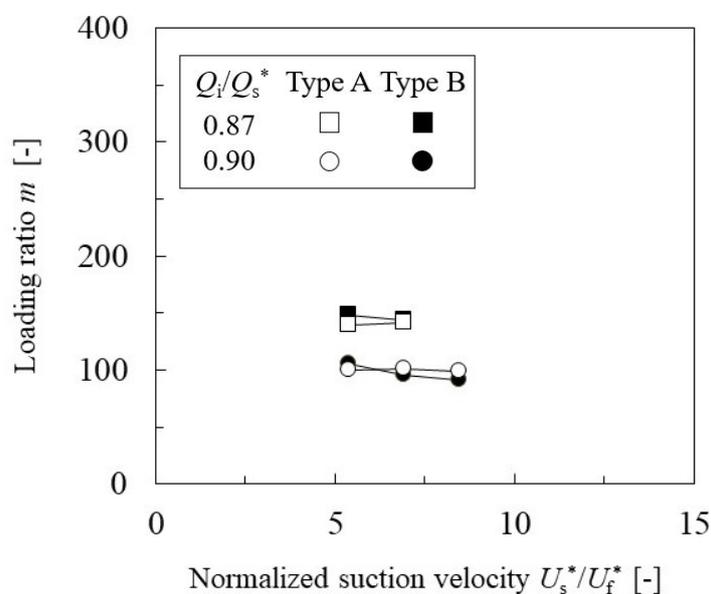
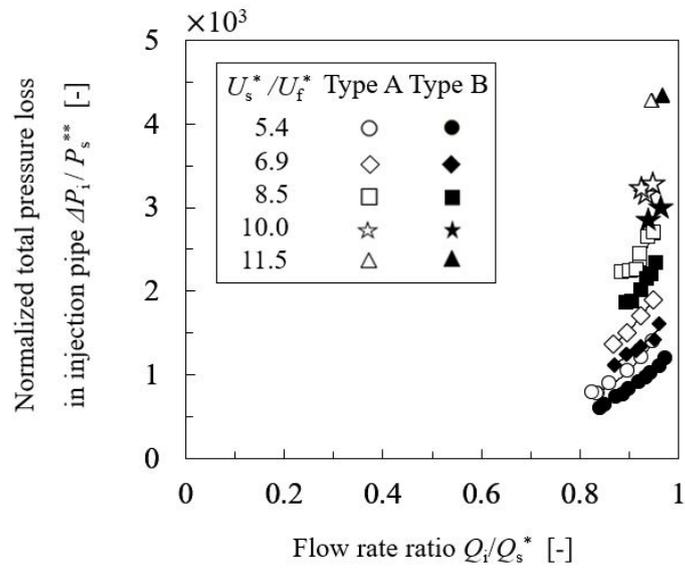
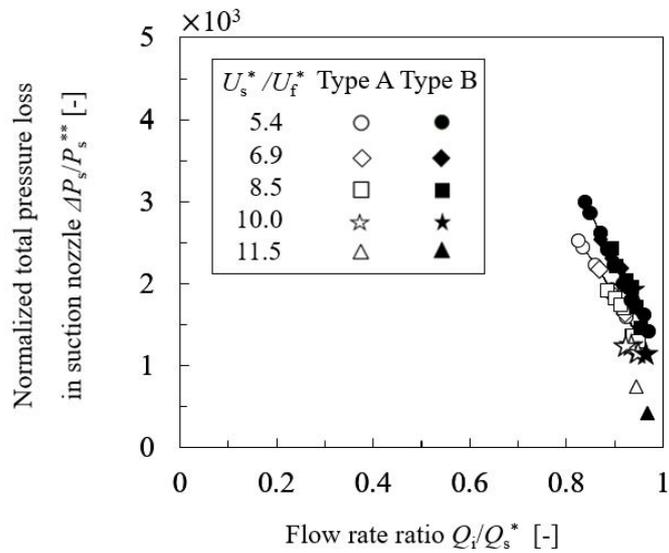


Fig. 5-2 Relations between the loading ratio and the normalized suction velocity

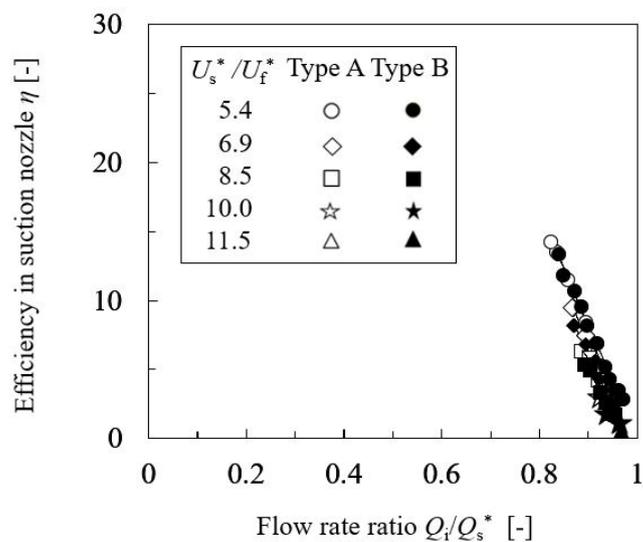


(a) Total pressure loss in the injection pipe



(b) Total pressure loss in the suction nozzle

Fig. 5-3 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying suction velocity



(c) Efficiency in the suction nozzle

Fig. 5-3 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying suction velocity

に増大している。吸込みノズル全圧損失 $\Delta P_s/P_s^{**}$ は、混合比の場合と同様に、流量比の増加とともに減少する。また、吸込みノズル効率 η は流量比の増加とともに減少している。なお、両 Type の値の差異については後述する。

つぎに、吸込み流速の変化に対する Type A および Type B の特性を把握するために、混合比の評価と同様に、流量比が 0.87 および 0.9 の 2 つの条件においてノズル性能におよぼす吸込み流速の影響について考察する。ノズル性能と吸込み流速比 U_s^*/U_f^* との関係を図 5-4 に示す。ノズル性能のうち、吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、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 η を、そ

