小口径配管用高性能スパイラルフロー空気輸送装置

— スパイラルフローノズルの特性 —

High Performance Spiral Flow Pneumatic Conveying System for Small Diameter Pipelines

— Characteristics of Spiral Flow Nozzle —

木村 治基^{*1}, 瀧野 孔延^{*1}, 上田 寛^{*2}, 趙 耀華^{*3}

Harumoto KIMURA, Yorinobu TAKINO, Hiroshi UEDA, Yao-Hua ZHAO

富田 侑嗣^{*4}, 渡邊 敬三^{*5}, 堀井 清之^{*6}

Yuji TOMITA, Keizo WATANABE, Kiyosi HORII

High performance pneumatic conveying system for small diameter pipeline using a spiral flow has been developed. The new system has overcome the drawbacks of spiral flow nozzles that have no suction capacity when pipeline is prolonged, because the pressure drop increases more than the pressure recovery of the nozzle. With this system, particles are transported through 19 mm-diameter pipelines over a distance of 50 meters. Furthermore, when this system is installed as boosters in long pipelines, the limit of particle transportation distances will be eliminated. The essential feature of the system is the control of particle feeding capacity by bleeding off some of air from the outlet of nozzle, resulting in precise adjustment of mixing ratio.

Key Words : Pneumatic Conveying, Small Diameter Pipeline, Pressure Recovery, Suction Ability, Spiral Flow

1. 緒言

近年、多品種少量生産を行なうプラントにおいて、従来の空気輸送装置では稼働率の低下や設置スペースあるいは設備コストの増加といった問題点が見受けられ、特に品種替え時の残材取りや次ロットの段取りに多くの労力を費やしている。

これらの欠点は、従来の空気輸送装置がロータリーバルブなどの機械的な供給手段、或いは吸引輸送・高

濃度輸送に必要となる気密ホッパー、さらには固定式の輸送配管などを用いていることが原因とされる。空気輸送装置を多品種少量生産に適応させるためには、装置の簡素化と小型化だけでなく、輸送ラインの簡便な切り替えも必要とされている。

しかしながら装置の小型化や簡素化は、輸送負荷の増加に伴うさまざまな問題を誘発する。たとえば、輸送配管の小口径化により長距離輸送における圧力損失が装置の昇圧能力を上回り輸送不可となる、等がその一例である。

本研究の目的は、これらの流体力学的問題をスパイラルフローノズル¹⁾の使用とブリード機構、すなわち

1988年1月22日受付

(株)松井製作所技術開発センター

* 1 (〒573-0102 大阪府枚方市長尾家具町1-10-4)

TEL 0720-51-6136

Matsui MFG. Co., Ltd., R & D Center

(1-10-4, Nagao-Kagumachi, Hirakata-shi, Osaka 573-0102)

* 2 大鵬薬品工業(株)品質管理部

(〒771-0194 徳島市川内町平石夷野224-2) TEL 0886-65-6054

Taiho Pharmaceutical Co., Ltd. Quality Control

Department

(224-2 Ebisuno, Hiraishi, Kawauchi-cho, Tokushima

771-0194)

* 3 東京大学生産技術研究所

(〒106-0032 東京都港区六本木7-22-1) TEL 03-3402-6231

University of Tokyo (7-22-1, Ropongi, Minatoku, Tokyo 106-0032)

* 4 九州工業大学工学部機械知能工学科

(〒804-0015 北九州市戸畑区仙水町1-1) TEL 093-884-3157

Kyushu Institute of Technology (1-1, Sensuimachi, Tobata-ku, Kitakyushu 804-0015)

* 5 東京都立大学工学部機械工学専攻

(〒192-0364 東京都八王子市南大沢1-1) TEL 0462-77-2706

Tokyo Metropolitan University (1-1, Minami-osawa, Hachioji-shi, Tokyo 192-0364)

* 6 白百合女子大学文学部

(〒182-0001 東京都調布市緑ヶ丘1-25) TEL 03-3326-7604

Shirayuri Women's College (1-25, Midorigaoka, Chofu-shi, Tokyo 182-0001)

