

Andrzej KORCZAK

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych  
Politechniki Śląskiej

Wiesław KAŃTOCH, Adolf SZCZĘŚNY

Zabrzeńska Fabryka Maszyn Górniczych POWEN

## SEPARATOR ZANIECZYSZCZEŃ MECHANICZNYCH W ZESPOLE TARCZY ODCIĄŻAJĄCEJ POMPY WIROWEJ ODSRODKOWEJ WIELOSTOPNIOWEJ

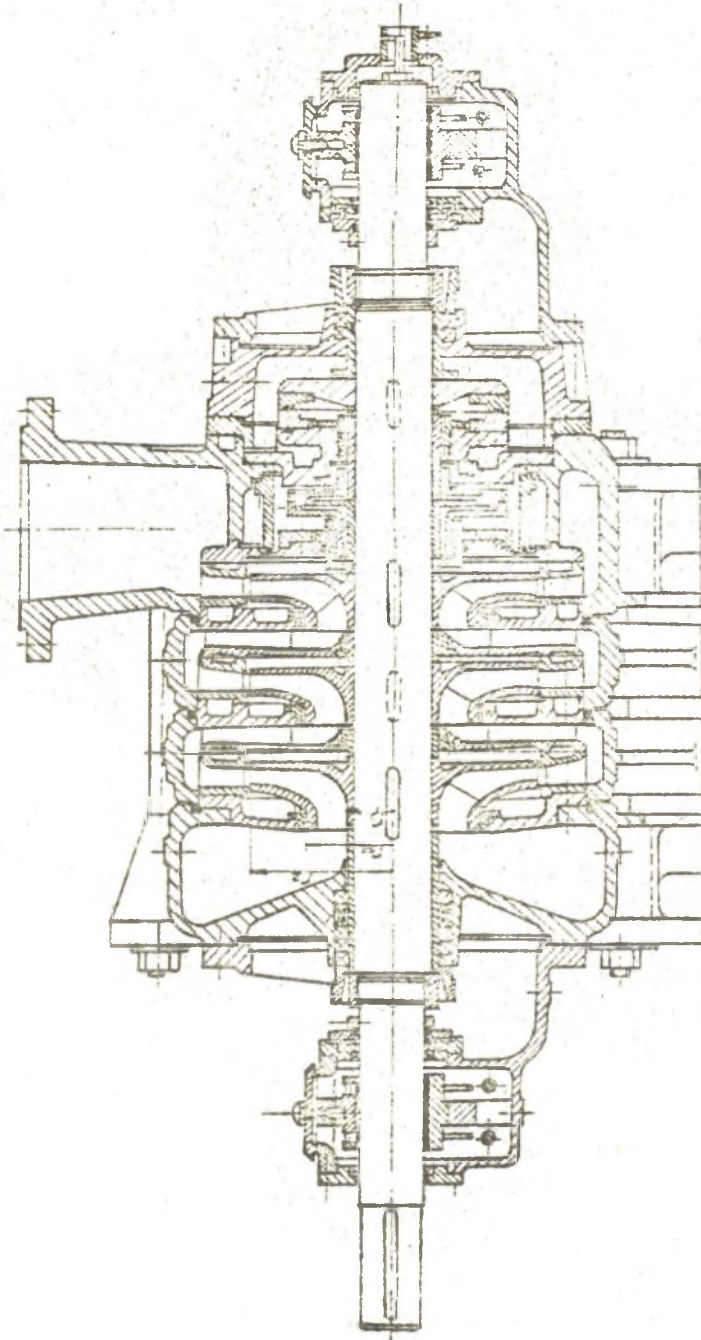
**Streszczenie:** Opisano konstrukcję odśrodkowego separatora zanieczyszczeń mechanicznych cieczy doprowadzanej pod tarczę odciążającą pompy wirowej odśrodkowej wielostopniowej. Celem zastosowania tego urządzenia jest zmniejszenie ilości zanieczyszczeń mechanicznych przepływających przez szczelinę tarczy i powodujących jej erozję. Opisano stanowisko badawcze, na którym przeprowadzono badania modelowe odśrodkowego separatora, symulując przepływy występujące w pompie. Przedstawiono wyniki badań wpływu cech konstrukcyjnych separatora i parametrów pracy na skuteczność oczyszczania. Przedstawiono wyniki obliczeń hydraulicznych i konstrukcję separatora proponowaną dla pompy OW-100A.

