

Tadeusz CHMIELNIAK

Politechnika Śląska

Antoni ŁUSZCZEWSKI

Instytut Przemysłu Wiązanych
Materiałów Budowlanych w Opolu

PIERŚCIENIOWE SSĄCE STRUMIENICE GAZOWE
W ZASTOSOWANIU DO TRANSPORTU PNEUMATYCZNEGO
MATERIAŁÓW BUDOWLANYCH

Streszczenie. Omówiono badania pierścieniowej ssącej strumienicy gazowej z zawirowaniem czynnika zasilającego, przeznaczonej do transportu pneumatycznego materiałów sypkich i pylistych w przemyśle materiałów budowlanych. Przedstawiono próbę fizykalnego wyjaśnienia zjawisk towarzyszących mieszaniu się osiowych turbulentnych strumieni (zasilającego z zasysanym) w komorze mieszania strumienicy. Określono praktyczne wzory do wyznaczania sprawności strumienicy w zależności od cech konstrukcyjnych, parametrów przepływowych i termicznych czynników. Wzory te mogą mieć istotne znaczenie praktyczne przy projektowaniu przemysłowych urządzeń strumieniowych. Przedstawiono także przykład przemysłowego wykorzystania wyników badanej strumienicy pierścieniowej.

1. Wprowadzenie

Transport pneumatyczny materiałów sypkich w przemyśle materiałów budowlanych stanowi jeden z kluczowych nierozwiązanych dotychczas dostatecznie problemów w tym przemyśle. Istniejące konstrukcje pomp do transportu pneumatycznego, np. cementu, są zawodne i niedoskonałe. Wynika stąd potrzeba poszukiwań rozwiązań bardziej funkcjonalnych i doskonałych.

W referacie przedstawia się wyniki badań pierścieniowej ssącej strumienicy gazowej przeznaczonej do transportu pneumatycznego materiałów sypkich w przemyśle materiałów budowlanych.

Strumienice, mimo prostoty konstrukcji, odznaczają się jednak dość skomplikowanym przebiegiem zjawisk, szczególnie zjawisk towarzyszących mieszaniu się strumieni zasilającego z zasysanym. Z tego głównie powodu brak jest dotychczas dostatecznie dokładnych metod analitycznych do określenia optymalnych warunków pracy, stosunku eejekcji oraz wymiarów geometrycznych.

Szczególnie uboga jest literatura dotycząca teorii i badań doświadczalnych strumienic pierścieniowych. Wycinkowe prace z tego zakresu dotyczą głównie problemów występujących w strumienicach pierścieniowych wodnych lub wodno-powietrznych.

Przydatne z punktu widzenia referowanej pracy były badania autorów radzieckich: J.B. Gusaka [1], A.M. Grabowskiego, K.F. Iwanowa, A.M. Skorupki [2], K.J. Bezukowa [3], W.K. Szczukina, J.J. Kałmykowa [4] oraz autorów niemieckich: H. Ulricha [5], R. Junga [6] i R. Vogela [7].

Zasadniczo przy projektowaniu urządzenia i jego badaniach opierano się na związkach analitycznych oraz zasadach badań poddźwiękowych klasycznych strumienic gazowych.

2. Cel i zakres badań

Ze względu na przewidywane kierunki zastosowań podstawowe badania przeprowadzono w zakresie pod- i przydźwiękowych prędkości czynnika zasilającego (75-340 m/s).

Jako cel pracy przyjęto ustalenie optymalnych cech geometrycznych strumienicy pierścieniowej gazowej ssącej z zawirowaniem czynnika zasilającego oraz ustalenie jej optymalnych parametrów pracy drogą analizy wpływu cech geometrycznych na parametry przepływowe i sprawność strumienicy.

Do opisywania warunków pracy strumienicy użyto następujących wielkości bezwymiarowych:

- stosunek ejskacji: u ,
- stosunek rozprężenia czynnika zasilającego: p_1/p_2 ,
- stosunek sprężania: p_3/p_2 ,
- moduł strumienicy: Φ ,
- bezwymiarowa długość komory mieszania: L/D .

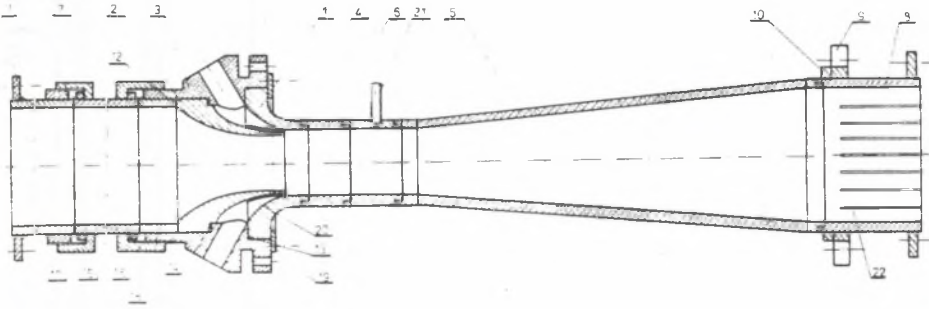
Badania prowadzono na modelu naturalnej wielkości. Instalacja badawcza zapewniała warunki najbardziej zbliżone do praktycznych stosowań przemysłowych.

Badano wpływ cech geometrycznych strumienicy takich, jak: Φ , L/D oraz kąta ustawienia łopatek kierowniczych w dyszy zasilającej θ (kąta zawirowania strugi zasilającej) na działanie i sprawność strumienicy traktowanej jako całość.

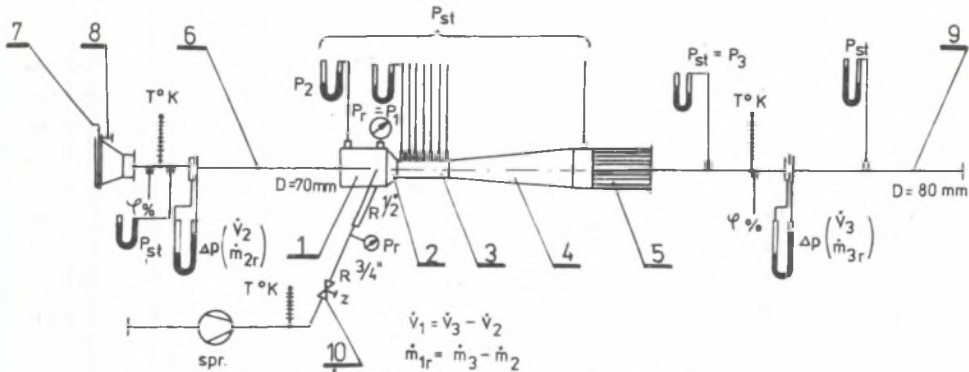
Rys. 1 przedstawia model strumienicy doświadczalnej. Na rys. 2 przedstawiono schematycznie instalację badawczą.

Realizując program badań, w I etapie optymalizowano moduł strumienicy z dyszami bez łopatek kierowniczych przy stałej długości komory mieszania $L/D = 10,6$. Wyboru tej wartości dokonano na podstawie studiów literaturowych. Badano 8 modułów: 4,32; 6,16; 8,78; 14,2; 15,9; 24,6; 30,0 i 46,5 ($s = 2,3$; 1,7; 1,22; 0,95; 0,65; $\theta,42$; 0,34; 0,22) przy 7 położeniach przepustnicy i dla 7 zmian stosunku rozprężania p_1/p_2 przy każdym położeniu

niu przepustnicy. W wyniku analizy energetycznej zachodzących przemian w strumienicy (głównie kształtowania się p_2/p_3 , $\Delta p = p_3 - p_2$ i sprawności) wybrano moduły $\Phi = 6,16$ i $8,78$ do dalszych badań optymalizacyjnych.



Rys. 1. Model strumienicy doświadczalnej



Rys. 2. Schemat instalacji badawczej

W wyniku pomiarów rozkładu ciśnień statycznych na ściankach i w osi komory mieszania stwierdzono, że istnieje możliwość wyrównania profilu prędkości w przekroju bliższym od $10,6 D$. Stwierdzono także niewielkie różnice w sprawności strumienic o modułach $\Phi = 8,78$ i $\Phi = 6,16$. Dlatego do dalszych badań wytypowano obie te strumienice ($\Phi = 8,78$ i $\Phi = 6,16$) przyjmując w obu przypadkach dwie długości komór mieszania $L/D = 10,6$ i $8,4$.