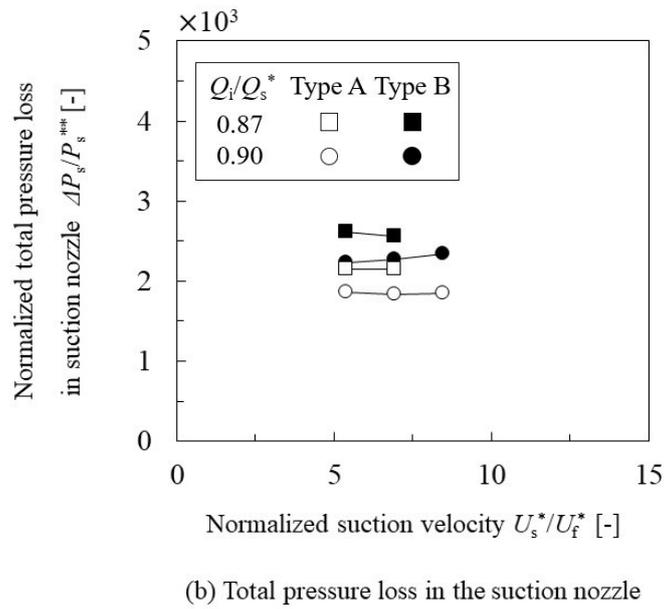
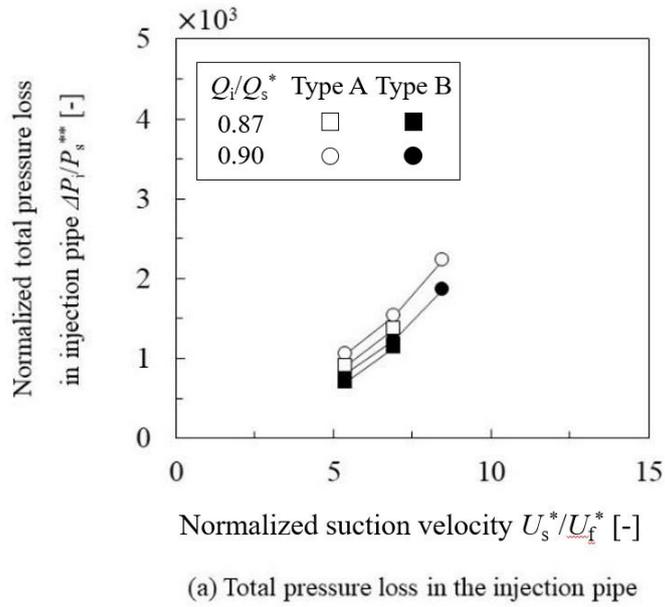
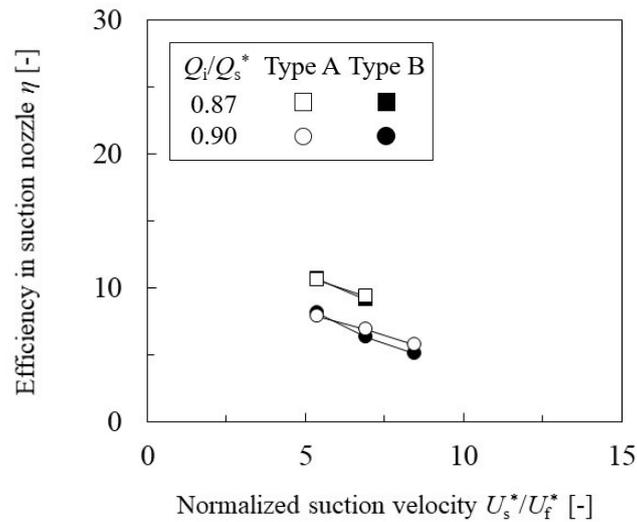


Fig. 5-4 Relations between the suction nozzle performance and the normalized suction velocity



(c) Efficiency in the suction nozzle

Fig. 5-4 Relations between the suction nozzle performance and the normalized suction velocity

れぞれ Fig. 5-4(a), Fig. 5-4(b)および Fig. 5-4(c)に示す。Fig. 5-4(a) を見ると，吹出し管全圧損失は両 Type ともに吸込み流速比が大きくなるにつれ，増加する傾向が見られる。これは流量比が同じ場合，吸込み流速が大きくなると吹出し流速も同様に大きくなることから考察できる。また，両 Type の値を比較すると，いずれの場合も Type B の場合が低いことがわかる。この原因について考察すると，4章の流動境界の解析から Type B の吹出し噴流は，吹出し口を出た直後に，粉粒体をそれほど流動化することなく吸込みノズルに流入することから，付加圧力損失がほとんど生じないためと考えられる。一

方で，Type Aの場合，粉粒体に対する流動化作用によって付加圧力損失が増大すると考察できる。Fig. 5-4(b)を見ると，吸込みノズル全圧損失は，すべての流速において吸込み流速を大きくしてもほとんど変化しない。両Typeの値を比較すると，いずれの場合も前述の吹出し管全圧損失とは逆の結果となり，Type Bの吸込みノズル全圧損失の方が高い。これは，混合比は両Typeともに同程度得られていることから，Type Aの特徴である流動化による付加圧力損失よりも，Type Bのエアレーションによる作用のほうが大きくなっていることが予想される。Fig. 5-4(c)で示した吸込みノズル効率は，すべての流速において吸込み流速を大きくした場合，それに伴い吹出し管全圧損失の影響を若干受けて両Typeともにノズル効率はやや減少傾向になることがわかる。このように，ノズル性能は吸込み流速の影響を受けることから，実際に利用する際には，吸込み流速が大き過ぎない条件で利用するのがよいことがわかる。また，次項 5.2.2 の粒子径の影響調査においては，前述の結果と本章の目的から，高濃度・高効率が得られた吸込み流速 1.4m/s（無次元吸込み流速比 5.4）に対して調査していくのがよい。

5.2.2 粒子径の影響

両Typeについて，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^* との関係を図 5-5 に示す。幾何条件は，前述のとおり，本研究の目的に則り，Case 4 を採用した。吸込み流速 U_s^* は 1.4m/s とし，これは平均粒子径 $64\mu\text{m}$ の浮遊速度 U_f^* で無次元化した場合，5.4 となる。ここで，