### 1. Wstęp

Niniejsza praca dotyczy analizy i badań zjawisk fizycznych występujących w urządzeniu będącym przedmiotem wynalazku [1]. W pompie wirowej odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą dośrodkowy przepływ za wirnikiem ostatniego stopnia powoduje wstępne oddzielenie większych cząstek stałych o gęstości większej niż gęstość pompowanej cieczy. W pompie pokazanej na rysunku 1 w dodatkowym separatorze zanieczyszczeń następuje dalsze oczyszczenie strumienia cieczy kierowanej pod tarczę odciążającą. Erozja pierścieni tarczy odciążającej jest powodowana głównie cząstkami o średnicy zbliżonej do szerokości szczeliny  $s$ . Cząstki znacznie mniejsze przepłyną swobodnie przez szczelinę, zaś większe zostaną zmieciene. Dlatego pokazane na rysunku 1 urządzenie spełni swoją rolę, gdy oddzieli zanieczyszczenia mechaniczne o wymiarze  $d \gg s$ .

Warunkiem skutecznego oddzielenia cząstek stałych jest, aby prędkość wymuszonej sedimentacji była większa od prędkości unoszenia, czyli względnej prędkości przepływu przez komorę roboczą odśrodkowego separatora zanieczyszczeń. Jeżeli przyjmiemy, że szczelina tarczy odciążającej wynosi około  $s = 0,1$  mm, to prędkość opadania ziaren o gęstości  $\rho = 2,5$  g/cm<sup>3</sup> i średnicy  $d = 0,1$  mm dla projektowanego urządzenia będzie według Allena [3]:

$$V_s = 0,2 \left( \frac{\rho - \rho_w}{\rho_w} \frac{u^2}{r} \right)^{0,72} \frac{d^{1,18}}{\left( \frac{\rho}{\rho_w} \right)^{0,45}} =$$



Rys. 1. Pompa wielostopniowa typu OW-100 z tarczą odciążającą i separatorem zanieczyszczeń

$$= 0,2 \left( \frac{2,5 - 1}{1} \frac{20,11^2}{0,055} \right)^{0,72} \frac{0,0001^{1,18}}{0,45} = 7,93 \text{ m/s} \quad (1)$$

$$\left( \frac{10^{-3}}{10^3} \right)$$

gdź dla projektowanego urządzenia dla pompy OW-100A przyjęto  $r = 0,055 \text{ m}$  oraz  $n = 2955 \text{ min}^{-1}$ , więc prędkość

$$u = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,13 \cdot 2955}{60} = 20,11 \text{ m/s}$$

Z obliczeń hydraulicznych [8] wynika, że średnia względna prędkość przepływu w obszarze wymuszonej sedymentacji wynosi

$$w_2 = \frac{g}{2\pi r b} = \frac{4,388 \cdot 10^{-3}}{2\pi \cdot 0,065 \cdot 0,01} = 1,074 \text{ m/s} \quad (2)$$