Po analizie wyników pomiarów oraz warunków przepływu przez wieniec łopatkowy ustalono optymalny kąt zawirowania czynnika zasilającego około 9° odpowiadający kątowi łopatkowemu dysz zasilających 10° .

Stwierdzono też wyższą sprawność strumienic o module $\phi = 8,78$. W ostatnim etapie ustalono dokładnie optymalną długość komory mieszania dla strumienicy $\phi = 8,78$ z kątem łopatkowym dysz zasilających 10^0 stosując 6 długości komory mieszania (4,25; 6,25; 8,4; 10,6; 15,25; 16,75).

Łącznie określono 1176 stanów pracy strumienic. Każdy stan pracy określono pomiarem: masowych natężeń przepływów, liczby Re w przewodzie ssawnym i tłocznym, gęstości czynników, współczynników masowego natężenia przepływu ψ , stosunków efektywności oraz sprawności.

3. Wyniki badań i ich dyskusja

W skrócie przedstawia się ważniejsze wyniki badań charakteryzujące ogólnie zakres wykonanych prac:

- charakterystyki jakościowe dysz zasilających,
- kształtowanie się rozkładów ciśnień statycznych na ściankach i w osi komory mieszania wraz z próbą wyjaśnienia fizycznych zjawisk towarzyszących mieszaniu turbulentnych strumieni osiowych,
- eksperymentalne charakterystyki statyczne strumienicy,
- kształtowanie się sprawności energetycznej w zależności od cech geometrycznych strumienicy i warunków przepływowych.

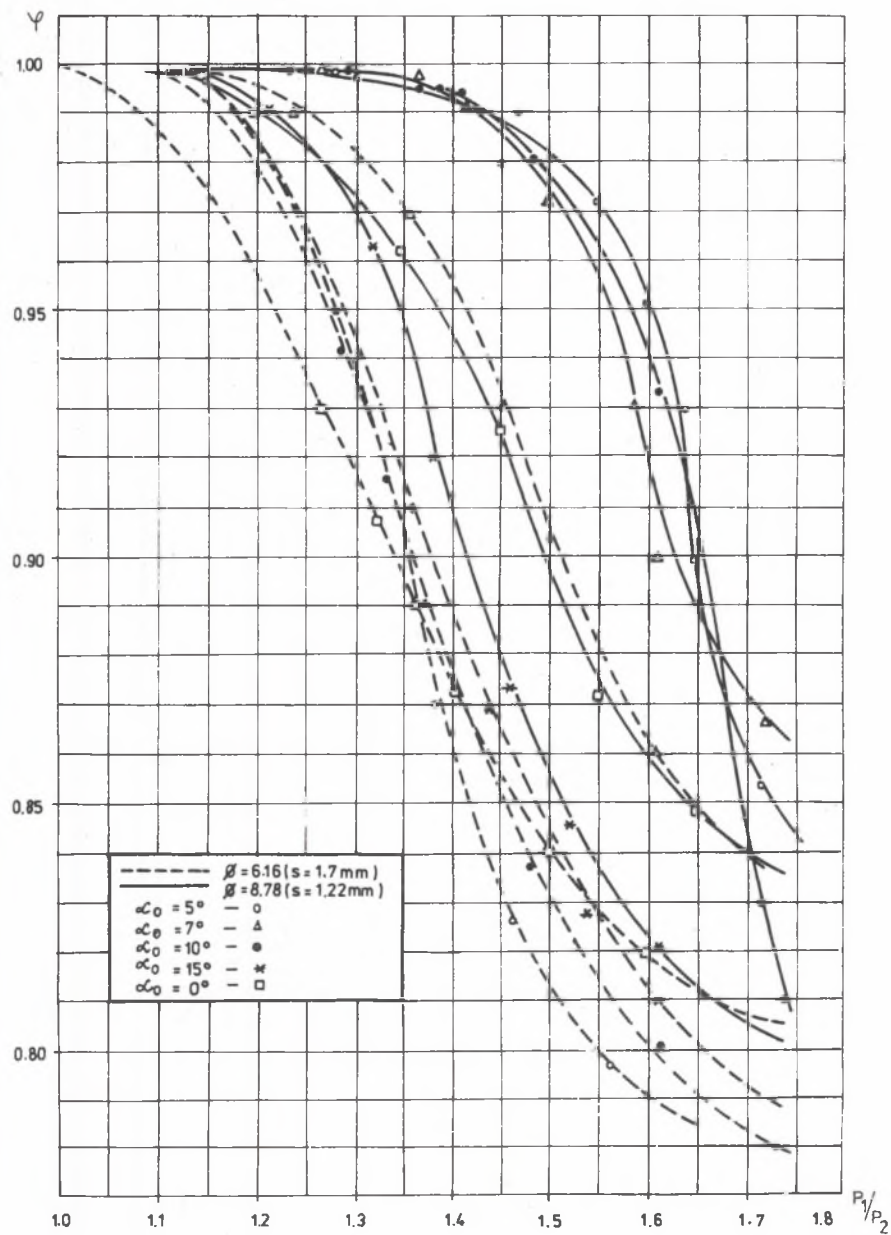
Miarą doskonałości konstrukcji dyszy jest jej sprawność energetyczna określona najczęściej $\varphi^2 = \eta_d$. Współczynnik prędkości φ ujmuje, oprócz strat tarcia w dyszy, straty wynikłe z zawirowań, obecności fal uderzeniowych (0,7÷0,8 M) i zmian kierunku przepływu. Na rys. 3 przedstawiono kształtowanie się współczynnika φ dla badanych dysz pierścieniowych.

Najwyższe wartości φ przyjmuje dla modułu $\phi = 8,78$ z wieńcem o kątach łopatkowych 7 i 10^0 . W literaturze brak danych, które by umożliwiły bezpośrednie porównania. R. Vogel podaje współczynniki prędkości $\varphi = 0,78 - 0,97$, lecz dla dużych szczelin i małych prędkości czynnika zasilającego. Otrzymane wyniki mieszczą się w tym zakresie.

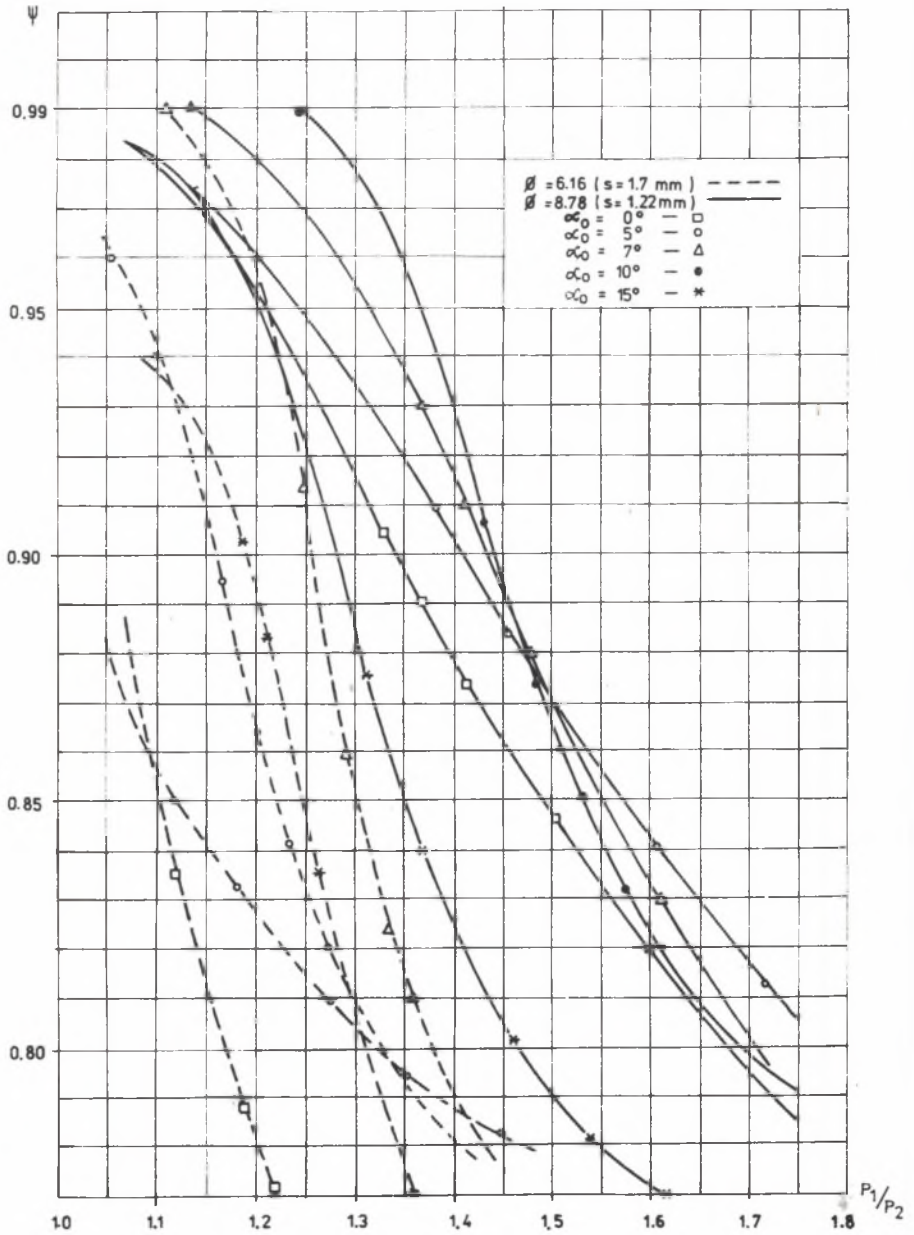
Rys. 4 przedstawia kształtowanie się współczynnika masowego natężenia przepływu ψ . Najwyższe wartości otrzymano dla dysz zasilających o szczelinie 1,22 mm ($\phi = 8,78$) z łopatkami pod kątem 7^0 i 10^0 .