Fig. 1 Spiral flow nozzle

輸送配管に供給される気流の一部を外気に流出させることにより解決することであり、効果的な粉粒体輸送の機構を実験と理論解析により解明するべく研究を行ってきた。本報では空気輸送におけるスパイラルフローノズルの特性について述べる。

2. 新しい輸送方式に対するコンセプト

2.1 スパイラルフローノズル

空気輸送機への応用を考慮したスパイラルフローノズルの構造を Fig. 1 に示す。バッファ部に導入された圧空が傾斜した環状スリットよりノズル内に噴出し、コアンダ効果²⁾によりスリットから噴出した環状ジェットは、湾曲したノズル内壁面にそって軸方向に流れを変える。このとき、軸方向の乱れ成分は周方向に逃げ、安定したスパイラル構造と軸方向に急峻な速度分布を持った流れになる^{3,4)}。一般的に旋回流は接線方向の流れを与えて発生させているのに対し、スパイラルフローノズルでは接線方向の流れを与えることなくスパイラル構造の流れを発生させている。このスパイラル流の自生的とも思える発生現象は、乱流の持つ特有の非対称性・乱れと深い関わりがあり、これらによって起こるノズル上流部と下流部の軸速度の半径方向の非対称性に起因すると思われる⁵⁾。

また、ノズル入口付近に存在する粉粒体は、周囲の空気と共にノズル内に吸引されノズル出口から排出されるが、ノズル出口に輸送配管を接続しておけば空気輸送が可能となり、機械的な供給機構や気密性ホッパーの不要な簡易な空気輸送装置を構成することができる。さらに、ノズル出口に対して入口側の口径が大きくなる形状をしており、ノズル内部では噴流による流動化作用もあるため、粉粒体のブリッジ現象を防止し、小口径配管への供給に適した構造となっている。

本実験に用いたノズルによって発生するスパイラルフローの程度は、自由渦領域の占める割合が高く、スワール数 S は 0.3、その軸速度分布は直線流のそれより急峻であり、軸変動速度は 60 % 減少している。尚、スワール数 S は次式より求まる⁶⁾。

$$S = \frac{\frac{1}{2}G}{1 - \frac{1}{4}G^2}, \quad G = \frac{v_{\theta \max}}{v_{z \max}} \quad (1)$$

ただし、旋回の回転方向は乱流の乱れ・非対称性に起因するためか特定できないが、一度方向が定まると持続する。一般的には流れに対し右回りが多い⁷⁾。

また、その輸送に対する効果として、急峻な軸速度分布による圧力損失の低減、低い軸変動速度が、輸送効率向上に寄与すると思われる。よって、スパイラルフローは吸引口におけるより、その後の管内輸送において重要であると考ええる。

2.2 ブリッド機構

ノズルの輸送動力源としての性能は、供給流量や回収圧力すなわちノズル出口におけるの入口部からの増加圧力、さらに管内圧力損失等の物理的因子に支配される。供給流量の増大は粒子の搬送能力の増加につながるが、輸送管内の圧力損失は供給流量の増加に伴い管内風速のおよそ二乗に比例して増加する。管内風速が増加しノズルの回収圧力に近づくとも搬送能力の低下が生じ、圧力損失がノズルの回収圧力を上回れば粒子の自吸は不可能である。

この問題を解決するため、輸送配管に供給される気流の一部を外気に流出させる機構（ブリッド機構）を考案した。この機構により管内流速の不要な増加を抑え、ノズルの吸気能力を改善することで、圧空の過剰供給時においても粉粒体の吸引能力は維持できると考えられる。

3. 実験方法

3.1 装置条件

実験には 4 種類のノズルを用い、その寸法を Table 1 に示す。環状スリットの噴出角度 θ は 20° とし、ノズル A・B および C は環状スリットから曲面管に至る形状を幾何学的相似形とした。ノズルに供給した圧縮空気の圧力は、ノズル内のバッファ部においてゲージ圧 0.3MPa となるようにした。