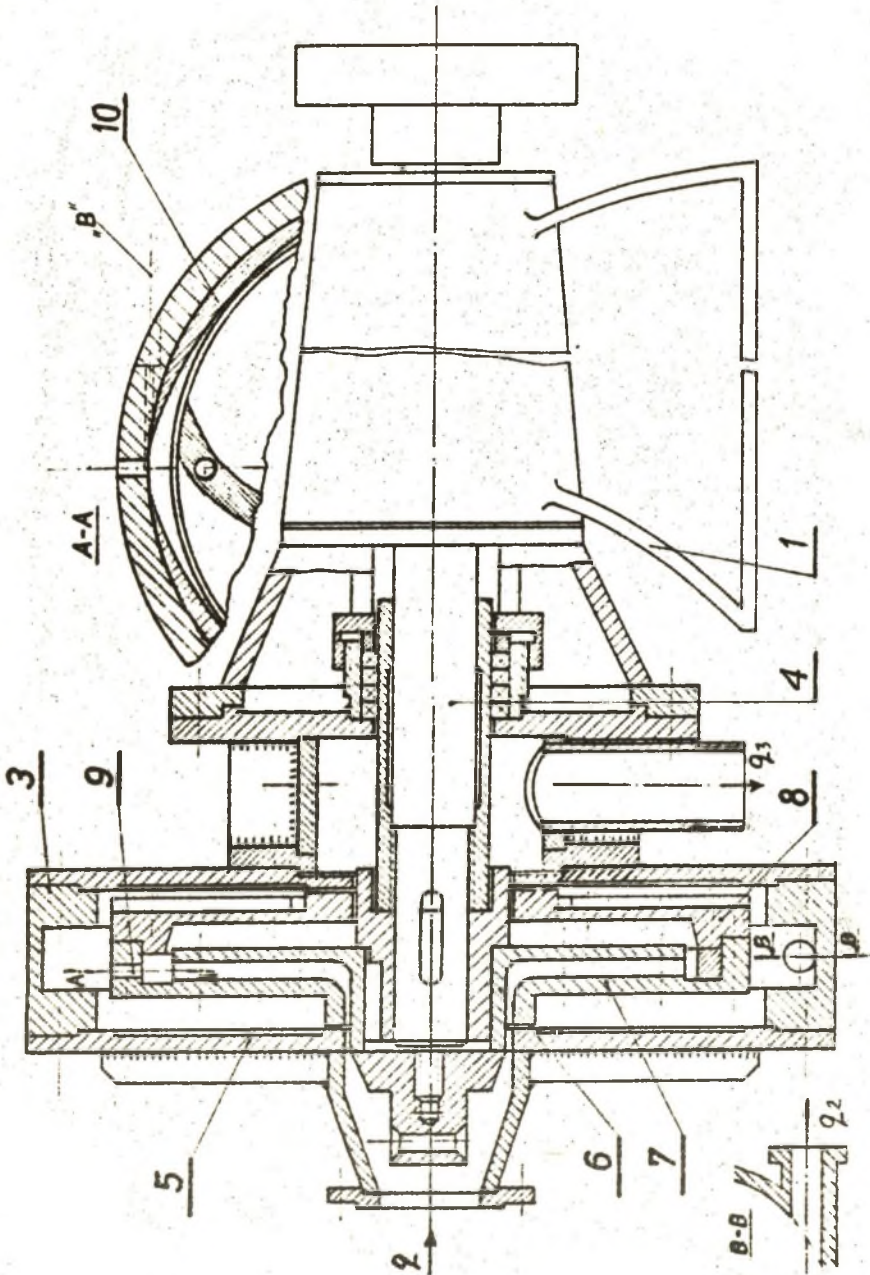
Prędkość  $w_2$  określa graniczną minimalną średnicę  $d_{\min}$  ziaren, które zostaną oddzielone od strumienia wody kierowanego pod tarczę odciążającą. Z wzoru (1) średnica  $d_{\min} = 0,081 \text{ mm}$ . Pomijając uproszczenia wprowadzone przy określeniu prędkości średniej można stwierdzić, że cząstki stałe o gęstości  $\rho > 2,5 \text{ g/cm}^3$  i średnicy  $d > 0,081 \text{ mm}$  zostaną oddzielone od strumienia wody kierowanego pod tarczę odciążającą w pompie OW-100A z separatorem zanieczyszczeń pokazany na rysunku 6.

## 2. Badania modelowe

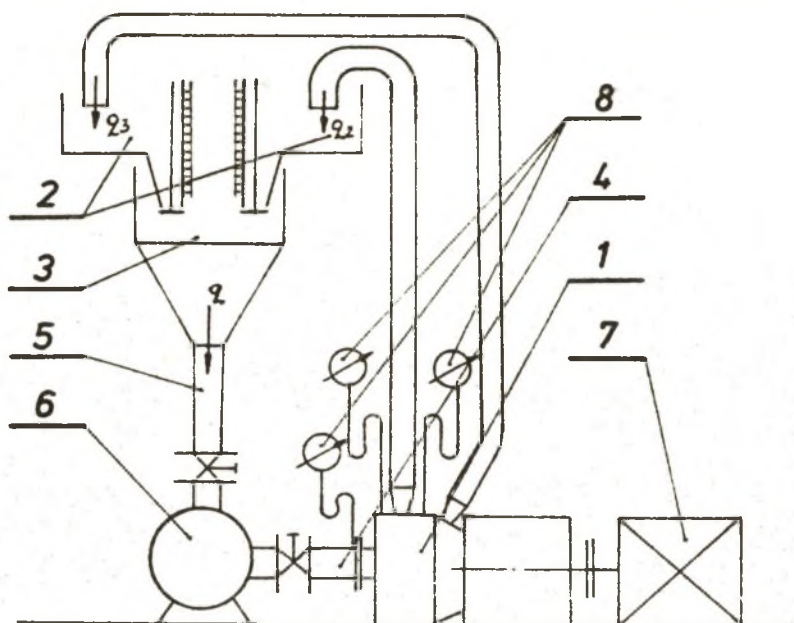
Model separatora zanieczyszczeń pokazany na rysunku 2 jest urządzeniem zbudowanym według wynalazku [1]. Składa się ze wspornika łożyskowego 1, do którego mocowany jest kadłub separatora złożony z komory cylindrycznej 3 zamkniętej pokrywą z króćcem dopływowym 5. Wewnątrz kadłuba znajduje się zespół wirujący osadzony na wale 4. Zespół wirujący składa się z tarczy środkowej 6 z piastą oraz z dwóch ścianek zewnętrznych 7 i 8 zamykających wewnętrzny kanał przedzielony tarczą środkową. Przednia ścianka 7 jest połączona z tarczą środkową 6 poprzez palisadę łopatek, tworząc wirnik pompy wirowej odśrodkowej. Wlot do wirnika ma szerokość 2 mm i ma za zadanie nie dopuszczenie większych zanieczyszczeń do zespołu wirującego. W ściance 7 zespołu wirującego wykonane są symetrycznie cztery otwory separujące 9. Wewnętrzna powierzchnia wkładki 10 między otworami 9 ma kształt pokazany na przekr. A-A, dzięki któremu uzyskuje się siłę odśrodkową spychającą cząstki stałe w kierunku otworów 9. Tarcza tylna 8 tworzy z tarczą odśrodkową 6 kanał powrotny, z którego wylot w kierunku osiowym jest skierowany do przestrzeni odpływowej w łączniku 2.