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że sprawność dysz zasilających uzależniona jest głównie od masy przepływającego czynnika zasilającego, kąta łopatkowego oraz kąta otwarcia kanału zasilającego. W zasadniczym zakresie pracy dyszy niewiele odbiega ona od sprawności uzyskiwanych w strumienicach z dyszami klasycznymi.

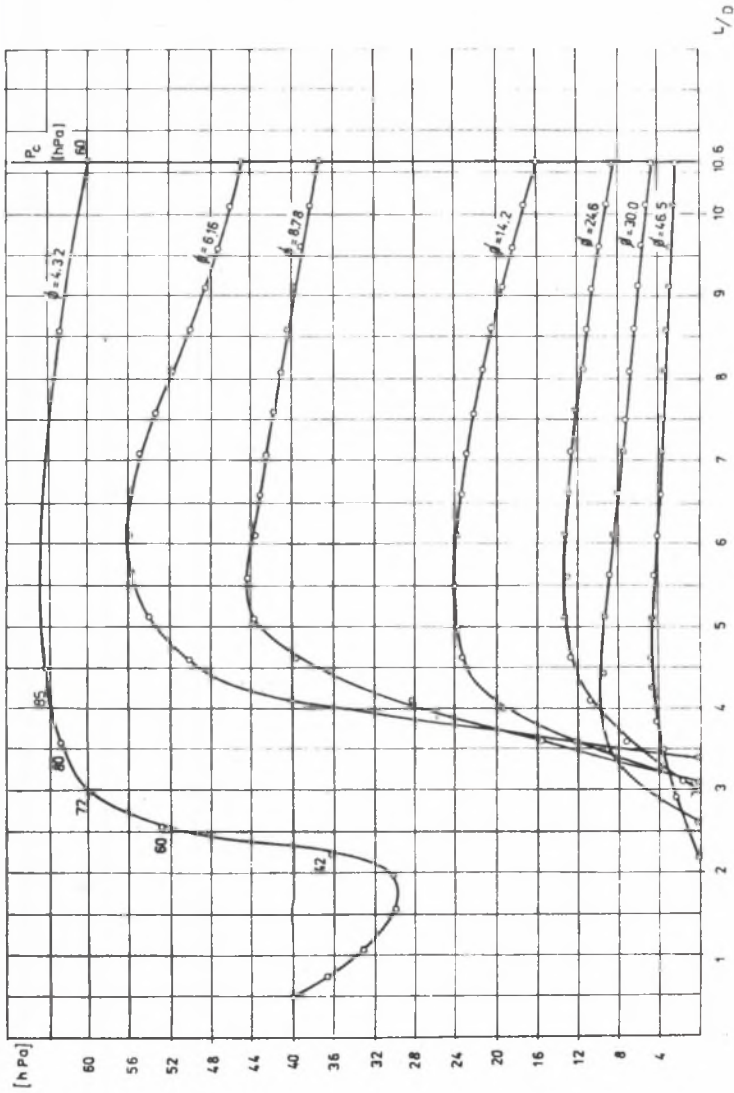
Następnym badaniem zagadnieniem było kształtowanie się rozkładów ciśnień statycznych na ściankach i w osi komory mieszania, które przedstawia się wraz ze wspomnianą próbą wyjaśnienia fizycznych zjawisk towarzyszących mieszaniu się turbulentnych strumieni osiowych.



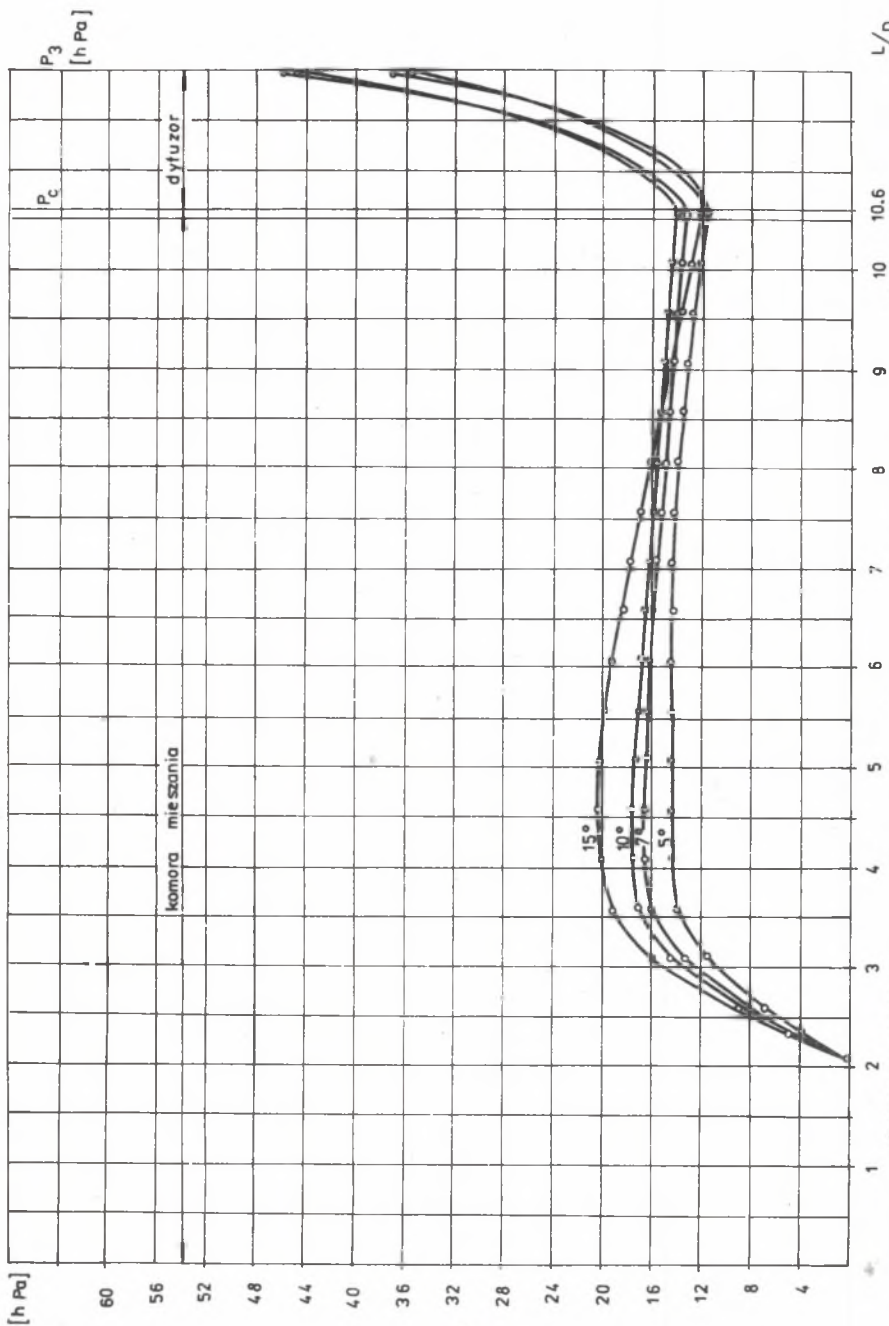
Rys. 3. Wpływ kąta łopatkowego i szczeliny dyszy (modułu strumienicy) na wartość współczynnika prędkości φ