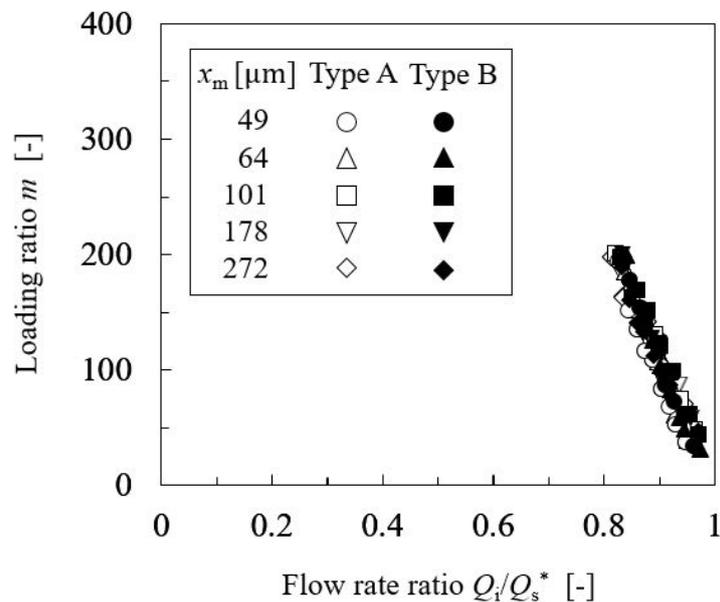


Fig. 5-5 Relations between the loading ratio and the flow rate ratio

先行研究⁽⁶⁰⁾において粒子径の影響について調査された結果について述べる。先行研究⁽⁶⁰⁾によると、Type Aの場合、平均粒子径 $49 \mu\text{m}$ の場合を除き、混合比、吹出し管全圧損失、吸込みノズル全圧損失および吸込みノズル効率におよぼす粒子径の影響はほとんど見られないことが明らかになっている。また、平均粒子径 $49 \mu\text{m}$ の場合、他の条件に比べて混合比が小さくなる原因は粉体の凝集性によるためと結論づけられている。なお、先行研究⁽⁶⁰⁾での実験条件は、吹出し管挿入長さ比 1.2、吸込みノズル深さ比 -0.2 の幾何寸法、つまり流動化の影響を受けやすく、ノズル周囲からの粉粒体供給量が少ない条件であったことを再確認しておく。本実験で得られた両 Type における粒子径の影響について Fig. 5-5 を見ると、混合比は平均粒子径を種々

変化させても，ほとんど同じ分布上に存在していることが確認できる。そこで，この傾向をより詳細に考察するため，実際に利用する場合を想定し，Type AおよびType Bのそれぞれの作動限界を表す限界混合比付近の流量比 0.82 および 0.83 の条件において，粒子径の影響を調べる。混合比 m と平均粒子径 x_m との関係を Fig. 5-6 に示す。Fig. 5-6 を見ると，両 Type とともに粒子径を変化させても，混合比はほとんど変化しないことがわかる。つまり，吸込みノズルの性能評価のうち，混合比については，両 Type とともに粒子径の影響をほとんど受けないことが明らかとなった。つぎに，平均粒子径 x_m を変化させた場合のノズル性能と流量比 Q_i/Q_s^* との関係を Fig. 5-7 に示す。ノズル性能のうち，吹

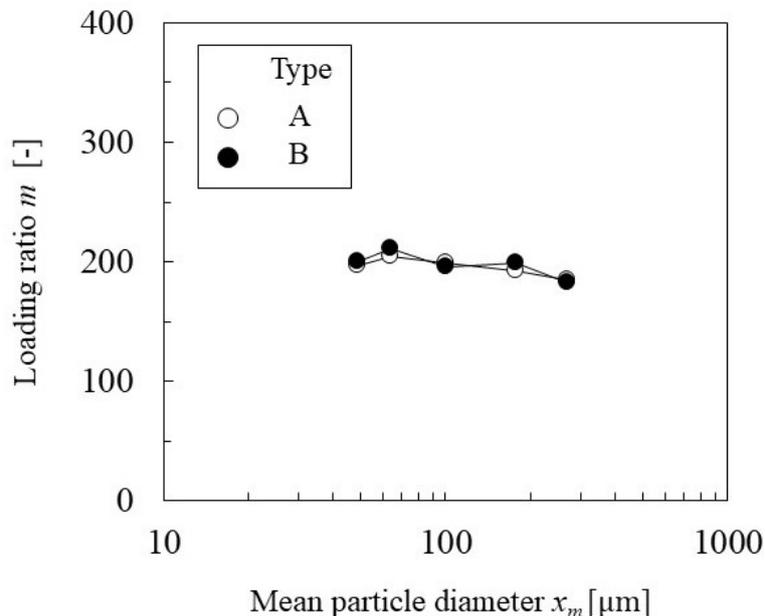
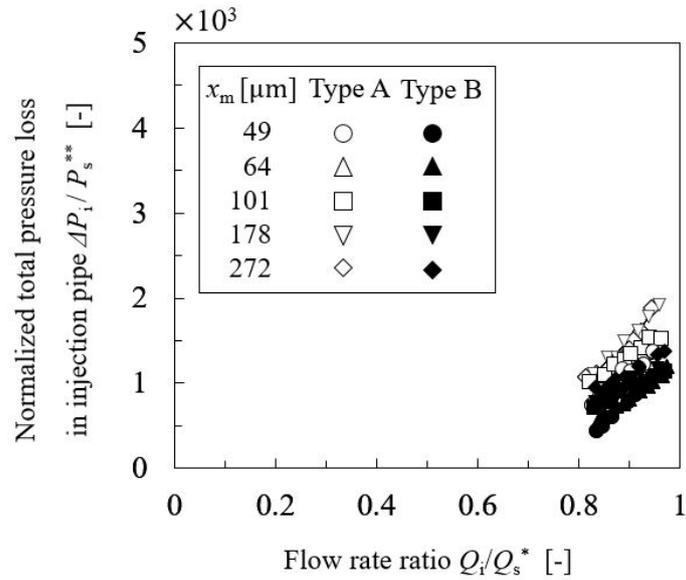
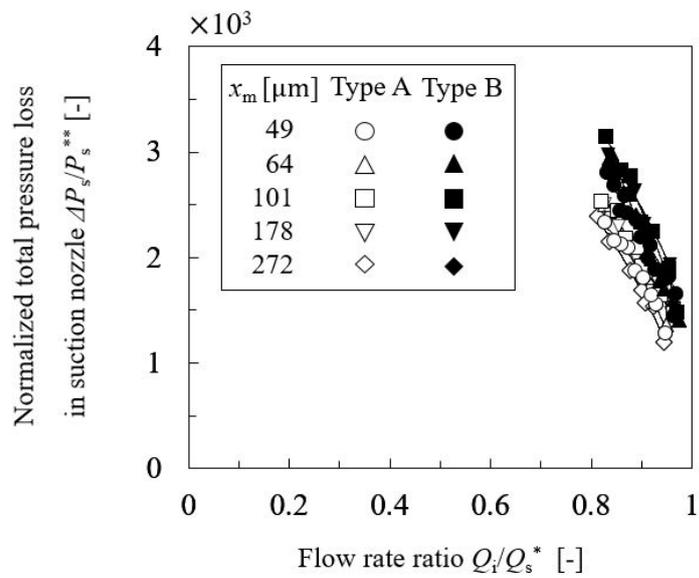