Strumień mieszaniny wody z ciałami stałymi tłoczony do separatora, rozdziela się na strumień  $q_2$  wypływający otworami separującymi 9 z zespołu wirującego i odpływający króćcem w obudowie 3 oraz na strumień  $q_3$ . Strumień  $q_2$  posiada zwiększoną ilość zanieczyszczeń na skutek wymuszonej siłą odśrodkową sedymentacji. Strumień  $q_3$  ze zmniejszoną ilością zanieczyszczeń przepływa kanałem powrotnym zespołu wirującego i dalej szczeliną osiową do przestrzeni odpływowej.





Rys. 2. Model separatora zanieczyszczeń



Rys. 3. Schemat instalacji pomiarowej

Badania przeprowadzono na instalacji pomiarowej, której schemat przedstawiono na rysunku 3. W mieszalniku 3 przygotowywano mieszaninę wody z popiołem o stałym składzie. Mieszanina była pompowana pompą o parametrach pracy:

$$Q = 125 - 200 \text{ l/min,}$$

$$Y = 375 - 275 \text{ J/kg,}$$

$$n = 2900 \text{ min}^{-1}$$

i kierowaną do modelu separatora 1. Strumienie  $q_2$  i  $q_3$  z separatora kierowano do zbiorników pomiarowych 2. Ze zbiorników pomiarowych mieszanina spływała na powrót do mieszalnika.

Badania przeprowadzono na mieszaninie wody z popiołem o składzie granulometrycznym [4]:

mm	1	0,5-1	0,1-5	0,9-1	0,63-0,09	0,45-0,63	0,32-0,45	0,2-0,032	0,02
%	0,5	2	5,8	6,9	7,8	9,1	12,2	29,6	35,1

Gęstość popiołu wynosiła  $2,29 \text{ g/cm}^3$ .

Ponieważ model separatora był napędzany silnikiem o prędkości obrotowej  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ , a promień  $r_2 = 0,12 \text{ m}$  (rys. 2), więc prędkość  $u = 18,22 \text{ m/s}$ . Dla natężenia przepływu przez model  $q = q_2 + q_3 = 4,388 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  względna prędkość w obszarze sedymentacji wynosi:

$$w = \frac{4,388 \cdot 10^{-3}}{2 \pi \cdot 0,12 \cdot 0,02} = 0,29 \text{ m/s}$$

Z obliczeń wzorem (1) wynika, że odseparowaniu ulegną ziarna o średnicy  $d > 0,048$  mm, które stanowią 33 % cząstek stałych w mieszaninie.

W rzeczywistości zjawisko ruchu mieszaniny w obszarze sedimentacji jest bardziej złożone, gdyż następuje oddzielenie strumienia  $q_2$ . Obliczenia wzorem (1) lub innymi formułami opisującymi sedimentację wymuszoną należy traktować jakościowo. Badania modelowe przeprowadzono dla otworów sedimentacyjnych o średnicach 3, 6, 7 i 8 mm.

### 3. Wyniki pomiarów

Mierzono ciśnienia  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$  na dopływie do modelu oraz na wypływie z modelu strumieni  $q_2$  i  $q_3$ .

Na wypływie z rurociągów strumieni  $q_2$  i  $q_3$  pobierano jednocześnie ich próbki o objętości około 0,5 l. Następnie ważono próbki oraz odsączoną i osuszoną zawartość ciał stałych. Określono udziały masowe popiołu w strumieniach  $q_2$ ,  $q_3$  i  $q$ :

$$z_2 = \frac{m_{2p}}{m_{2p} + m_{2w}} \quad (3)$$

$$z_3 = \frac{m_{3p}}{m_{3p} + m_{3w}} \quad (4)$$

$$z_{\text{śr}} = \frac{z_2 q_2 + z_3 q_3}{q_2 + q_3} \quad (5)$$

gdzie:  $m_{2p}, m_{3p}$  - masa ciał stałych w próbkach pobranych ze strumieni  $q_2, q_3$ ,  
 $m_{2w}, m_{3w}$  - masa wody w próbkach pobranych ze strumieni  $q_2$  i  $q_3$ .