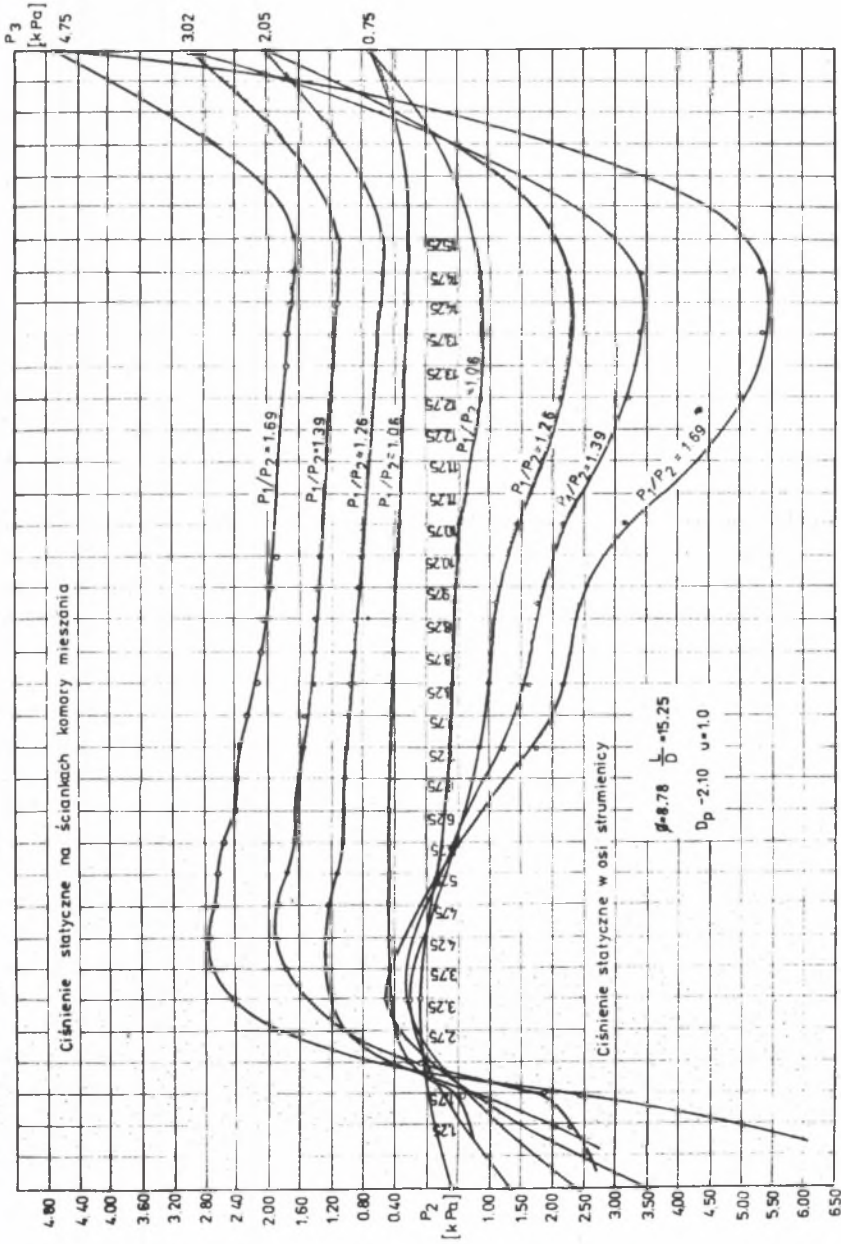
Rys. 4. Wpływ kąta łopatkowego i modułu strumienia na wartość współczynnika przepływu masy ψ



Rys. 5. Rozkład ciśnienia statycznego wzdłuż komory mieszania dla różnych modułów strumienicy przy: $\beta_1/P_2 = 1.75$ ($M = 0.93$) długości komory mieszania $L/D = 10.6$ i stosunku efekcji $u = 0.8$ dla dysz bez łopatek kierowniczych



Rys. 6. Rozkład ciśnienia statycznego wzdłuż komory mieszania dla strumienia o module $\Phi = 8,78$ przy dźwięku komory mieszania $L/D = 10,6$, stosunku efekcji $u = 1,0$ i stosunku rozprężania $P_1/P_2 = 1,45$ ($M = 0,75$) dla dżet z żopkami kierowniczymi



Rys. 7. Rozkład ciśnień statycznych na ściankach i w osi komory mieszania strumienicy przy stosunku efekcji $u = 1,0$

Bauer [8] i Vogel [6] ustalili, że rozkład ciśnień statycznych na ściankach komory mieszania strumienicy klasycznej może być kryterium do ustalania optymalnej długości komory mieszania, tj. przekroju o wyrównanym profilu prędkości. W pracy niniejszej oceniono również tę możliwość. Rys. 5 przedstawia poglądowo kształtowanie się wartości ciśnień statycznych na ściankach komory mieszania dla dysz bez łopatek kierowniczych. Przekrój pojawiania się dodatnich ciśnień statycznych na ściankach charakterystyczny jest dla danego modułu Φ . Jedynie dla modułu $\Phi = 4,32$ ($s = 2,3$ mm) przebieg wartości ciśnień wzdłuż komory mieszania odpowiada przedstawionym przez Gusaka [1] (strumienice wodne - $s = 2,92$ mm).

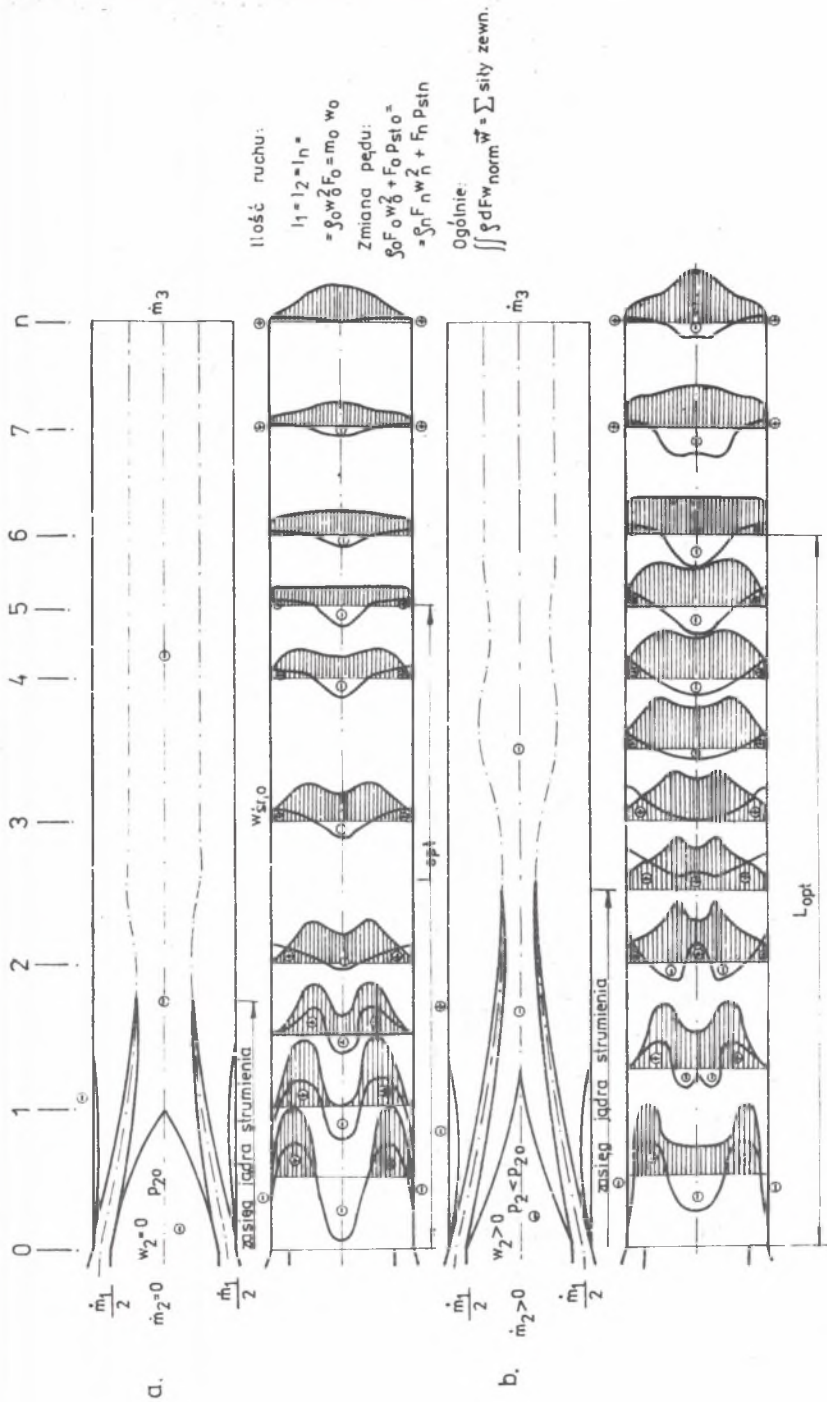
Z rys. 6 wynika, że wartość maksymalna ciśnienia statycznego na ściankach komory mieszania rośnie ze wzrostem kąta zawirowania. Jednak ciśnienia na wylocie komory mieszania i końcowe za dyfuzorem są najniższe dla kątów 15° i 5° . Wartości dodatnich ciśnień na ściankach komory mieszania pojawiają się w tym samym przekroju.