Fig. 5-6 Relations between the loading ratio and the mean particle diameter

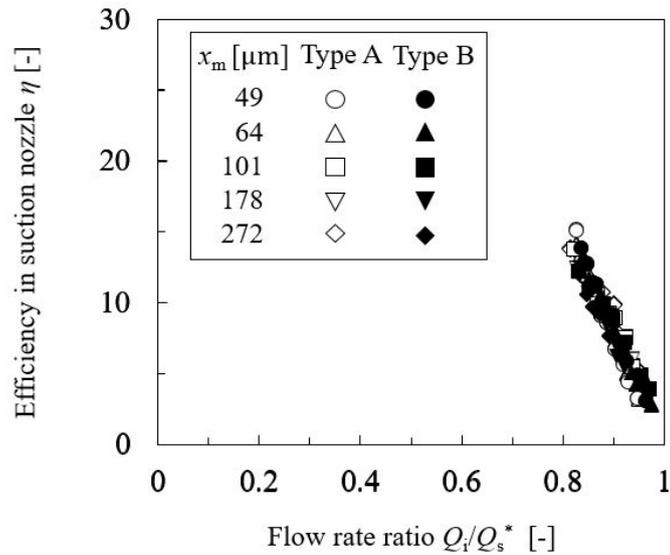


(a) Total pressure loss in the injection pipe



(b) Total pressure loss in the suction nozzle

Fig. 5-7 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying mean particle diameter

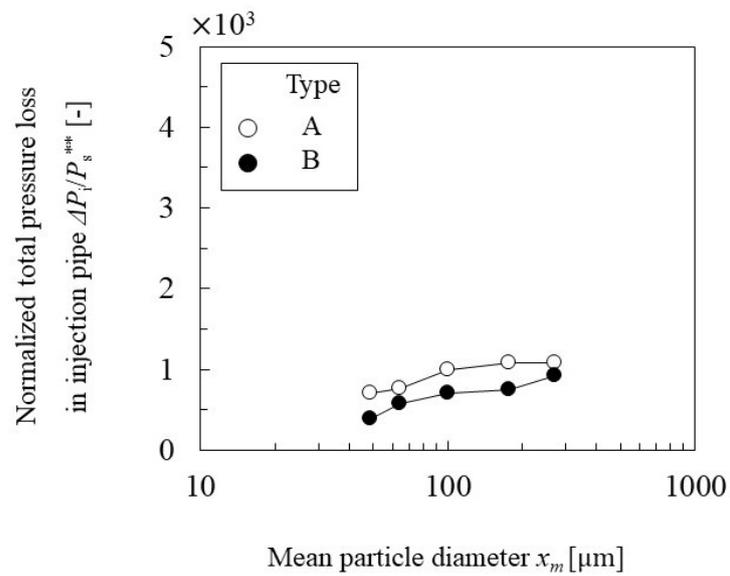


(c) Efficiency in the suction nozzle

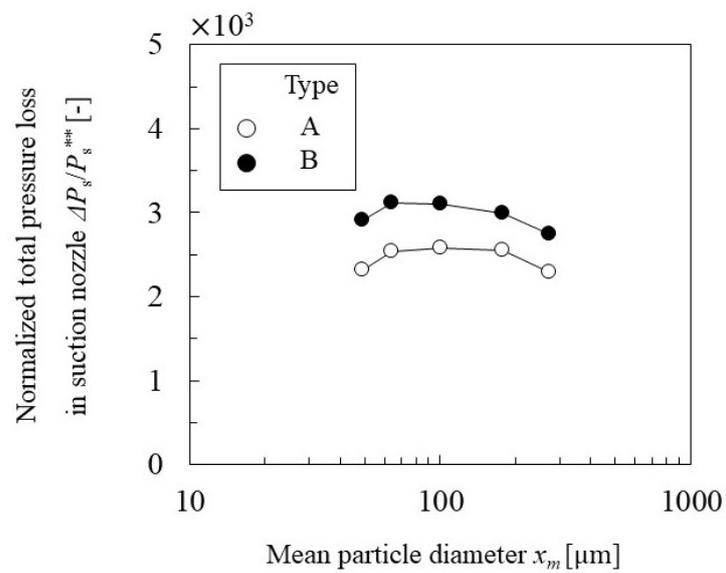
Fig. 5-7 Relations between the suction nozzle performance and the flow rate ratio for varying mean particle diameter

出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$, 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 η をそれぞれ Fig. 5-7(a), Fig. 5-7(b) および Fig. 5-7(c) に示す。ここで, 平均粒子径 x_m が $64 \mu\text{m}$ の場合と既報⁽⁸³⁾ で得られた結果とが, ほぼ同じ値になっていることから, 計測の信頼性を確認できる。Fig. 5-7 の各図を見ると, 吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ は, 両 Type ともに流量比の増加とともに増大し, 粒子径の増大によって上昇傾向が見られる。吸込みノズル全圧損失 $\Delta P_s/P_s^{**}$ は, 混合比の場合と同様に, 両 Type ともに流量比の増加とともに減少する。吸込みノズル効率 η は, 両 Type ともに流量比の増加とともに減少傾向がみられる。なお, 両 Type における吹出し管全圧損失および吸込みノズル全圧損失の諸値

の差異については、同じ平均粒子径の場合においてそれぞれを比較すると、前項 5.2.1 に述べた考察と同様になると考えられる。ここで、ノズル性能におよぼす粒子径の影響を詳細に調べるため、ノズル性能と平均粒子径 x_m との関係を図 5-8 に示す。前述の Fig. 5-6 に対する考察の場合と同様に、それぞれの Type の限界混合比に対する流量比における値をプロットしている。吹出し管全圧損失 $\Delta P_i/P_s^{**}$ 、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 η をそれぞれ Fig. 5-8(a)、Fig. 5-8(b) および Fig. 5-8(c) に示す。Fig. 5-8(a) を見ると、粒子径が大きくなるにつれ、吹出し管全圧損失は徐々に増加している。これは、ノズル深さが与えられた条件では、粒子径が大きくなると、粉体圧などによる流動抵抗が増加することも一因として考えられる。一方で、Fig. 5-8(b) で示す吸込みノズル全圧損失について、平均粒子径の影響をみると、吸込みノズル全圧損失は徐々に小さくなっていることが確認できる。これらの原因については、差圧の一方を大気圧と仮定していることによる影響も考慮し、さらに精度の高い圧力測定法を構築したうえで、可視化解析を加えるなど詳細な解析が必要となろう。そうした中、Fig. 5-8(c) を見ると、粒子径の変化によって、ノズル効率はそれほど顕著な影響を受けないことが確認できる。つまり、いずれの場合においても、両 Type のノズル性能は粒子径に対して、若干の変化は見られるものの、ノズル効率については顕著な影響は見られない。また、吸込みノズル近傍の流入状態の観察によって、両 Type の流動現象は、粒子径が異なっても顕著な差異は見られないことを確認している。