Pierwszą serię pomiarów przeprowadzono dla otworów separujących o średnicy 3 mm wykonanych stycznie do wewnętrznej cylindrycznej powierzchni ścianki zespołu wirującego (rys. 2, szczególnie "B"). Stwierdzono, że nastąpiło zatkanie otworów i zanikło zjawisko separacji zanieczyszczeń. Dla zapobieżenia takiej sytuacji należy zastosować inne rozwiązanie wlotu do separatora. W niniejszych badaniach wlot był pierścieniem o szerokości 2 mm (rys. 2). Dla pompy z separatorem proponuje się wlot pokazany na rysunku 6, szczególnie "A".

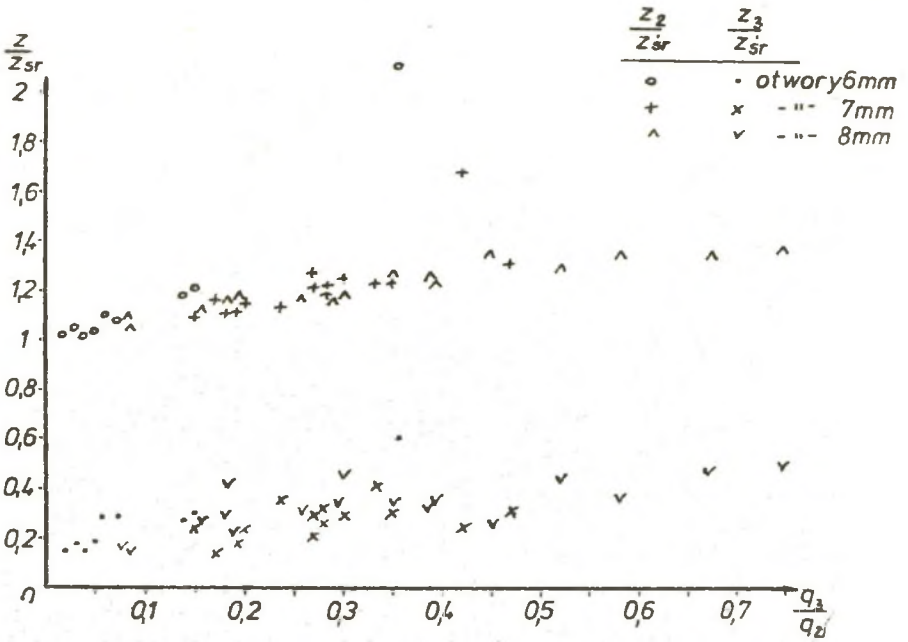
Dalsze pomiary przeprowadzono dla czterech otworów separujących 9 wykonanych promieniowo. Otwory 9 wykonano kolejno o średnicach 6, 7 i 8 mm.

Na wykresie (rys. 4) przedstawiono zależność stosunków udziałów zanieczyszczeń  $z_2/z_{\text{śr}}$  i  $z_3/z_{\text{śr}}$  od stosunków natężeń przepływów  $q_3/q_2$ . Z wykresu widać, że w całym badanym zakresie przepływów ilość zanieczyszczeń pozostająca w strumieniu  $q_3$  wahała się w zakresie od 0,1 - 0,4 średniej ilości zanieczyszczeń w strumieniu zasilającym  $q$ .

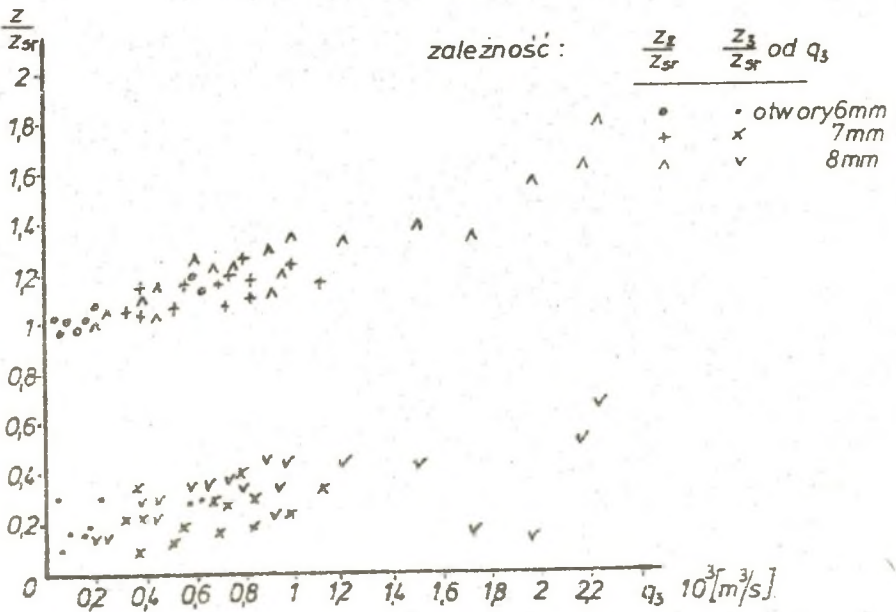
Na wykresie (rys. 5) przedstawiono zależność  $z_2/z_{\text{śr}}$  i  $z_3/z_{\text{śr}}$  od natężenia oczyszczonego strumienia  $q_3$ . Pewne pogorszenie skuteczności oddzielania zanieczyszczeń przy wzroście natężenia  $q_3$  wynika ze wzrostu prędkości względnego wypływu z separatora.

