空気エゼクタの実験的研究(第2報)

ノズル出口から混合管平行部入口までの距離の性能に及ぼす影響*

渡部一郎** 渡辺剛男*** 仲田哲郎*** 中川 洋****

Experimental Study on Pneumatic Ejector, with Special Reference to the Effect of Distance, from Nozzle Exit Section to the Entrance of the Parallel Part of the Mixing Tube, upon Performance Characteristics (2nd Report)

by Itirō WATANABE, Takeo WATANABE, Teturō NAKATA and Hiroshi NAKAGAWA

Among the factors which affect the performance characteristics of a pneumatic ejector, the effect of the distance a' from the nozzle exit section to the entrance of the parallel part of the mixing tube was experimentally dealt with in the present paper. It was found that the optimum distance a' for the highest vacuum and the highest ejector efficiency was $a'=15\text{mm}$, so long as the present ranges of experiments were concerned. As the inner diameter e of the parallel part of the mixing tube was selected as $e=9.55\text{mm}$, the optimum value above-mentioned yields to $a'/e=1.57$, which coincides with the results obtained previously by L. J. Kastner, J. R. Spooner for a pneumatic ejector. Besides, the present authors have measured the pressure distributions in the mixing tube, the results of which were compared with the theories by W. Tollmien and A. M. Kuethe. Further, the results of the present paper were compared with the results hitherto published for steam ejectors.

1. 緒 言

第1報⁽¹⁾において著者らは、空気エゼクタの混合管平行部断面積とノズル出口面積との比 m を6通りに変化し、この面積比 m がエゼクタの性能に及ぼす影響を実験的に調べてみた。使用したノズルは先細ノズルであり、駆動流のノズル直前の圧力(駆動圧力)は大気圧以上 50~450 mm Hg の範囲である。この結果、二次流の空気流量(重量) $G_2=0$ の場合に得られる最大真空 p_2 は $m=1.72$ で最大になること、エゼクタの効率 η は G_2/G_1 [G_1 は駆動流流量(重量)] によってある点で極大値を採るが、この極大値 η_{Max} は $m=2.14$ の場合に最大になることが知れた。

エゼクタの性能に影響する因子としてはノズル出口から混合管平行部入口までの距離が考えられる。エゼクタに関する理論的取扱い⁽²⁾はかなり発表されているが、この距離 a' の影響は現在のところ理論的に取扱えない。それでこの距離をかえて実験的に調べて見た。

この実験の範囲では、この距離 $a'=15\text{mm}$ のときが二次流の真空も効率も最も大きくなることがわかった。混合管の平行部の直径は $e=9.55\text{mm}$ であるから $a'/e=1.57$ がオプティマムであってこれは L. J. Kastner, J. R. Spooner の空気エゼクタの実験結果⁽³⁾ とほぼ一致することがわかった。この論文では、この外、蒸気エゼクタの実験結果と比較して検討した。

2. 実験装置とその方法

実験装置の骨組図は第1図に示してある*。ルーツ送風機によって圧送された空気は分配タンク、弁 V_2

第1図 実験装置の骨組図

* 第1報のものと同じであるが説明の都合上重複した。

* 昭和29年11月28日 東京秋期講演大会において講演。

原稿受付 昭和31年2月3日

** , *** 正員, 慶応義塾大学工学部。

**** 准員, 慶応義塾大学工学部。

***** 准員, 日産化学会社。

を経て圧力タンクに入りノズルから噴出する。分配タンクに取り付けてある弁 V_1 の開閉によって圧力タンク内の圧力 p_1 (以下駆動圧力と呼ぶ) を一定に保つことができる。弁 V_2 は全開にしておく。二次流は図の下方に示したように、丸形ノズルから弁 V_3 を経て混合室に吸い込まれる。二次流の空気流量 (重量) G_2 はこの丸形ノズルで測定し、二次流の真空圧力は弁 V_3 の直後のタンクの圧力 p_2 で測定する。弁 V_3 の開閉によって G_2 を変化することができる。駆動流は二次流と混合して、混合室、平行部、ディフュザを経て大気中に放出される。この場合駆動流の空気流量 (重量) を G_1 として、 $G_1 + G_2$ をディフュザの後流に装着してある丸形ノズルで測定する。

第 2 図 ノズル

実験に用いたノズルは第 2 図に示したような先細ノズルであり、混合管は第 3 図に示したものを用了。

第 3 図 混合管の圧力測定位置

この混合管は第 1 報に用いた 6 個のうちのひとつであって、平行部内径 $e = 9.55$ mm であるから、面積比は 2.67 となる。この混合管の混合室、平行部、ディフュザには図のように数個の穴をあけ圧力分布を測定できる。ノズルと混合管の間には第 4 図に示してあるようなリングを入れ、これによってノズル出口と混合管平行部入口との距離 a' を 4, 8.5, 15, 20 mm の 4 種類に変えられるようにして実験を行った。駆動圧力