3.2 スパイラルフローノズルの流体力学特性の調査

まず、各接続配管長において供給風量が管内平均風速およびノズルの吸気風量に与える影響を調査した。使用したノズル形状は B タイプで、ノズル出口には内径 19mm の PVC ホースを接続した。さらに、ノズルの吸気風量がゼロとなる負荷状態における回収圧力をノズルの最大回収圧力と定義し、ノズル形状が最大

Table 1 Properties of nozzles

Nozzle type	A	B	C	D
Diameter of annular slit; D_1 , (mm)	18	22	28	28
Diameter of throat; D_2 , (mm)	10.7	13.4	17	10.7
Radius of round wall; R , (mm)	62	74	90	137

Fig. 2 Characteristics of spiral flow nozzle (type B nozzle)

回収圧力に与える影響を調査した。

3. 3 ブリード機構の効果確認

次に、ノズル排気エアのブリード量がノズル性能に与える影響を比較するため、ノズル出口のホース接続部分に直径 3mm の孔を 2 個所または 5 個所開け、B タイプのノズルを用いて孔個数の違いによる差異を調査した。接続ホース・供給圧力などの条件は先に計測した条件に合わせた。なお、これまでの実験では粒子の供給は行っていない。

3. 4 材料輸送実験

最後に、PMMA ペレットを使用しての輸送実験を行なったが、ノズルへの材料供給はタンク内の材料にノズルを 45° 傾斜させて差し込むのみとし、他の供給機は用いていない。使用したノズルは B タイプ、接続した配管は内径 19mm の帯電防止剤入り PVC で、輸送距離は 15, 30, 50 m の 3 種類、その他の条件は無負荷特性計測時と同一とした。これらの条件に基づき接続配管長および供給風量の違いによる輸送能力の変化を計測した。

4. 実験結果および考察

4. 1 スパイラルフローノズルの供給流量に対する流体力学特性

Fig. 2 に見られるように、吸気流量の変化より輸送

Fig. 3 Maximum recovery pressure

限界は約 30m と見られる。輸送配管長の増加により管内流速は減少するが、通常ならば供給流量を増加することにより管内流速の減少を抑えることができる。しかし、ある限界以上の配管長では供給流量を増加しても背圧のため吸気流量の低下を招く。さらに長距離になれば吸気量は負となり、吸気能力が無くなることは容易に予測できる。つまり粉粒体粒子を吸引し、輸送することは不可能である。付け加えれば、供給流量の増加は吸気能力の向上には効果的でないと言える。

小口径長距離配管の粉粒体輸送には、ノズルの高い回収能力による十分な吸気流量が必要であるが、最大回収圧力はある供給流量において各ノズルの環状スリットの口径 D_1 にほぼ反比例することが Fig. 3 よりわかる。

スパイラルフローノズルは粉粒体の小口径長距離輸送に対し高い可能性を有すると思われるが、輸送距離の増加に伴う圧損の増加のため吸気能力が減少する、といった従来のインジェクションフィーダー⁸⁾と同様の欠点も持っている。

4. 2 ブリード機構が輸送性能に及ぼす影響

上記の欠点を解消するため、ノズル排気エアのブリード機構を提案したが、このブリード機構により吸気流量と粉粒体粒子吸引量の増加が見られ、粒子対空気の混入比が増加した。これは、この機構により余分な導入空気を外気に放出することで、管内流速の最適

Fig. 4 Effect of bleeding holes on the characteristics (type B nozzle)

化・圧損の低減・回収圧力の向上といった輸送に適した状態を作り上げたためと考えられる。

Fig. 4 に輸送距離に対するブリード機構の効果を示す。ブリード孔を増すほど吸気流量は増加し、輸送配管距離が長いほど、また供給流量が多いほど顕著である。配管長 25m においては、ブリード孔を 5 個所設けたものはブリード孔の無いものに比べ吸気風量が約 3 倍になっている。しかし管内流速についてはブリード機構による大きな変化は見られない。