Badania przeprowadzone w odpowiednim szerokim zakresie zmian poszczególnych parametrów dowiodły, że urządzenie działa skutecznie i zgodnie z powyższą dokonaną oceną jakościową.





Rys. 4. Zależność  $z_2/z_{sr}$  i  $z_3/z_{sr}$  od  $q_3/q_2$  dla różnych otworów separatora  $d_s$



Rys. 5. Zależność  $z_2/z_{sr}$  i  $z_3/z_{sr}$  od natężenia przepływu  $q_3$

#### 4. Wyniki obliczeń hydraulicznych zespołu tarczy odciążającej z separatorem zanieczyszczeń według rysunku 1

Obliczenia przeprowadzono dla pompy OW-100A, której prędkość obrotowa wynosi  $n = 2955 \text{ min}^{-1}$ . Przyjęto pompę o liczbie stopni  $i = 10$ . Podstawowe wymiary stopnia i zespołu odciążającego z separatorem przedstawiono na rysunkach 1 i 6.

Potrzebne do obliczeń hydraulicznych wymiary pokazane na rysunkach 1 i 6 są następujące:

- wymiary wirnika pompy OW-100A

$$r_2 = 125 \text{ mm}, r_{sz} = 70 \text{ mm}, r_p = 35 \text{ mm},$$

- wymiary wlotu separatora według rysunku 6

$$r_w = 35 \text{ mm}, b_s = 2 \text{ mm}, l_s = 50 \text{ mm}, r_{sz} = 45 \text{ mm}, b_{sz1} = 0,2 \text{ mm}, l_1 = 40 \text{ mm},$$

- wymiary łopatek separatora: cztery łopatki o kącie  $\beta_2 = 90^\circ$

$$r_{1s} = 40 \text{ mm}, r_{2s} = 65 \text{ mm}.$$

Otwory separujące o średnicy  $d_2 = 6,5 \text{ mm}$  i średnicy wlotowej  $d_3 = 2 r_3 = 144 \text{ mm}$ . Średnica bębna separatora  $d_4 = 2n = 160 \text{ mm}$ .

Kanał dośrodkowy separatora o szerokości  $b_r = 12 \text{ mm}$ . Wylot z separatora o szerokości  $b_w = 2 \text{ mm}$  i długości  $l_w = 40 \text{ mm}$ ,  $r_{sz} = 45 \text{ mm}$ ,  $b_{sz2} = 0,2 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 25 \text{ mm}$ .

Wirnik separatora na tylnej zewnętrznej ściance posiada zębra o szerokości  $e = 3 \text{ mm}$ , a odległość do ścianki kadłuba wynosi  $c = 10 \text{ mm}$ .

Szczelina osiowa przed tarczą odciążającą posiada długość  $l_3 = 62 \text{ mm}$  i szerokość  $b_{sz3} = 0,2 \text{ mm}$ .

Tarcza odciążająca posiada pierścienie o wymiarach:  $r_{tw} = 67,5 \text{ mm}$  i  $r_t = 87,5 \text{ mm}$ .