第 4 図

p_1 は大気圧力以上 150~450 mm Hg の範囲で一定値に保ち、二次流を加減して実験したことは第 1 報と同じである。

3. 実験結果とその考察

二次流で得られる真空 (絶対圧力) を p_2 とし、大気圧力 p_0 との圧力比 p_2/p_0 を縦軸にとり、流量比 G_2/G_1 をパラメータとして距離 a' についてプロットして見ると、駆動圧力 (ゲージ圧力) $p_1 = 150$ mm Hg, 250 mm Hg, 350 mm Hg, 450 mm Hg の場合に対して第 5 図の結果が得られる。すなわち流量比 G_2/G_1 ,

第 5 図 圧力比 p_2/p_0 とノズル出口と混合管平行部入口との距離 a'

駆動圧力 p_1 の大部分の領域で $a' = 15$ mm あたりが p_2/p_0 が最小、言い換えると最高の真空を与えることがわかる。ノズル出口の直径 $d_n = 5.85$ mm, 平行部直径 $e = 9.55$ mm であるから、 $a'/d_n = 15/5.85 = 2.56$, $a'/e = 15/9.55 = 1.57$ となる。次にエゼクタの効率 η を第 1 報の式によって計算し、 G_2/G_1 をパラメータとして $p_1 = 150$ mm Hg, 250 mm Hg, 350 mm Hg, 450 mm Hg の場合に対してプロットして見ると第 6 図となる。やはり $a' = 15$ mm あたりが η は最大値を示している。

次に距離 a' を変えた場合に、混合管内の圧力分布がどうなるかを測定して見た。この測定結果は第 7~10 図に示してある。 $a' = 15$ mm, 8.5 mm, 4 mm の場

第6図 エゼクタ効率 η とノズル出口と混合管平行部入口との距離 a'

第7図 混合管内の圧力分布
($a'=20\text{mm}$, $p_1=450\text{mmHg}$)

第8図 混合管内の圧力分布
($a'=15\text{mm}$, $p_1=450\text{mmHg}$)

第9図 混合管内の圧力分布
($a'=8.5\text{mm}$, $p_1=450\text{mmHg}$)

合(第8~10図)では $G_2/G_0=0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4$ に対していずれも圧力はなだらかに混合管の内部で上昇しているが, 第7図の $a'=20\text{mm}$ の場合は曲線に段がついている. W. Tollmien が乱流混合理論で静止している流体内へ同じ密度の流体が噴出する場合を理論的に取扱っているが⁽⁴⁾, この結果によると噴

第 10 図 混合管内の圧力分布
($a'=4\text{mm}$, $p_1=450\text{mm Hg}$)

流とこれによって誘起される二次流との境界面は噴流の進行とともに若干広がる傾向がある (第 11 図参照). a' が大きくなると, この境界面が広がることによって, 駆動流は平行部の入口で一部逆流となり, 平行部内の流れが悪くなってこのように圧力分布に段がつくものと考えられる. このことは第 8~10 図では p_9 と p_{10} とはほとんど等しいのにもかかわらず, 第 7 図だけは p_{10} は p_9 よりかなり高くなっていることから明らかである. W. Tollmien は第 11 図のような噴流につき計算を行い, $\eta^*/a=-0.1855$, $\eta_2/a=-2.0353$ という数値を出している. ここに η , η^* , η_2 はそれぞれ y/x で, η^* は駆動流と二次流とが漸近的に近づく境界面を示すパラメータ, η_2 は x 方向の速度成分 $u=0$ の境界面を示すパラメータであり, また $a=(2c^2)^{1/3}$ であり, c は実験的に決めるべき定数である. Tollmien はさらにゲッテンゲン航空研究所の大

第 11 図 W. Tollmien の求めた流線

形風洞の実験結果と比べ, $a=0.0845$ にとると実験結果と理論計算の速度分布がよく一致すると述べている. この a の値を用いて, 現在の場合を計算して見る