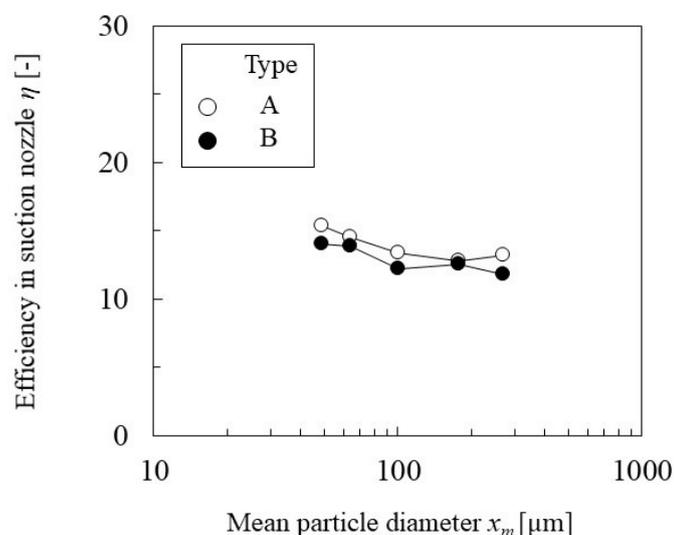


(a) Total pressure loss in the injection pipe



(b) Total pressure loss in the suction nozzle

Fig. 5-8 Relations between the suction nozzle performance and the mean particle diameter for varying suction velocity



(c) Efficiency in the suction nozzle

Fig. 5-8 Relations between the suction nozzle performance and the mean particle diameter for varying suction velocity

ここで、先行研究⁽⁶⁰⁾に見られた平均粒子径が $49 \mu\text{m}$ の場合に、混合比が低下した特異な現象と本章で得られた結果との差異について述べておく。先行研究⁽⁶⁰⁾の考察では、Type Aで見られた特異性の原因は、粉粒体の凝集性の影響を受けて流動化が抑制されたために生じたとされた。それに対し、本実験では両Typeともに特異性が見られなかったのは、本実験で採用した幾何条件に吸込みノズル深さが与えられていることによって、粉粒体の凝集性による混合比の減少分よりも、ノズル周囲からの粉粒体供給量 G_{ps} が確保されたためと推察される。つまり、両Typeともにノズル深さを与えた幾何条件を用いると、流動状態に影響をおよぼす粒子の凝集性が表れにくいと考えられる。

5.3 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、混合比等の性能実験を行い、両 Type ともに高濃度・高効率を得られた幾何条件 ($h/D_s = 0.6$, $l/D_s = 0$) において以下の結論を得た。

1) Type A の場合と同様、Type B の場合においても、混合比によらず吸込み流速の影響はほとんどないことを確認した。

2) 吸込みノズル全圧損失は、混合比と同様な傾向を示す。一方、吹出し管全圧損失は、吸込み流速の影響を受けて増加する。また、両 Type のノズル効率はやや減少することが確認できた。

3) 粒子径の影響調査のための無次元吸込み流速は、作動範囲が広くかつノズル効率が低い条件として、5.4 を選ぶほうが良いことがわかる。

4) 両 Type ともに、粒子径を $49 \mu\text{m}$ から $272 \mu\text{m}$ まで変化させた場合、混合比およびノズル効率は、その影響をあまり受けないことがわかる。

第 6 章 結言

粉粒体の空気輸送装置における吸込みノズルについて性能評価を行った。本論文で提案した吸込みノズルの形状は、吸込み管外周に吹出し口を備えていることを特徴とする。この吸込みノズルの特性を明らかにするため、先行研究において特性が明らかとなっている吹出し口を吸込み管中心に設置した吸込みノズルを比較対象とした。比較するうえで、実用上の観点から高濃度・高効率化を研究目的とし、種々の幾何条件においてノズル性能の評価を行った。その結果、本論文では第 3 章から第 5 章の実験的研究において、吹出し口半径方向位置の影響、吸込みノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響、吸込み流速および粒子径の影響について調査した。以下にそれらの結果をまとめる。

第 3 章では、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。吹出し管を従来の吸込みノズル軸中心から外側へ取付けた場合、つまり吹出し口位置を半径方向に変化させた場合の混合比等の性能実験および吸込みノズル入口近傍の粉粒体挙動の可視化実験を行い、以下の結論を得た。

1) 吹出し管の出口流速を同一とした場合の吹出し口取付け位置の影響を調べると、下限流量比の 0.7 付近における両者の混合比はほぼ同じであることから、吹出し口取付け位置の影響をほとんど受けない。

2) 可視化実験により得られた流動境界を調べると、従来の向流式の場合に比べて並流式になると、その流動化領域

は狭くなる。つまり，吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けると，粉粒体の流動化を抑制できる。

3)吹出し管を吸込みノズル外側へ取付けた場合に出口流速を小さくしても，混合比はほとんど変化しない。一方，吹出し管全圧損失が低下することから，吸込みノズル効率を改善できる。

4)同一流量比において吹出し流速を変化させても，流動境界および崩落境界はそれぞれほとんど変化しない。つまり，混合比と同様，それぞれの境界についても吹出し流量に対する依存性を確認した。

第4章では，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，混合比等の性能実験および吸込みノズル入口近傍の粉粒体挙動の可視化実験を行い，本実験条件において以下の結論を得た。

1)混合比におよぼす吸込みノズル深さの影響について調べると，吸込みノズル深さが0の条件を除くと，Type Aの場合と同様，Type Bの場合もほとんど変化しないことから，吸込みノズル深さの影響を受けないことがわかる。

2)高流量比域において吹出し管挿入長さの影響について調べると，混合比の増加率はType Bのほうが大きい。ただし，その場合の挿入長さが大き過ぎると，この条件の限界混合比が小さくなり，作動条件として適さなくなる。

3)本実験条件のうち，低流量比域においてType Bの場合には混合比の高い状態で作動できないことから，この領

域において作動させたい場合には吹出し挿入管を備えた Type A を選定するのが良い。

4) 各 Type における影響因子の大小関係を混合比について検討した結果，Type A の場合，吹出し管挿入長さより吸込みノズル深さのほうが，また Type B の場合，吹出し管挿入長さの影響が大きいことが確認できた。

5) 混合比およびノズル効率におよぼす最適条件の観点から評価すると，両 Type の混合比が最大となる場合のノズル効率はほとんど同程度の値を示す。つまり，Type B の場合でも，高流量比域において十分使用可能であることが確認できた。

第 5 章では，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，混合比等の性能実験を行い，両 Type ともに高濃度・高効率を得られた幾何条件 ($h/D_s = 0.6$, $l/D_s = 0$) において以下の結論を得た。