Dla nominalnych parametrów pracy pompy, w zespole separatora występują następujące przepływy oznaczone według rysunku 6, które wynoszą [7,8]:

$$q = 4,933 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = q_s + q_{sz1} = q_2 + q_3$$

$$q_s = 4,388 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = q_{3-4} + q_w$$

$$q_{sz1} = 0,545 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_{3-4} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_w = 1,828 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = q_3 + q_{sz2}$$

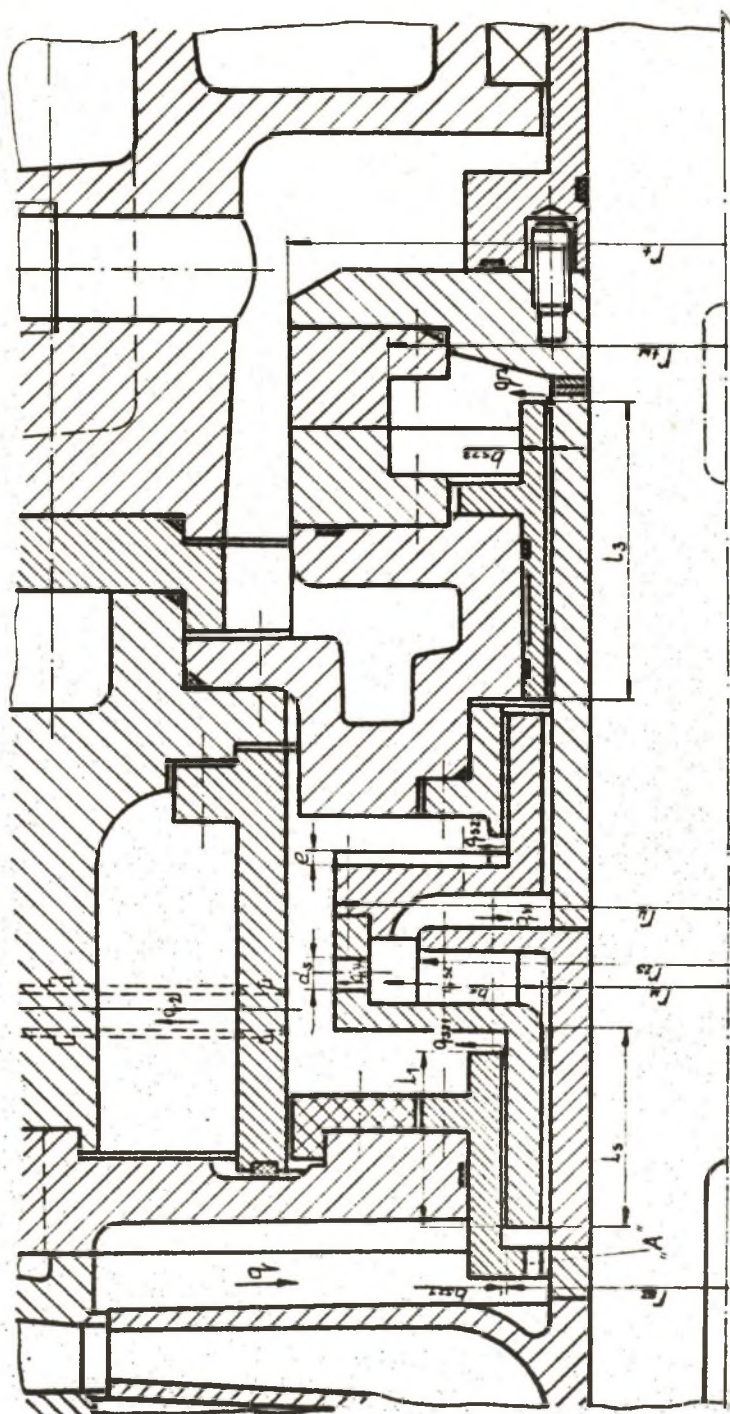
$$q_{sz2} = 0,489 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_2 = 3,49 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_3 = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Dopływ  $q$  do zespołu tarczy odciążającej z separatorem wynosi około 27 % wydajności pompy  $Q = 18,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ . Ponieważ przez tarczę odciążającą przepływa  $q_3 = q_t = 1,34 \text{ m}^3/\text{s}$ , więc strumień ze zwiększoną ilością zanieczyszczeń odprowadzany za przedostatni stopień będzie miał wydajność:





rys. 6. Zespół tarczy odciążającej z separatorem

$$q_2 = 3,49 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Straty wolumetryczne w odniesieniu do pompy 10-stopniowej wyniosą:

$$\begin{aligned} q_v &= q_3 + \left(\frac{1}{1-1}\right) q_2 = (1,34 + \frac{1}{10-1} 3,49) 10^{-4} = \\ &= (1,34 + 0,388) 10^{-3} = 1,728 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}, \end{aligned} \quad (6)$$

co stanowi 9,4 % wydajności pompy. Zastosowanie separatora powoduje obniżenie wolumetrycznej sprawności pompy o około 2 %.

Ze zmianą parametrów pracy pompy, np. na skutek dławienia nastąpi też zmiana przepływów w zespole tarczy odciążającej z separatorem, jednakże przy pracy pompy w zakresie najwyższych sprawności rząd wartości obliczanych wielkości nie zmieni się.