と $\eta^*=-0.1855 \times 0.0845=-0.01568$ であるから, $x=a'=20\text{mm}$ として $y=20 \times -0.01568=-0.3133\text{mm}$ となり, また η_2 については $\eta_2=-2.0353 \times 0.0845=-0.172$, $y=20 \times -0.172=-3.44\text{mm}$ となる. 著者らの実験ではノズル出口直径 $d_n=5.85\text{mm}$, 平行部内径 $e=9.55\text{mm}$ であるから, d_n と e との相違は半径において -1.85mm となるから, η^* の直線は平行部入口でぶつかることはないけれども, η_2 の方で考えると完全にぶつかるのであり, それだけ二次流は絞られることになる. Tollmien の理論は上述したように, 二次流の方の流体は最初静止しているのであるが, 二次流が最初から噴流と平行の速度成分をもっている場合は A. M. Kuethe が取扱っている⁽⁵⁾. Kuethe も駆動流, 二次流もともに同じ密度の流体として, また混合長さ l は混合領域の幅, したがって距離 x に比例するとして $l=cx$ とおき, c は実験的に決める定数として問題を解いており, $c^2=0.00496$ の場合の計算例を示している⁽⁶⁾. Kuethe のこの計算例と Tollmien の η_2 すなわち $u=0$ の境界面を比較してみると, Kuethe の方が $u=0$ の境界面は広がっていることがわかる. それゆえ, 上のような考え方で第 7 図の実験結果はある程度質的には説明がつきそうである. しかしながら Tollmien でも Kuethe でも二つの流体は同じ密度としているのであって, この点が著者らの実験とは違っている. これらの問題については後日検討して見たいと思っている.

4. 従来の実験結果との比較検討

距離 a' に関するエゼクタの従来の実験結果としては, 蒸気を駆動流に使い空気を二次流としたいわゆる蒸気エゼクタが多く, この実験のように駆動流も二次流も空気の場合は少い.

蒸気エゼクタの実験として速水恵次教授⁽⁷⁾は面積比 72.9 と 23.8 の蒸気エゼクタで蒸気圧力 $17 \sim 14\text{kg/cm}^2$ の範囲で, ノズル出口から混合管入口までの距離 x を, 面積比 72.9 に対しては -20mm , 0mm , $+40\text{mm}$, 23.8 に対しては -10mm , 20mm に変えて実験し, x をある程度増すと最高吸入真空と最低放射真空はともに高くなるが, x を大きくしすぎると不安定になり二重真空現象が現われることを述べている. この傾向は著者らの実験と同様の傾向である.

F. R. B. Watson⁽⁸⁾ も蒸気エゼクタについて, 蒸気ノズル出口から混合管平行部入口までの距離 a' および平行部出口までの距離 L をかえて, a' と L が性能に及ぼす影響を実験的にしらべている. この結果によると高真空の生成にきくのは a' であり, a' を正しい値に保って L を調整すると真空が少し高くなると述べている. この a' の値は, 蒸気圧力(ゲージ) $9.84 \sim 5.62\text{kg/cm}^2$ で平行部の長さによっても違うけれども, $a'=68.6 \sim 38.1\text{mm}$ の範囲に変化する. 蒸気圧力 5.62kg/cm^2 のとき $a'=38.1\text{mm}$ であり, ノズル出

口直径は $d_n=22.225$ mm, 平行部直径は $e=19.05$ mmであるから $a'/d_n=1.71$, $a'/e=2.0$ となる。著者らの実験では $a'/d_n=2.56$, $a'/e=1.57$ である。駆動圧力が減少すると, a' の値は減少する傾向があるから⁽⁹⁾傾向的には著者らの実験結果と一致していると言える。F.R.B. Watson はまたノズルからの噴流を写真にとり, この噴流がこの場合は臨界圧力比以下であるために噴流が半径方向に収縮, 膨張を繰返す流れとなるのでオブティマムの a' の値はこの波長のある関数として表わせることを述べている。たとえば駆動圧力 9.84 kg/cm^2 (ゲージ) のときの a' の値は波長の2倍になることを示している。現在の実験の場合は, 大部分の領域は臨界圧力比以上⁽¹⁰⁾ であるから先細ノズルからの噴流は収縮, 膨張を伴わない流れであり, このような表現はできない。むしろ3の後半に述べた考え方で行くのがよいと思う。

R. Royds, E. Johnson⁽¹¹⁾も蒸気エゼクタについて実験し, ノズル出口の位置はエゼクタの性能, 効率に大きい影響を与えるが, この位置はノズルの寸法, 蒸気(駆動流)と空気(二次流)の流量, 混合管と平行部の形や寸法には無関係であることを述べている。

最後に L.J. Kastner, J.R. Spooner⁽¹²⁾ は駆動流も二次流も空気の場合について空気圧力 2.81 kg/cm^2 abs 以内, 面積比 $1.44 \sim 111.0$, 圧力比 $3 \sim$ 約 1.001 の範囲で, 小面積比と大面積比の二つのエゼクタについて実験し, 面積比 2.25 , 圧力比 $1.2 \sim 2.0$ のとき a'/e の最良値は約 1.5 であり, ただし平行部の長さ L と平行部直径 e との比が小さすぎると a'/e は 1.5 以上になることを示している。また, 面積比の大きい 683 の場合では, オブティマムの a'/e は L/e が正しい値のときは $a'/e=0 \sim 1.0$ の範囲であり, L/e が小さすぎると a'/e は増すことを述べている。現在の実験では面積比は 2.67 , $a'/e=1.57$ となっているから, L.J. Kastner, J.R. Spooner の実験結果とよく一致している。またこの論文には面積比と, 圧力比を最大にする a'/e の関係⁽¹³⁾ も示してあるが, この関係で見てもわれわれの実験結果とよく一致していることが言える。