1) Type A の場合と同様，Type B の場合においても，混合比におよぼす吸込み流速の影響はほとんどないことを確認した。

2) 吸込みノズル全圧損失は，混合比と同様な傾向を示す。一方，吹出し管全圧損失は，吸込み流速の影響を受けて増加する。また，両 Type のノズル効率はやや減少することが確認できた。

3) 粒子径の影響調査のための無次元吸込み流速は，作動範囲が広くかつノズル効率が高い条件として，5.4 を選ぶ

ほうが良いことがわかる。

4)両 Typeともに、粒子径を $49\ \mu\text{m}$ から $272\ \mu\text{m}$ まで変化させた場合、混合比およびノズル効率は、その影響をあまり受けないことがわかる。

最後に、本論文の結論を総括する。

従来型の吹出しを吸込みノズルの管中心に設置する方式に対し、吹出し口を吸込みノズルの外周に設置する方式（環状吹出し方式）の基本的な特性について、吸込みノズル深さ、吹出し管挿入長さ、そして、被輸送物の粒子径等の影響を実験的に調査した結果、以下の結果を得た。

1)種々の影響因子の調査から、環状吹出し方式の混合比およびノズル性能は、中心吹出しの場合と同程度得られることがわかる。つまり、環状吹出し方式の実用上の有用性を確認できた。

2)流動状態の可視化解析から、前述の性能特性の要因を説明することができた。つまり、環状吹出し方式におけるエアレーションの特徴的な挙動を明らかにした。

上記の結果から、本研究で調査した幾何条件を備えた「環状吹出しを備えた吸込みノズル」を用いると、本研究で用いた供試粒子と同様な特性を持つ粉粒体であれば、高濃度・高効率に輸送可能であることから、環状吹出し方式に関する設計の一指針を得ることができた。

参 考 文 献

- (1) 林 茂雄：“移動現象論入門 熱・統計力学の基礎から学ぶ”, p.400, 東洋書店, (2007).
- (2) 粉体工学会編：“粉体工学ハンドブック”, p.2, 朝倉書店, (2014).
- (3) 林 茂雄：“移動現象論入門 熱・統計力学の基礎から学ぶ”, p.399, 東洋書店, (2007).
- (4) 上滝 具貞：“粉粒体の空気輸送”, p.1, 日刊工業新聞社, (1974).
- (5) 粉体工学会編：“粉体工学工学便覧 第2版”, p.349, 日刊工業新聞社, (1986).
- (6) 上滝 具貞：“粉粒体の空気輸送”, pp.12-13, 日刊工業新聞社, (1974).
- (7) 粉体工学会編：“粉体工学ハンドブック”, p.471, 朝倉書店, (2014).
- (8) 上滝 具貞：“粉粒体の空気輸送”, p.10, 日刊工業新聞社, (1974).
- (9) George E. Klinzing：“Historical Review of Pneumatic Conveying”, KONA Powder and Particle Journal, Vol.35, pp.150-159, (2018).
- (10) 上滝 具貞：“粉粒体の空気輸送”, pp.1-2, 日刊工業新聞社, (1974).
- (11) 辻 裕：“空気輸送の基礎”, p.1, 養賢堂,(1984).
- (12) 広田 健：“粉粒体の空気輸送”, 日本海水学会誌, 第38巻, 第1号, pp.56-66, (1984).
- (13) 粉体工学会：“粉体工学ハンドブック”, p.469, 朝倉書店, (2014).
- (14) 森 芳郎, 神保 元二：“エジェクタ・フィーダによる粉粒体の供給”, 粉体工学研究会誌, Vol.1, No.1, pp.27-31, (1964).
- (15) 上滝 具貞：“空気輸送の混入機としてのインゼクション・フィーダーの特性”, 粉体工学研究会誌, Vol.5, No.4, pp.1206-1212, (1968).

- (16) 上滝 具貞：“粉粒体の空気輸送”, pp.158-162, 日刊工業新聞社,(1974).
- (17) 植松 時雄, 森川 敬信, 趙 江来, 森国 勲, 朝田 有一, 山本 英昭：“粒体の鉛直空気輸送”, 日本機械学会論文集, (第2部), 30巻, 219号, pp.1317-1322, (1964).
- (18) 富田 侑嗣, 上滝 具貞, 湯谷 正司：“粉体の垂直空気輸送における管圧力損失”, 日本機械学会論文集, (B編), 49巻, 443号, pp.1434-1439, (1983).
- (19) 森川 敬信, 田中 敏嗣：“鉛直管内固気二相流の圧力損失係数の評価について”, 粉体工学会誌, Vol.21, No.2, pp.87-94, (1984).
- (20) 前田 昌信, 菱田 公一, 古谷 隆志：“鉛直円管内の固気混相流動に関する研究(粒子が搬送空気の流速分布におよぼす影響)”, 日本機械学会論文集, (B編), 46巻, 412号, pp.313-2320, (1980).
- (21) 森川 敬信, 辻 裕, 深尾 吉照, 森安 勝幸, 迎野 晃三：“傾斜管内固気二相流に関する実験(第1報,上向き流れ)”, 日本機械学会論文集, (B編), 45巻, 399号, pp.1632-1641, (1979).
- (22) 森川 敬信：“鉛直空気輸送の速度比および付加圧力損失係数”, 粉体工学会誌, Vol.21, No.8, pp.503-505, (1984).
- (23) 森川 敬信：“鉛直空気輸送における定速部の圧力損失の見積り用線図”, 粉体工学会誌, Vol.21, No.5, pp.282-285, (1984).
- (24) Laszlo Kovacs, Sandor Varadi：“Two-Phase Flow in the Vertical Pipeline of Air Lift”, Periodica Polytechnica ser. Mech. Eng., Vol.43, No.1, pp.3-18, (1999).
- (25) C.P.Narimatsu, Maria Ferreira：“Vertical Pneumatic Conveying in Dilute and Dense-Phase Flows: Experimental Study of the Influence of Particle Density and Diameter on Fluid Dynamic Behavior”, Brazilian Journal of Chemical Engineering, Vol.18 No.3, pp.221-232, (2001).
- (26) Grzegorz Dzido, Michal Palica, Jerzy Raczek：“Investigations of the Acceleration Region in the Vertical Pneumatic Conveying”, Powder Technology, Vol.127, pp.99-106, (2002).