輸送能力については、輸送距離 30～50m において、ブリード機構のない場合に比べブリード孔を 5 個所設けたものは輸送能力が約 4 倍に増加していることが Fig. 5 よりわかる。また輸送能力はブリード孔の個数すなわち断面積を変えることにより調節が可能であると言える。

さらに、ブリード機構を付加したスパイラルフローノズルを輸送管途中に設置すれば、さらに長距離の輸送も可能であることも付け加えておく。

5. 理論解析

理論解析における装置内空気流の略図を Fig. 6 に示す。流れは圧空供給部付近とそれ以外の二カ所に分けて取り扱い、実験条件より噴流の速度はおおよそ音速に達するため、圧空供給部付近の流れは圧縮性流体とし、他は非圧縮性と見なした。

5.1 最大回収圧力

回収圧力は運動量の法則に基づくものとし、ノズルの環状スリットから喉部までを検査面とすると、運動量の式は次式で表される。

Fig. 5 Effect of bleeding holes on the conveying capacity of particles (type B nozzle)

$$\varepsilon \rho_1 Q_1 U_1 + \rho Q_3 U_3 - \rho Q_2 U_2 = p_2 A_2 - p_3 A_3 + F_z \quad (2)$$

ここで ε はコアンダ効果係数であり $\cos \theta$ から 1 の値をとるが、本研究においては、

$$\varepsilon = (\cos \theta + 1) / 2 \quad (3)$$

とした。添字 1, 2 及び 3 はそれぞれ、環状スリット部、ノズル喉部、ノズル入口部を表す。また、 F_z はおよそ次式により与えられる。

$$F_z \cong p_3 (A_3 - A_2) \quad (4)$$

つまり、ノズル曲面管壁での静圧力がノズル入口部

Fig. 6 Analysis flow field

での圧力 p_3 で近似された。Eqs. (2), (4) より、喉部の圧力 p_2 は以下の式で得られる。

$$p_2 = \frac{1}{A_2} (\varepsilon \rho_1 Q_1 U_1 + \rho Q_3 U_3 - \rho Q_2 U_2) + p_3 \quad (5)$$

ノズル入口部におけるベルヌーイの式は

$$p_3 + \frac{1}{2} \rho U_3^2 = p_0 \quad (6)$$

である。ここで p_0 は大気圧である。

供給部付近の圧縮性空気流は理想気体の断熱変化と考えることができ、 κ を比熱比とすれば供給空気の圧力 p_{spl} は臨界圧力より十分に高くまたその流速は無視することができるため、環状スリット出口の圧力、流速、密度は先細りノズルと同様に求めることができる²⁾。

$$p_1 = p_{spl} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa / (\kappa - 1)} \quad (7)$$

$$U_1 = \sqrt{\kappa \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (8)$$

$$\rho_1 = \rho_{spl} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1 / (\kappa - 1)} \quad (9)$$

ノズル喉部から回収圧力計測点における運動量の式は、

$$\rho U_m^2 A_m - \rho U_2^2 A_2 = (p_2 - p_m) A_m \quad (10)$$

であり、 $U_m A_m = Q_m$ 、 $U_2 A_2 = Q_2$ より、Eq. (10) を変形し計測点における圧力 p_m は次式で表される。

$$p_m = p_2 + \frac{1}{A_m} (\rho Q_2 U_2 - \rho Q_m U_m) \quad (11)$$

Eqs. (5), (6), (11) より計測点における回収圧力 $(p_m - p_0)$ は以下のようにして求まる。

$$p_m - p_0 = \frac{\varepsilon \rho_1 Q_1 U_1 + \rho Q_3 U_3 - \rho Q_2 U_2}{A_2} + \frac{\rho Q_2 U_2 - \rho Q_m U_m}{A_m} - \frac{1}{2} \rho U_3^2 \quad (12)$$