5. 結 言

この実験的研究から次のことが言える。

(1) 著者たちの実験した範囲すなわち駆動圧力(ゲージ) $p_1=150 \text{ mm Hg} \sim 450 \text{ mm Hg}$, 面積比 2.67 においては圧力比も効率も $a'/e=1.57$ のときにオブティマムになる。これは L.J. Kastner, J.R. Spooner の実験結果とよく一致している。

(2) 著者たちの実験では, 面積比は変えていないが L.J. Kastner, J.R. Spooner の文献⁽¹³⁾にある a'/e と面積比の関係とも

よく一致しているので, この文献の結果をそのまま使用してもよさそうである。すなわち面積比が増すとオブティマムの a'/e の値は, 面積比 10 のところから不連続がある点を除けば, ほぼ直線的に増大する。

(3) a' をオブティマムの値より増大すると, 混合管の平行部内の圧力分布がなだらかでなくなる。これは W. Tollmien, A.M. Kuethe の考え方である程度質的には説明ができそうである。

最後にこの研究は文部省科学研究費によったことを付言する。

付記 混合室入口の先細部分の形の影響

著者たちは, 第3図に示したように, 混合室入口の先細部分の形を円すいとして実験をして来た。しかしながら, このようにすると平行部に移るところに角度が付くので, 流れの方からは損失が起りそうである。L.J. Kastner, J.R. Spooner はこの入口の形を円すいにした場合とノズル形に丸めたものと実験しているが, この場合ノズル形と円すい形とは性能はほぼ等

第12図 ノズル形入口をもった混合管と圧力測定位置

第13図 混合管入口の形状がエゼクタ効率に及ぼす影響

しく、製作容易の点で円すい形のものを推奨している。著者たちも第 12 図に示したように、ノズル形のを製作し、これと第 3 図のものとを比較して見た。この場合第 12 図の平行部の直径は 10 mm であり、第 3 図の 9.55 mm よりやや太くなっているの、この点では厳正な比較とは言えないけれども、その他の点たとえば入口の直径、平行部の長さ等はすべて等しく製作し、また a' は両方の場合とも 8.5 mm に選んであるので、実際的には比較の意味があると思う。結果は第 13 図に示すとおりであって、ノズル形の方が、 G_2/G_1 の大部分の領域において幾分性能が良くなっている。これは平行部への移り変りがなだらかなためにこの部分における損失が減ったためと考えられる。それで、第 3 報以下の実験はすべてノズル形の入口を用いた。また、空気エゼクタでは、混合室はノズル形入口とすることが望ましいと言える。

文 献

- (1) 渡部, 外 3 名, 機械学会論文集, 21 卷 104 号, 304~309 ページ (昭 30).
- (2) たとえば, J. H. Keenan, *J. App. Mech.*, 1950~9, p. 299~309, H. G. Elrod, *J. App. Mech.*, 1945-9, p. A-170~174, J. A. Goff & C. H. Coogan, *J. App. Mech.* 1942-12, p. A-151~154, W. Tollmien, *Z. A. M. M.*, Bd. 6, Heft 6, 1926-12, S. 468~478, S. I. Pai, *J. App. Mech.*, 1955-3, p. 41~47, 植田・池野, 機械の研究, 5 卷 7 号, 425~429 ページ (昭 28-7). 等
- (3) L. J. Kastner, & J. R. Spooner, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 162, 1950, p. 149~159.
- (4) W. Tollmien, *Z. A. M. M.*, Bd. 6, Heft 6, 1926-12, S. 468~478.
- (5) A. M. Kuethe, *J. App. Mech.*, 1935-9, Vol. 2, No. 3, p. A 87~95.
- (6) 同上論文の Fig. 11.
- (7) 速水, 機械学会論文集, 7 卷 28 号, II-11 ページ (昭 16-8) および 8 卷 31 号, II-25~32 ページ (昭 17-5).
- (8) F. R. B. Watson, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 124, 1933-2, p. 231~261.
- (9) (8) の p. 241, 243 の Fig. 3, Fig. 4 にこの傾向が見受けられ結論にも書いてある.
- (10) (1) と同じ.
- (11) R. Royds & E. Johnson, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 145, p. 193~209.
- (12) (3) と同じ.
- (13) (3) と同じ. p. 155 の Fig. 10.