- (27) Ricardo Barbosa, Carlos Pinho : “Dilute Phase Vertical Pneumatic Conveying of Cork Stoppers”, *Thermal Engineering*, Vol.5 No.2, pp.36-41, (2006).
- (28) Jana Chladek, Gisle G.Enstad, Morten C. Melaaen : “Effect of Operating Conditions and Particle Properties on Performance of Vertical Air-Lift”, *Powder Technology*, Vol.207 Issue1-3, pp.1-22, (2011).
- (29) 富田 侑嗣 : “粉体輸送の現状と課題”, *粉体工学会誌*, Vol.34 No.6, pp.411-417, (1997).
- (30) Janssen, H.A. : “Versuche über Getreidedruck in Silozellen”, *VDI Zeitschrift*, 39, pp.1045-1049, (1895).
- (31) 沈 能耀, 辻 裕, 森川 敬信 : “水平円管内固気二相流の数値シミュレーション”, *日本機械学会論文集*, (B 編), 55 卷, 516 号, pp.2293-2301, (1989).
- (32) Vikrant Singh, Simon Lo : “Predicting Pressure Drop in Pneumatic Conveying Using the Discrete Element Modeling Approach”, *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, pp.1-6, (2009).
- (33) Si Qin, Xiaojun Zhou : “Numerical Simulation of Pneumatic Conveying Characteristics of Micron Particles in Horizontal Pipe”, *Vibroengineering PROCEDIA*, Vol.38, pp.135-141, (2021).
- (34) K. S. Rajan : “Simulation of Vertical Gas-Solid Flow : Comparison of Correlations for Particle-Wall Friction and Drag Coefficient”, *International Journal of Chem. Tech Research*, Vol.4, No.4, pp.1314-1321, (2012).
- (35) Wenguang Jia, Jinglu Yan : “Pressure Drop Characteristics and Minimum Pressure Drop Velocity for Pneumatic Conveying of Polyacrylamide in a Horizontal Pipe with Bends at Both Ends”, *Powder Technology*, Vol.372, pp.192-203, (2020).
- (36) Atul Sharma, S. S. Mallick : “An Investigation into Pressure Drop through Bends in Pneumatic Conveying Systems”, *Particulate Science and Technology*, Vol.39, pp.180-191, (2021).
- (37) W.K. Hiromi Ariyaratne, Chandana Ratnayake, Morten C. Melaaen : “Application of the MP-PIC Method for Predicting Pneumatic Conveying Characteristics of Dilute Phase Flows”, *Powder Technology*, Vol.310, pp.318-328, (2017).

- (38) 森川 敬信, 森本俊樹, 荒木 透, 大川 俊彦, 置塩 健三, 藤田 利和 : “固気二相流における連続エルボの損失”, 粉体工学研究会誌, Vol.13 No.10, pp.541-545, (1976).
- (39) 近藤 孝邦, 森川 敬信 : “エルボにおける固体-気体二相流の圧力損失”, 粉体工学研究会誌, Vol.13 No.10, pp.531-534, (1976).
- (40) 辻 裕, 森川 敬信, 実谷 善刻 : “鉛直空気輸送におけるベンドの圧力損失に関する実験”, 粉体工学会誌, Vol.19 No.11, pp.646-652, (1982).
- (41) Yassin Alkassar, Vijay K. Agarwal, Niranjana Behera, Mark G. Jones, R. K. Pandey : “Transient Characteristics of Fine Powder Flows within Fluidized Dense Phase Pneumatic Conveying Systems”, Powder Technology, Vol.343, pp.629-643, (2019).
- (42) Jiawei Zhou, Xiaoming Han, Shuangxi Jing, Yu Liu : “Efficiency and Stability of Lump Coal Particles Swirling Flow Pneumatic Conveying System”, Chemical Engineering Research and Design, Vol.157, pp.92-103, (2020).
- (43) 尾形 公一郎 : “流動化操作を用いた粉体の高濃度輸送”, 混相流 27 巻, 3 号, pp.234-241, (2013).
- (44) 池森 亀鶴 : “サイクロン形集じん器の性能と価値評価”, 粉体工学研究会誌, Vol.2, No.3, pp.377-385, (1965).
- (45) 上滝 具貞, 富田 侑嗣, 吉田 幸一 : “サイクロン分離器の圧力損失について”, 粉体工学研究会誌, Vol.9, No.6, pp.363-370, (1972).
- (46) 上滝 具貞, 富田 侑嗣, 吉田 幸一 : “サイクロン分離器の分離効率”, 粉体工学研究会誌, Vol.9, No.6, pp.415-417, (1972).
- (47) Kung-Yu Kuo, Chuen-Jinn Tsai : “On the Theory of Particle Cutoff Diameter and Collection Efficiency of Cyclones”, Aerosol and Air Quality Research, Vol.1, No.1, pp.47-56, (2001).
- (48) S.Altmeyer, V.Mathieu, S.Jullemier, P.Contal, N.Midou, S.Rode, J.P.Leclerc : “Comparison of Different Models of Cyclone Prediction Performance for Various Operating Conditions Using a General Software”, Chemical Engineering and Processing, Vol. 43, pp.511-522, (2004).

- (49) 椎 保幸, 野崎 勉, 福原 稔, 徳満 智和 : “円筒型サイクロン分離器内の流動特性”, 粉体工学会誌, Vol.43 No.1, pp.13-19, (2006).
- (50) G.B.Sakura, Andrew Y.T.Leung : “Experimental Study of Particle Collection Efficiency of Cylindrical Inlet Type Cyclone Separator”, International Journal of Environmental Science and Development, Vol.6 No.3, pp.160-164, (2015).
- (51) 上滝 具貞 : “粉粒体の空気輸送”, p.150-156, 日刊工業新聞社, (1974).
- (52) 上滝 具貞 : “粉粒体の空気輸送”, p.151, 日刊工業新聞社, (1974).
- (53) 上滝 具貞 : “粉粒体の空気輸送”, p.152, 日刊工業新聞社,(1974).
- (54) 狩野 武, 竹内 文章, 飯田 修一, 美馬 伸利 : “粉粒体吸引ノズルの性能向上に関する研究”, 化学工学論文集, 第 10 巻, 第 2 号, pp.139-140, (1984).
- (55) 野崎 勉, 堀ノ内 洋一, 福原 稔, 李 輝 : “吹出し口を備えた粉粒体吸込みノズルに関する研究”, 粉体工学会誌, Vol.34, No.6, pp.400-404, (1997).
- (56) 福原 稔, 大牟礼 智弘, 池口 昌宏, 片野田 洋, 飯野 直子, 椎 保幸 : “吹出し管を備えた吸込みノズルの空気輸送特性に及ぼす管径比の影響”, 粉体工学会誌, Vol.44, No.11, pp.790-797, (2007).
- (57) 福原 稔, 池口 昌宏, 藏ノ下 昌平, 高本 健太, 片野田 洋, 飯野 直子, 椎 保幸 : “吹出し管を粉体層内へ挿入した場合の吸込みノズルの空気輸送特性に及ぼす挿入長さの影響”, 粉体工学会誌, Vol.46, No.2, pp.90-97, (2009).
- (58) 福原 稔, 高本 健太, 小田 啓貴, 小嶋 良昌, 高口 裕芝, 片野田 洋 : “吹出し管を備えた吸込みノズルの空気輸送特性に及ぼすノズル深さの影響”, 粉体工学会誌 49 (2), pp.92-99, (2012).
- (59) 高口 裕芝, 福原 稔, 森山 晃貴, 田中 達也, 峰 浩希, 片野田 洋 : “吹出し管を備えた吸込みノズルの空気輸送特性に及ぼす吸込み流速の影響”, 粉体工学会誌 53 (4), pp.194-201, (2016).
- (60) 福原 稔, 高口 裕芝, 田中 達也, 峰 浩希, 林田 洸利紀, 小松 大介, 片野田 洋 : “吹出し管を備えた吸込みノズルの空気輸送特性に及ぼす粒子径の影響”, 粉体工学会誌 54 (4), pp.210-217, (2017).