Rys. 7 przedstawia dokładne rozkłady ciśnień statycznych na ściankach i w osi strumienicy przy stosunku eżekcji $u = 1,0$ dla $L/D = 15,25$ ($\alpha = 10^\circ$, $\Phi = 8,78$). Charakterystyczne są nierównomierne spadki ciśnień statycznych na ściankach i w osi strumienicy.

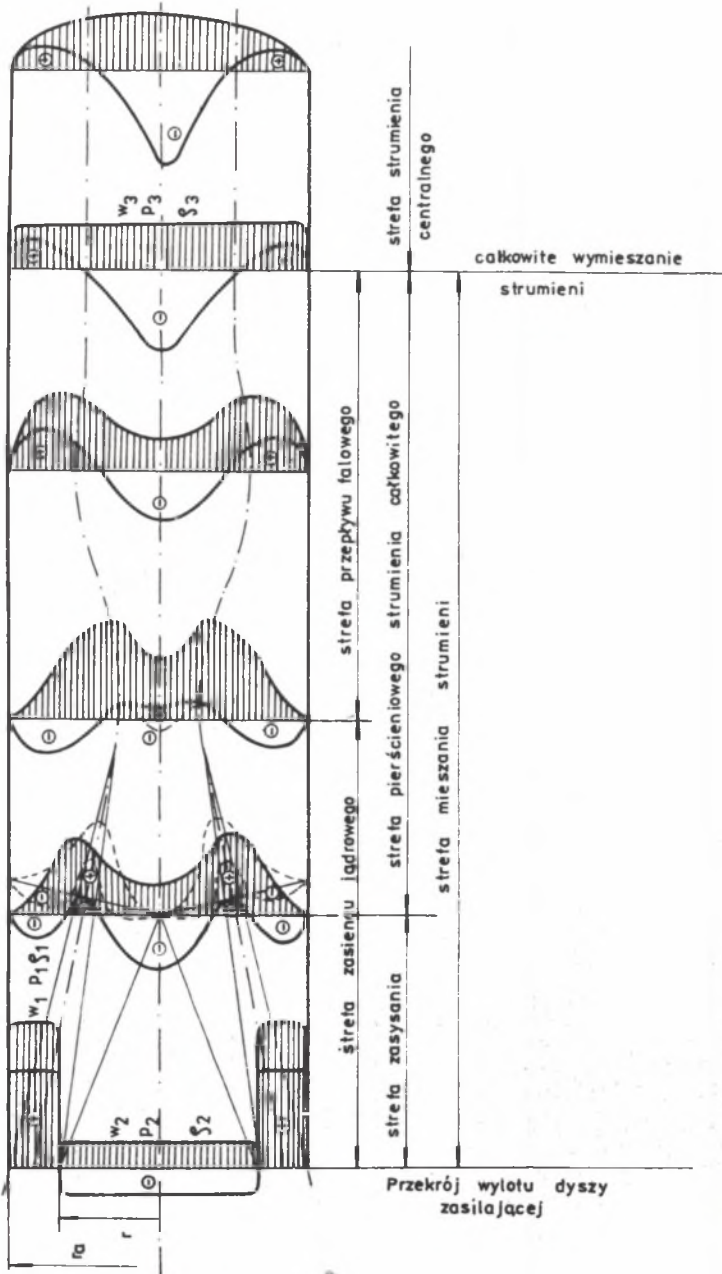
Na podstawie przeprowadzonych badań kształtowania się rozkładów ciśnień statycznych na ściankach i w osi strumienicy oraz w oparciu o studia literaturowe (szczególnie prace [9, 10]) podjęto próbę wyjaśnienia zjawisk fizycznych towarzyszących mieszaniu turbulentnych strumieni osiowych w strumienicy pierścieniowej.

Zasięg jądra strugi zwiększa się ze wzrostem stosunku eżekcji - prędkości czynnika zasysanego w_2 (stwierdzono poprzednio wzrost natężenia masyowego przepływu czynnika zasilającego ze wzrostem stosunku eżekcji). Przy dużym stosunku eżekcji i dostatecznym zbliżeniu jądra strugi pierścieniowej ku osi następuje wzajemne oddziaływanie strugi i odrzucanie czynnika ku ściankom, a przy wzroście ciśnienia na ściance powtórnie ku osi. Dla dużych stosunków eżekcji i stosunków rozprężania p_1/p_2 w osi strumienicy pojawia się ciśnienie dodatnie. Przy braku eżekcji następuje wyhamowanie strumienia, zmiana prądu strumienia następuje na skutek sił zewnętrznych pochodzących od ciśnienia statycznego w komorze zasysania, tarcia i oderwania się strumienia od ściany komory mieszania w początkowych przekrojach komory. Przy eżekcji pęd strumienia przekazywany jest do strumienia zasysanego oraz na pokonanie sił zewnętrznych. Przekrój prawdopodobnego wyrównanego profilu prędkości oddala się od przekroju wylotu dyszy ze wzrostem stosunku eżekcji. Pozwala to przewidywać przedstawione na rys. 8 profile prędkości i rozkłady ciśnień w przekrojach przepływowych komory mieszania.

Przeprowadzona analiza rozkładu ciśnień statycznych na ściankach i w osi komory mieszania oraz kształtowanie się profilu prędkości w przekrojach przepływowych komory przemawia za przedstawioną na rys. 9 ogólną



Rys. 8. Rozkład ciśnień statycznych i prędkości w komorze mieszania strumieni: a) dla $u = 0$, b) dla $u > 0$



Rys. 9. Schemat przepływu i mieszania współosiowego strumienia pierścieniowego ze strumieniem zasysanym w komarze mieszania strumieni

strukturą wymiany prądu i masy obu strumieni w kierunku przepływu. Strefa zasięgu jądra zależy od dynamiczno-kinematycznych warunków początkowych, a przede wszystkim od stosunku prędkości w_1/w_2 . Z profili początkowych strugi pierścieniowej i strumienia zasysanego można wnioskować profile pokrewne. Pozwala to na wyodrębnienie charakterystycznych stref przepływu turbulentnych strumieni w komorze mieszania strumienicy. Przedstawiony schemat ma charakter uproszczony i nie uwzględnia wszystkich zjawisk towarzyszących mieszaniu się strumieni (m.in. istnienia wirów).