Zastosowanie separatora zwiększy straty brodzenia zespołu wirującego pompy. Pobór mocy przez silnik napędzający model w niniejszych badaniach wynosił  $N_S = 3,5$  kW i praktycznie nie zmieniał się przy zmianach przepływów w badanym zakresie. Zakładając podobieństwo przepływów, pobór mocy brodzenia przez zespół wirujący obliczanego separatora dla pompy OW-100A można określić ze wzoru

$$N = N_S \left(\frac{r_4}{r_{4m}}\right)^5 \left(\frac{\omega}{\omega_m}\right)^3 = 3,5 \left(\frac{0,08}{0,155}\right)^5 \left(\frac{309,4}{154,7}\right)^3 = 1,07 \text{ kW}$$

Dodatkowe straty brodzenia stanowią około 0,3 % poboru mocy 10-stopniowej pompy OW-100A.

## 5. Wnioski

Przytoczone wyniki badań i obliczeń pozwalają stwierdzić, że separator [1] skutecznie zmniejszy erozję tarczy odciążającej w przypadku pompowania wody zanieczyszczonej cząstkami ścierającymi. Warunkiem jego skutecznego działania jest nie dopuszczenie do zatkania otworów separujących przez odpowiedzialną konstrukcję wlotu do separatora. Dodatkowe straty wolumetryczne i brodzenia należy rozpatrywać analizując całokształt zagadnienia eksploatacji i remontów pomp w danych warunkach, jak też biorąc pod uwagę inne rozwiązania konstrukcyjne pomp [5,6].

## 6. Literatura

- [1] Szczyński A., Kańtoch W.: Układ wysokociśnieniowy wewnętrznego oczyszczania cieczy w pompach wirowych, patent polski nr 135737 udzielony dnia 1985.04.05.
- [2] Szczyński A., Kańtoch W.: Układ odciążenia osiowego pomp wielostopniowych zgłoszenie patentowe nr P-2390255 z dnia 1982.11.12.
- [3] Palarski J.: Hydrotransport, WNT, Warszawa 1982.
- [4] Rokita J.: Właściwości erozyjne mieszanin odpadów paleniskowych z wodą, V seminarium transportu i sedymentacji cząstek stałych, Wrocław 1984. 09.03-07.

- [5] Korczak A.: Analiza konstrukcji pompy wirowej odśrodkowej wielostopniowej do hydrotransportu, V seminarium transportu i sedymentacji cząstek stałych, Wrocław 1984.09.03-07.
- [6] Zarzycki M., Korczak A., Rokita J.: Aktualne i perspektywiczne zagadnienia w konstrukcji i technologii pomp do hydraulicznego transportu ciał stałych, V seminarium transportu i sedymentacji cząstek stałych, Wrocław 1984.09.03-07.
- [7] Gerlich J., Jaszek Z., Trybus P.: Badania modelowe separatora zanieczyszczeń, praca dyplomowa, Gliwice 1985-86.
- [8] Korczak A., Trybus P., Jaszek Z., Gerlich J.: Badania modelowe skuteczności oczyszczania wody w układzie tarczy odciążającej według projektu ZPMG POWEN, Gliwice 1986.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Adam KLICH

Wpłynęło do Redakcji 1987.05.21

СЕПАРАТОР МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ В ГРУППЕ ОБЛЕГЧАЮЩЕГО ДИСКА  
ЛОПАСТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО НАСОСА

Р е з ю м е

В работе представлена конструкция центробежного сепаратора механических примесей жидкости подводимой к облегчающему диску лопастного центробежного многоступенчатого насоса. Целью применения этого устройства является уменьшение количества механических примесей, протекающих через щель диска и вызывающих его эрозию. Описан лабораторный стенд, на котором были проведены модельные исследования центробежного сепаратора, имитируя течения, образующиеся в насосе. Представлены результаты исследований влияния конструктивных свойств сепаратора и параметров работы на эффективность очистки. Представлены результаты гидравлических расчётов и конструкция сепаратора, предлагающаяся для насоса типа OW-100A.

SEPARATOR OF MECHANICAL IMPURITIES IN THE BALANCE DISK UNIT  
OF IMPELLER CENTRIFUGAL MULTI , STAGE PUMP

S u m m a r y

The paper deals with the construction of centrifugal separator of mechanical impurities of the liquid led under the balance disk of impeller centrifugal multi - stage pump. The aim of applying this device is reducing the amount of mechanical impurities flowing through the disk slot end causing its erosion. The test stand on which some model tests of the centrifugal separator were carried out, simulating the flows present in the pump, has been described. The



test results of the influence of design features of the separator and the work parameters on the cleaning effectiveness have been presented. The results of hydraulic calculations and the construction of separator suggested for the pump OW-100A have been introduced.