ブリード機構を持たない場合の本装置における連続の式は、

$$\rho_{spl} Q_{spl} + \rho Q_3 = \rho_1 Q_1 + \rho Q_3 = \rho Q_2 = \rho Q_m \quad (13)$$

であるが、吸気流量 ρQ_3 がゼロになる時の回収圧力を最大回収圧力としたので、Eq. (13) において $\rho Q_3 = 0$ としてこれをEq. (12) に代入して変形し、最大回収圧力 $(p_{max} - p_0)$ を得る。

$$p_{max} - p_0 = \frac{\rho_{spl} Q_{spl} U_1}{A_2} \left\{ \varepsilon - \frac{\rho_1 A_1}{\rho A_2} \left(1 - \frac{A_2}{A_m} + \frac{A_2^2}{A_m^2} \right) \right\} \quad (14)$$

供給空気圧 p_{spl} が臨界圧力以上であれば U_1 はおおよそ音速となり、 $A_1 \ll A_2$ 、 $A_2 < A_m$ であれば、最大回収圧力は供給流量 $\rho_{spl} Q_{spl}$ に比例しノズル喉部断面積 A_2 に反比例することを示している。しかしながらFig. 3およびTable 1よりわかるように、実験結果においては喉径の等しいノズルA・Dよりも環状スリット口径の等しいノズルC・Dが近似した特性を示しており、最大回収圧力は喉部の大きさより環状スリット径が支配的となっている。そのため運動量の法則における下流側の検査面は実際の喉部の位置ではなく、環状スリットの径により決定されるものと推定できる。

5. 2 ブリード機構の効果

ブリード孔を設けた輸送管接続部通過時におけるベルヌーイの式は以下の通りである。

$$\frac{1}{2} \rho U_m'^2 + p'_m = \frac{1}{2} \rho U_m^2 + p_m \quad (15)$$

乱流における輸送管内圧力損失 Δp は、次式より求まる。

$$\Delta p = p'_m - p_0 = \frac{1}{2} \rho U_m'^2 \frac{\lambda}{D_m} L \quad (16)$$

ここで、 D_m は輸送管内径であり、 λ は輸送管内の乱流時における管摩擦係数である。 U'_m は輸送管内の平均流速であるが通常は輸送される粒子の性状により決定される。また U'_m は連続の式を満足しなければならない。

$$U'_m = \frac{(\rho_1 Q_1 + \rho Q_3 - \rho Q_b)}{\rho A_m} = \frac{Q_m - Q_b}{A_m} \quad (17)$$

ノズル排気エアの流出流量は

$$Q_b = \alpha A_b \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_m - p_0)} \quad (18)$$

より求まり、 A_b はブリード孔の総面積である。

α はボルダのノズルでは 0.5、ラウンドノズルでは 0.61~0.64⁹⁾ であるが、本研究では α を 0.5 とした。

実験値 (Fig. 4) との比較のため、一定の流量を供給したとき接続された輸送配管長さによる吸気風量の変化をブリード孔の有無についてそれぞれ求めた。ノズルの回収圧力 ($p_m - p_0$) と輸送配管内圧力損失 Δp は等しくなるため、ブリード孔を有する場合は Eqs. (12), (16) より次式が成り立つ。

$$\frac{\varepsilon \rho_1 Q_1 U_1 + \rho Q_3 U_3 - \rho Q_2 U_2}{A_2} + \frac{\rho Q_2 U_2 - \rho Q'_m U'_m}{A_m} - \frac{1}{2} \rho U_3^2 - \frac{1}{2} \rho U_m'^2 \frac{\lambda}{D_m} L = 0 \quad (19)$$

またブリード孔の無い場合は、

$$Q'_m = Q_m, U'_m = U_m \quad (20)$$

となり、ノズルに供給する流量 24Nm³/h の場合において L をパラメータとして Eqs. (13), (17), (18) を

Fig. 7 The comparison between calculated results and measurements, type B nozzle, air supply = 24Nm³/h, ϕ 3 × 5 bleeding holes