W pracy [1] przedstawiono dokładne charakterystyki statyczne strumienicy dla różnych parametrów konstrukcyjnych ($\Phi, L/D, \delta$) i różnych parametrów przepływowych ($u, p_1/p_2$). Przykładowo, na rys. 10 przedstawiono przyrost ciśnienia w strumienicy dla różnych modułów i różnych stosunków ejection. Wykres pozwala dobrać moduł strumienicy dla niezbędnej ilości czynnika zasysanego, ciśnienia tłoczenia lub przyrostu ciśnienia w strumienicy. Może być rozbudowany o dalsze krzywe $p_3 - p_2$ i p_3 dla różnych stosunków rozprężania p_1/p_2 i stosunków sprężania p_1/p_3 .

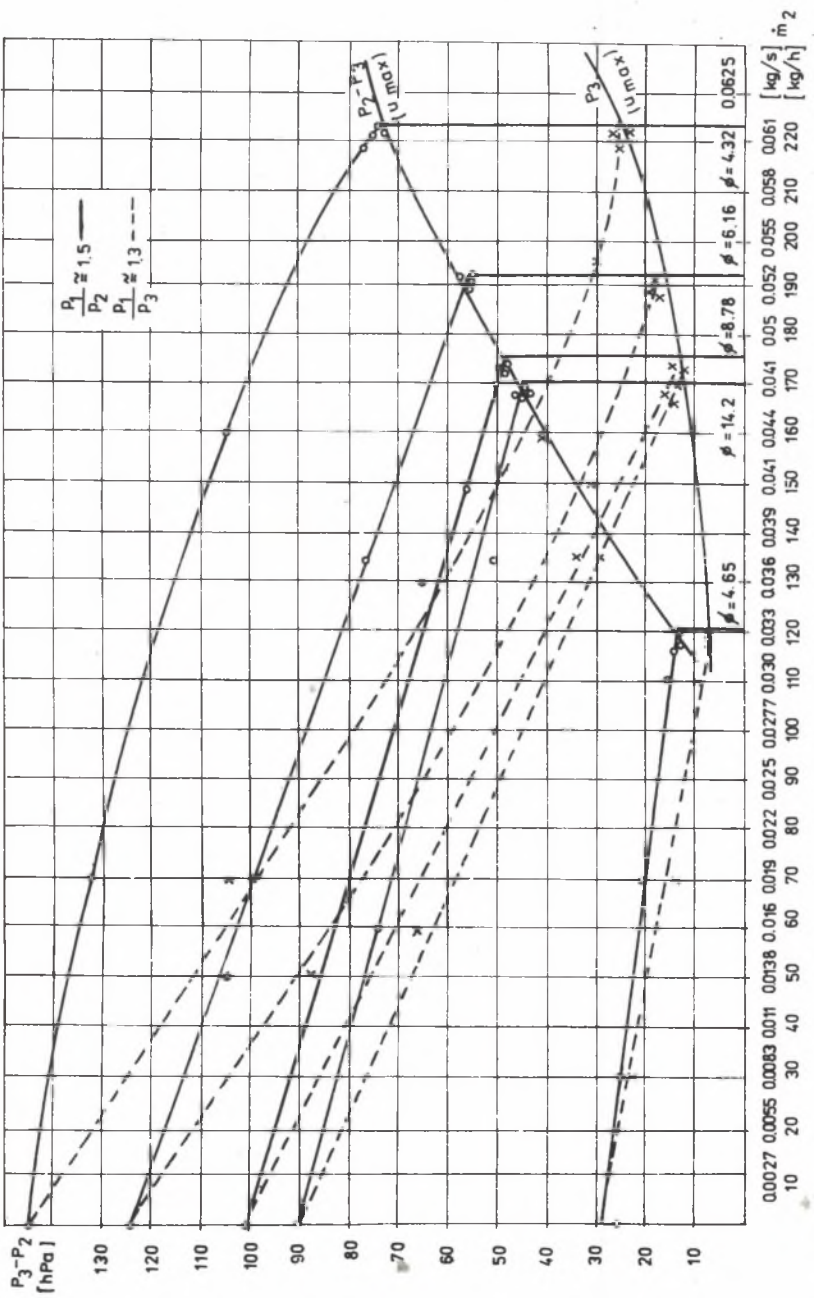
Charakterystyki tego rodzaju w powiązaniu z energetyczną oceną procesów zachodzących w strumienicy mają podstawowe znaczenie dla procesu konstruowania tych urządzeń. Do oceny doskonałości pracy strumieni wybrano sprawność egzergetyczną [9].

Rys. 11 przedstawia kształtowanie się współczynnika sprawności strumienicy dla różnych stosunków ejection i dysz bez łopatek kierowniczych. W zakresie do $u = 0,7$ korzystniejsze są strumienice o module $\Phi = 6,16$. Dla wyższych stosunków ejection korzystniejszy moduł $\Phi = 8,78$. Z rys. 12 wynika, że wzrost sprawności nie jest proporcjonalny do przyrostu stosunku ejection. Zarówno długość komory mieszania, jak i stosunek u mają istotny wpływ na sprawność. Optymalna długość komory mieszania w zakresie $u = 0,1-1,1$ wynosi około $L/D = 8,4$. Kolejny rysunek (rys. 13) przedstawia wpływ stosunku rozprężania i długości komory mieszania na sprawność. Stosunek rozprężania ma istotny wpływ tylko dla długich komór mieszania $L/D > 8,4$.

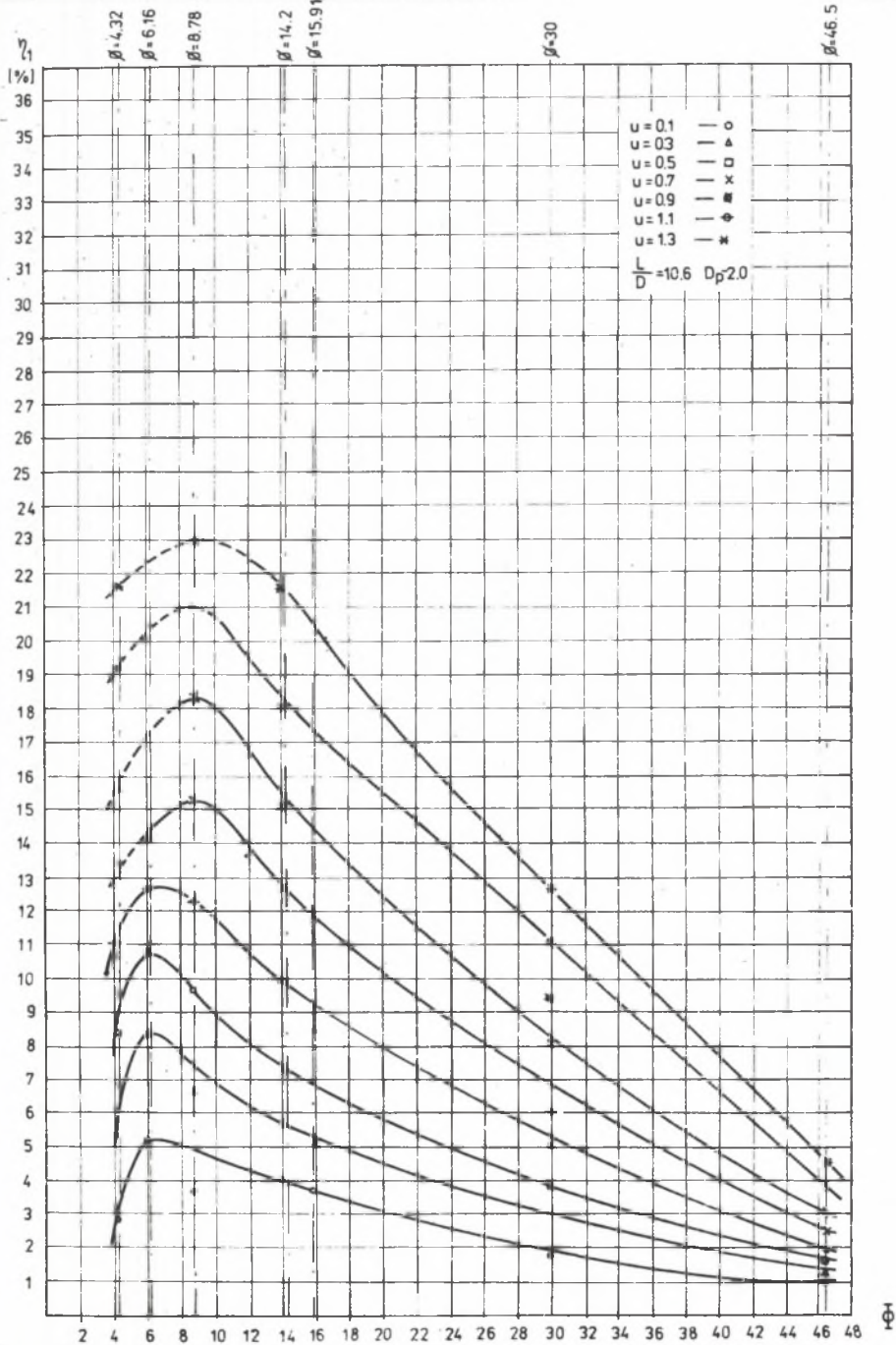
Przeprowadzona analiza kształtowania się sprawności egzergetycznej w zależności od cech strumienicy geometrycznych ($L/D, \delta, \Phi$) oraz przepływowych ($u, p_1/p_2$) i analiza funkcji regresji opisujących dane empiryczne dotyczące kształtowania się tych sprawności pozwoliły na opracowanie ogólnych zależności sprawności strumienicy od cech geometrycznych, parametrów przepływowych i termicznych. Mają one postać [11]:

$$\eta_1 = 0,1428 e^{\left(\frac{T_1}{T_0} - \frac{p_1}{p_2}\right)(u^2 + 0,2857 \frac{L}{D})} \left(\frac{L}{D}\right)^u + 22,93 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{-0,611} u^{0,93865} \quad (1)$$

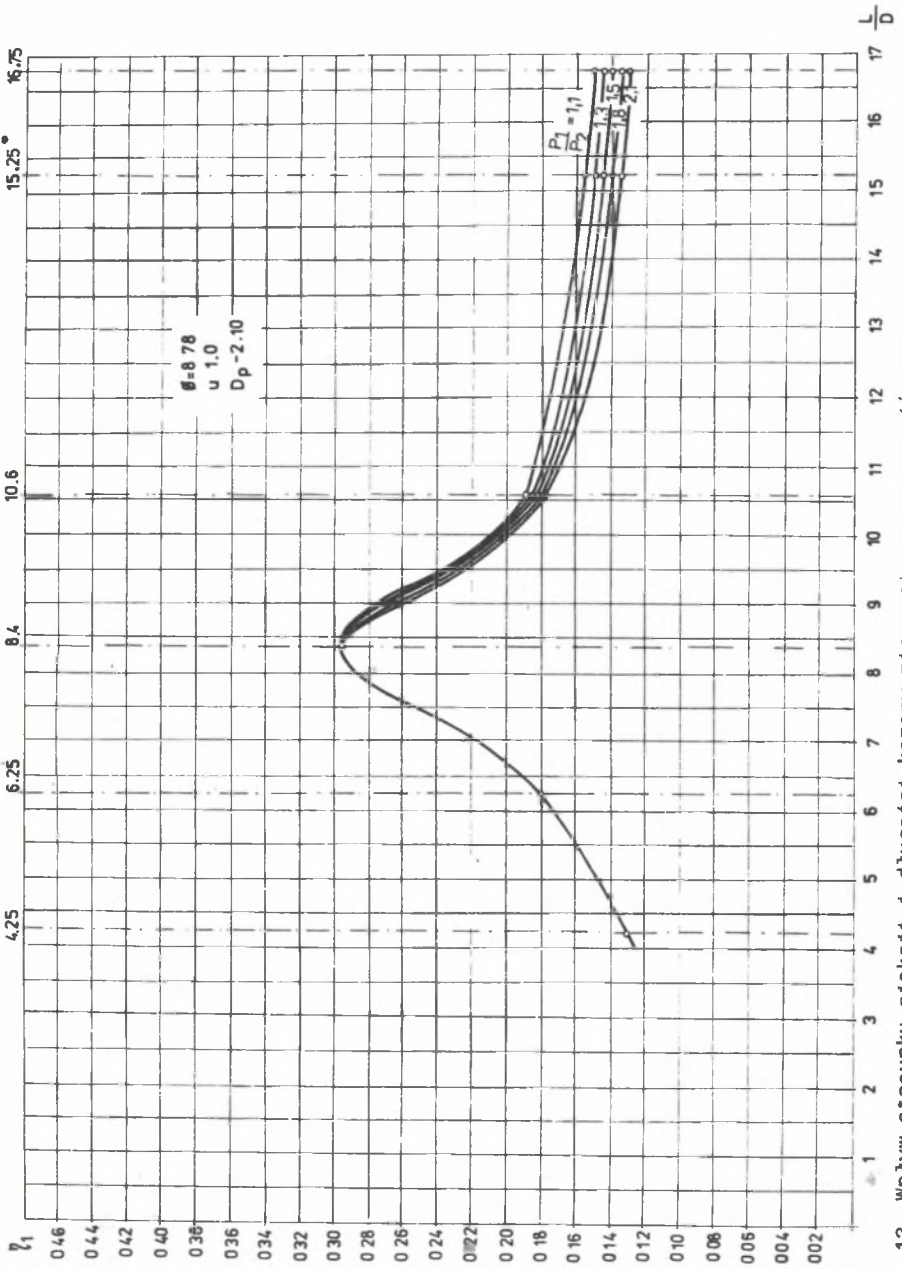
$$\eta_2 = \frac{\Phi^2}{10 \sin h(\operatorname{tg} \delta_1)} u^{\frac{p_1 \Phi D T_0}{p_2 L T_1} - \frac{T_1}{T_0}} e^{-u} + 4,167 u^{8,9124} \quad (2)$$



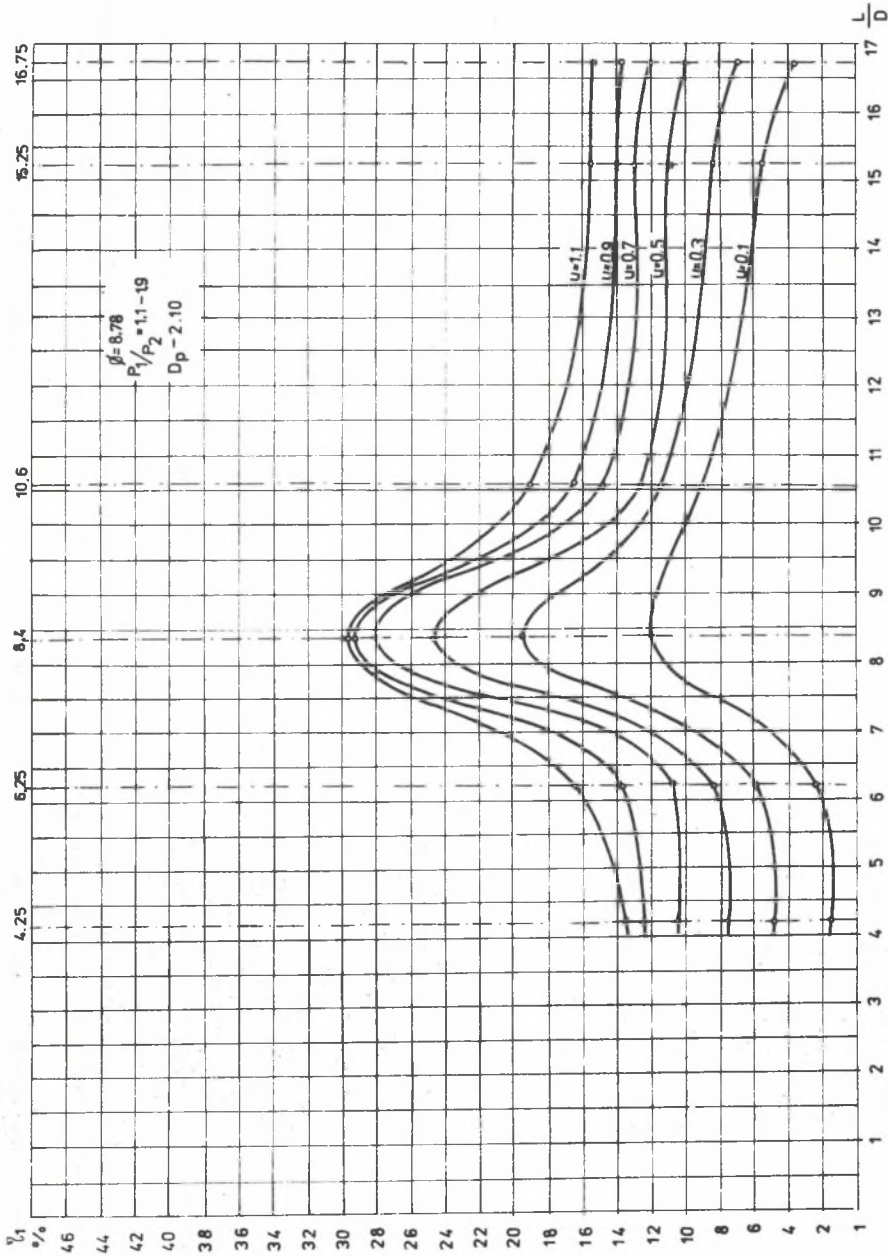
Rys. 10. Charakterystyki strumienia pierścieniowych (przy maksymalnym stosunku efekcji dla dysz bez łożysk kierowniczych przy $L/D = 10,6$)