- (61) 高口 裕芝：“吹出し管を備えた吸込みノズルの粉粒体空気輸送特性に関する研究”，鹿児島大学大学院理工学研究科博士論文，(2017).
- (62) 辻 裕，森川 敬信，潮海弘資：“レーザ流速計による鉛直管内固気二相流の測定”，日本機械学会論文集，(B編)，48巻，434号，pp.1901-1909，(1982).
- (63) 具嶋 和也，坂本 博，大野 薫，時田 実，齋藤 和男，増田 弘昭：“管内固気二相流における粉体粒子の質量流量測定”，粉体工学会誌，42巻，10号，pp.708-714，(2005).
- (64) 一般社団法人 日本粉体工業技術協会 輸送分科会：ロードマップ
http://appie.or.jp/introduction/organization/technical_groups/transportation/
- (65) 越智 光昭：“水平管内固気二相流における経済輸送流速”，日本機械学会論文集，(B編)，60巻，578号，pp.3392-3396，(1994).
- (66) 富田 侑嗣，上滝 具貞，井上 正博：“水平輸送の最適条件”，粉体工学会誌，Vol.15 No.7，pp.389-394，(1978).
- (67) 辻 裕，森川 敬信，杉本 周造，三好 真一，中野 裕介：“管内固気二相流の低流速域における流動状態と静圧変動”，日本機械学会論文集，(B編)，48巻，428号，pp.656-663，(1982).
- (68) 越智 光昭，池森 亀鶴：“低流速域での水平管内空気輸送特性 (第1報) — 粒子群の流動状態 —”，粉体工学会誌，Vol.26, No.4, pp.255-259, (1989).
- (69) 越智 光昭：“低流速域での水平管内空気輸送特性 (第2報) — 粒子速度と固気速度比 —”，粉体工学会誌，Vol.26, No.11, pp.781-787 (1989).
- (70) 越智 光昭：“低流速域での水平管内空気輸送特性 (第3報) — 付加圧力損失と損失係数 —”，粉体工学会誌，Vol.27, No.8, pp.510-514, (1990).
- (71) 越智 光昭，武居 昌宏：“水平管内固気二相流における最小輸送流速”，日本機械学会論文集，(B編)，62巻，600号，pp.2978-2985，(1996).
- (72) Heming Gao, Xiaojuan Wang, Qi Chang, Kejun Yan, Jun Liu：“Particle Charging and Conveying Characteristics of Dense-Phase Pneumatic Conveying of Pulverized Coal Under High-Pressure by N₂/CO₂”，Powder Technology, Vol.328, pp.300-308, (2018).

- (73) Yong Jin, Haifeng Lu, Xiaolei Guo, Xin Gong : “Characteristics and Formation Mechanism of Plug Flow in the Industrial Vertical Pipeline of Dense-Phase Pneumatic Conveying of Pulverized Coal”, Chemical Engineering Science, Vol.205, pp.319-331, (2019).
- (74) Zhen Liu, Qiang Li, Jiansheng Zhang : “Effect of Moisture Content on Flow Behavior and Resistance Characteristics of Dense-Phase Pneumatic Conveying”, Powder Technology, Vol.387, pp.1-8, (2021).
- (75) 株式会社エルコム, 「自動吸引搬送機 CUTE-キュート」, <https://www.elcom-jp.com/products/conveyance/cute/cute>
- (76) 赤武エンジニアリング株式会社, 「粉体フレコン自動吸引装置 パウダーワーブ F」, https://www.akatake.co.jp/product_b/2015/02/6519/
- (77) 株式会社ワイ・エム・エス, 「TWIN1～5/M シリーズ」, <http://www.ymsgroup.co.jp/pdf/p2-4.pdf>
- (78) 赤武エンジニアリング株式会社, 「吸引補助装置 パウダーワーブ LITE」, https://www.akatake.co.jp/product_b/2018/11/7003/
- (79) 上滝 具貞 : “粉粒体の空気輸送”, p.157, 日刊工業新聞社, (1974).
- (80) W. C. Hinds : “Aerosol Technology”, Wiley, New York, p.40, (1982).
- (81) P. S. Roller ; “The Bulk Properties of Microscopic Particles”, Ind. Eng. Chem., 22, pp. 1206-1208 , (1930).
- (82) 石原田 秀一, 福原 稔, 林田 洗利紀, 樋口 朋広, 高松 皆光, 宮部 浩介, 中尾 光博 : “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吹出し口位置の影響”, 粉体工学会誌 56 (5), pp.254-260, (2019).
- (83) 石原田 秀一, 福原 稔, 高松 皆光, 村上 悠, 石外 哲也, 中村 悠, 中尾 光博 : “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ノズル深さおよび吹出し管挿入長さの影響”, 粉体工学会誌 58 (6), pp.294-301, (2021).

謝 辞

本研究を進めるにあたり、多くの方々から御指導を頂きました。特に、鹿児島大学大学院理工学研究科教授の福原稔先生には、研究の進め方や本論文をまとめるにあたり、昼夜問わず多大なる御指導を戴きましたことに心より深く感謝致します。

また、本論文の完成に向けて、有益な御助言、御討論を頂きました鹿児島大学工学部長の木下英二先生ならびに、鹿児島大学大学院理工学研究科教授の片野田洋先生にも厚く御礼申し上げます。さらに、環状吹出し管の特性について終始丁寧な御指導を頂きました鹿児島大学大学院理工学研究科准教授の中尾光博先生にも厚く御礼申し上げます。

最後に、福原研究室の皆様には心より深く感謝致します。特に、卒業生である高口裕芝先生、林田洸利紀さん、樋口朋広さん、宮部浩介さん、共に研究推進のために日々討論してくれた高松皆光君、村上悠君、中村悠君、そして石外哲也君、神崎佑太君の諸氏多数の方々から御協力を得たことに敬意を表し、ここに感謝の意を述べさせていただきます。