用い、Eq. (19) の Q_3 について解いた。

計算結果を Fig. 7 に示すが実験結果とよく一致している。輸送配管長さ L が短いときの計算値と実験値のずれについては計測器を含む諸損失の影響と見られる。

6. 結 論

ノズル排気エアの、ブリード機構を付加したスパイラルフローノズルによる粉粒体空気輸送について、以下の結論を得た。

- 1) スパイラルフローノズルを粉粒体空気輸送のための動力源と見た場合において、その特性を明らかにすることができた。
- 2) ブリード機構、すなわちスパイラルフローノズルと輸送配管の接合部に、大気に連通する孔を設け不要な空気流を外気に放出することにより、この機構が無い場合に発生していた小口径長距離輸送時における吸気能力の消失という問題を解決することができた。
- 3) ブリード機構を付加することにより、同一輸送距離であれば約 4 倍の輸送能力を得ることができ、この輸送能力はまたブリード孔の断面積を変えることで調整可能である。

Nomenclature

A : cross section area (m ²)	L : conveying pipe length (m)
D : inside diameter of nozzle and conveying pipe (m)	p, p' : absolute pressure (no bleeding, bleeding) (Pa)
G : ratio between maximum azimuthal velocity and axial velocity (—)	$p_{\max}$: maximum recovery pressure (Pa)
	Q, Q' : quantity of air flow (no bleeding, bleeding) (m ³ /s)

S	: swirl number	(-)	ρ	: air density	(kg/m^3)
U, U'	: mean air velocity (no bleeding, bleeding) (m/s)		Subscripts		
$v_{\theta \max}$	: maximum azimuthal valocity	(m/s)	0	: atmosphere	
$v_{z \max}$	: maximum axial valocity	(m/s)	1	: annular slit	
α	: coefficient of discharge	(-)	2	: nozzle's throat	
Δp	: pressure drop in the conveying pipe	(Pa)	3	: suction air	
ε	: coefficient of Coanda effect	(-)	b	: bleeding holes	
κ	: isentropic exponent	(-)	m	: conveying pipe	
λ	: the resistance coefficient of the turbulent air flow in the conveying pipe	(-)		and the portion for measuring recovery pressure	
θ	: angle of annular jet	(degree)	spl	: air supply	

References

- 1) Horii, K. : "Spiral Flow and Its Industrial Applications", *Turbo Machines, Japan*, **22**, (No. 4), 56-64 (1994)
- 2) Nakayama, Y. : "Ryutai no Rikigaku", Yokendo, 111, 199-201. (1997)
- 3) Horii, K. : "Pneumatic Conveyance using Spiral Airflow", *J. Soc. Powder Technol., Japan*, **24**, 542-547 (1987)
- 4) Horii, K. : "Using Spiral Flow for Optical Cord Passing", *Mechanical Engineering-ASME*, **112**, (No. 8), 68-69 (1990)
- 5) Cheng, X. M., Y. Matsumae, B. Hashimoto, S. Kage, K. Ohsumi, and K. Horii, : "Flow in Spiral Nozzle for Ropei-nstallation in Petrochemical Piprline Repairs", *Sekiyu Gakkaishi*, **35**, (No. 5), 382-389 (1992)
- 6) Chinger, N. A. and A. Chervinsky, : "Experimental and Theoretical Study of Turbulent Swirling Jets Issuing form A Round Orifice", *Israel J. Technol.*, **4**, 44-54 (1966)
- 7) Horii, K., Y. Matsumae, X. M. Cheng, M. Takei, E. Yasukawa, and B. Hashimoto, : "Focusing Phenomenon and Stability of Spiral-Flow Jet", *Trans. of The Japan Soc. for Aeronautical and Space Sciemces*, **33**, (No. 102), 141-153 (1991)
- 8) Jotaki, T. : "Funryutai no Kukiysou", Nikkan Kogyo, 158. (1985)
- 9) Wu, W. Y. : "Fluid Dynamics", Peking Univ. Press, 276-289 (1982)