Rys. 11. Zależność współczynnika sprawności egzergetycznej η_1 od stosunku ejectioni u i modułu strumienia Φ



Rys. 12. Wpływ stosunku efekcji i długości komory mieszania na sprawność egzergetyczną strumienia



Rys. 13. Zależność sprawności egzergetycznej η_1 od długości komory mieszania, stosunku rozprężania P_1/P_2

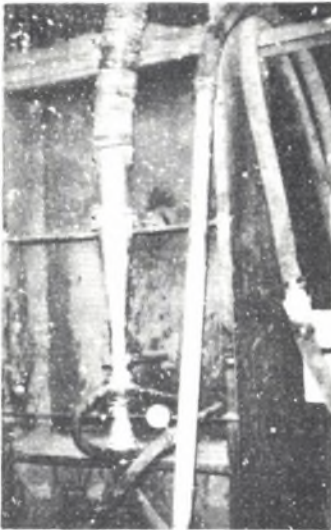
Wzór (1) najlepiej opisuje strumienice o module $\Phi = 8,78$ dla różnych L/D , u , p_1/p_2 , T_1/T_0 przy kącie łopatkowym 10° . Wartości wyliczone za pomocą tego wzoru odchylają się średnio o 0,15 od wartości empirycznych wyznaczonych za pomocą funkcji regresji i w 85% odpowiadają tym wartościom.

Wzór (2) najkorzystniej opisuje strumienice o module $\Phi = 6,16$ i $\Phi = 8,78$ z kątami łopatkowymi $\phi = 10^\circ$. Średni błąd standardowy $S(y,x)$ nie przekracza 0,05. Dla pozostałych strumienic wyposażonych w dysze zasilające średnie odchylenia nie przekraczają 2,95%.

Zastosowanie wzorów (1) i (2) pozwala na dokładne określenie wpływu parametrów termicznych, przepływowych i konstrukcyjnych na sprawność energetyczną pierścieniowej strumienicy gazowej, a więc pozwala także optymalizować parametry geometryczne strumienicy dla danych warunków przepływowych i termicznych. Wzory te mogą mieć istotne znaczenie praktyczne przy projektowaniu przemysłowych powietrznych strumienic pierścieniowych - ssących.

4. Uwagi końcowe

Na rys. 14 pokazano ogólny widok urządzenia przemysłowego zaprojektowanego w oparciu o wyniki przeprowadzonych badań.



Rys. 14. Urządzenia ssawne do usuwania zaległych zanieczyszczeń pyłowych w hali przemysłowej

Jest to urządzenie pełniące funkcję odkurzacza przemysłowego. Uzyskało ono patent PRL. Przy ciśnieniu czynnika zasilającego 0,15 MPa (około 50 kg powietrza na godzinę) osiągnięte jest na ssawce podciśnienie około 20 kPa. Przy ciśnieniach tych można usunąć w ciągu godziny 500 kg opadłego w hali cementu przy grubości jego warstwy 1-10 mm (zebranie cementu z około 30 m² powierzchni hali w ciągu minuty).

Koszt centralnej instalacji do oczyszczania przedstawionej hali wyniosłby około 7-8 mln zł. Tę samą funkcję może pełnić około 20 kompletów urządzeń przedstawionych na rys. 14. Koszt jednego urządzenia wynosi około 15 tys. zł.

Niskie koszty budowy instalacji oraz ogólnie znane zalety strumienic takie, jak:

- brak części ruchomych lub wzajemnie się trących,
- prosta budowa i możliwość zastosowania tanich materiałów (wytłoczek ceramicznych, odlewów bazaltowych itp.),
- małe gabaryty przy dużych wydajnościach,
- niski koszt instalacji,
- długa żywotność przy stałej wydajności urządzenia,
- małe wymagania kwalifikacji obsługi,
- duże bezpieczeństwo pracy,

stwarzają przesłanki do szerokiego wykorzystania strumienic w przemyśle materiałów budowlanych, szczególnie do transportu materiałów sypkich i pylistych.

LITERATURA

- [1] Gusek J.B.: Ograniczona kolcewaja struja. Woprosy Wodnogo Chozjajstwa Mołdawi. Kiszyniew 1967.
- [2] Grabowski A.M., Iwanow K.F., Skorupko A.M.: Gidrauliczeskij rasczot parametrow kolcewego ezektora. Uz. Wyż. Ucz. Zawied. Stroitelstwo Architektury 8/1973.
- [3] Bezukow K.J.: Teorieticzeskije osnovy rasczota kolcewego wodostrujnogo nasosa. Trudy Akademii Riecznogo Transporta. Wyp. 2. 1953.
- [4] Szczukin W.K., Kałmykow J.J.: Gazostrojnyje kompresory. Maszgiz. Moskwa 1963.
- [5] Ulrich H.: Strömungsvorgänge in Drallbrennern mit regelbarem Drall und bei rotationssymmetrischen Treibstrahlen. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Rand 25 Nr 6. Düsseldorf 1959.
- [6] Jung R.: Die Berechnung und Anwendung der Strahlgebläse. VDI - Forschungsheft 479. Ausgabe B. Band 26. 1960.
- [7] Vogel R.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten. Maschinenbautechnik 5. Jg. Heft 12 1956.
- [8] Bauer B.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten für kompressible Strömungsmittel. VDI - Forschungsheft 514 VDI Verlag. Düsseldorf 1966.
- [9] Goliński J.A., Troskoleński A.T.: Strumienice. WNT, Warszawa 1979.
- [10] Halupczok J.: Poddźwiękowe strumienice gazowe. Prace Nauk Inst. Inż. Chem. i Urz. Ciepłych Pol. Wrocławskiej nr 28. Monografia 13, 1975.
- [11] Łuszczewski A.: Badania pierścieniowej ssącej strumienicy gazowej z zawirowaniem czynnika zasilającego. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1981.

КОЛЬЦЕВЫЕ ВСАСЫВАЮЩИЕ СТРУЕВЫЕ АГРЕГАТЫ В ПРИМЕНЕНИИ К ПНЕВМОТРАНСПОРТУ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Р е з ю м е

В работе оговорены исследования кольцевого всасывающего струйного газового агрегата с завихрением питающего элемента, предназначенного для пнев-

мотранспорта сыпучих и пылевых материалов в промышленности стройматериалов. Дана физическая интерпретация явлений соответствующих смешиванию осевых турбулентных потоков - питающего с всасываемым - в камере смешивания струйного агрегата. Определены практические формулы для вычисления КПД струйного агрегата в зависимости от конструктивных признаков, параметров потоков и термических факторов. Формулы эти могут иметь веское значение при проектировании промышленных струйных агрегатов. В работе дан также пример промышленного использования результатов исследованного струйного кольцевого агрегата.

RING-SHAPED SUCTION GAS JET PUMP APPLIED TO PNEUMATIC CONVEYING
OF BUILDING MATERIALS

S u m m a r y

Experiences with a ring-shaped suction jet pump using swirling feeding are described. The jet pump is applied to pneumatic conveying of loose and powdery building materials. Physical interpretation of phenomena which accompany a mixing of axial turbulent feeding and sucked streams in stirring chamber of the jet pump. Practical expressions are proposed for a jet pump efficiency which may be applied in industrial jet equipment design. Industrial example of the use of results of experiments is considered.