ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1995
Seria: ENERGETYKA z. 125 Nr kol. 1280

Maciej ZARZYCKI, Jan RDUCH
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska

ODZYSK ENERGII HYDRAULICZNEJ ZA POMOCĄ POMP WIROWYCH WIELOSTOPNIOWYCH W RUCHU TURBINOWYM

Streszczenie. W publikacji przedstawiono wybrane wyniki badań zrealizowanych w Laboratorium Zakładu Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej dotyczące pomp wirowych wielostopniowych w ruchu pompowym i turbinowym. Podano wyniki ankiety przeprowadzonej w kopalniach węgla kamiennego dotyczące możliwości odzysku energii za pomocą maszyn hydraulicznych. Zaprezentowano stanowiska do badań pomp oraz przeanalizowano własności maszyn hydraulicznych wirowych w obu reżimach pracy. Podano wnioski wynikające z omawianych serii badań. Analizę i badania przeprowadzono w ramach realizacji projektu badawczego pt. „Odzysk energii traconej w różnych procesach technologicznych za pomocą hydraulicznych maszyn wirowych".

THE RECOVERY OF HYDRAULIC ENERGY BY MEANS OF IMPELLER MULTI–STAGE PUMPS APPLIED AS HYDRAULIC TURBINES

Summary. The paper provides selected experimental results of investigations impeller multi–stage pumps applied as pumps and turbines carried out in the Laboratory of Hydraulic Machines and Installations at the Technical Universty of Silesia. The results of questionnaire concerning the possiblity to recover the energy by means of hydraulic machines, carried out in colliers has been described. The test–stands for investigations of impeller pumps applied as turbines have been presented. The properties of hydraulic impeller machines have been analysed in both modes of operation. Basing on the measurements series conclusions have been drawn. Both the analysis and investigations have been carried out within the scope of the realized research project „The recovery of waste energy by means of hydraulic machines".

RÜCKGEWINNUNG HYDRAULISCHER ENERGIE DURCH MEHRSTUFFIGEN KREISELPUMPEN IM TURBINENBETRIEB

Zusammenfassung. In diesem Aufsatz wurden ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen von mehrstuffigen Kreiselpumpen im Pumpen– und Turbinenbetrieb vorgestellt, die im Labor der hydraulischen Maschinen und Einrichtungen der Technischen Universität in Gliwice durchgeführt worden waren. Es wurden auch Resultate der Umfrage in Steinkohlenbergwerken über die Möglichkeit der Energierückgewinnung durch hydraulische Maschinen gegeben. Die Versuchstande für Punpenuntersuchungen wurden vorgelegt und die Eigenschaften der hydraulischen Kreiselmaschinen in beiden Betriebsbedingungen erörtert. Die aus Reihen von Messungen der hydraulischen Maschinen hervorgehende Schlußsvolgerungen sind zusammengefügt worden. Diese Untersuchungen und eine detalierte Analyse waren in Rahmen des Wissenschaftprojekts u.T. „Rückgewinnung einer verschwundenen Energie in Produktionsprozessen durch hydraulische Kreiselpumpen" gemacht worden.

1. WPROWADZENIE

Realizując prace ukierunkowane na zwiększenie oszczędności energii w coraz większym zakresie zaczyna się zwracać uwagę na racjonalne wykorzystanie zasobów energetycznych, w tym także źródeł odnawialnych energii jak: wody, wiatru, słońca, źródeł geotermicznych i biogazu.

Niezależnie od wykorzystania energii wody w Małych Elektrowniach Wodnych zwraca się uwagę na potencjalne źródła energii w procesach przemysłowych, w których ze względów technologicznych dokonuje się rozprężania cieczy [3, 4, 6, 10, 13]. Aktualnie do tego celu najczęściej są stosowane zawory dławiące zmniejszające ciśnienie cieczy bez wykorzystania do pracy użytecznej. Ten sposób, wprawdzie łatwy do zrealizowania, ale związany jest ze stratami. Aby temu zapobiec, można stosować maszyny hydrauliczne. Maszynami stosowanymi do rekuperacji energii mogą być turbiny hydrauliczne (wodne) dotychczas stosowane w Małej Energetyce Wodnej (Kaplana, śmigłowe, rurowe, Francisa, Banki–Michella, Peltona) oraz w celu obniżenia kosztów inwestycyjnych instalacji również pompy wirowe w ruchu turbinowym (o różnych liczbach stopni i układach konstrukcyjnych).

Ponieważ aktualnie w kraju nie buduje się seryjnie małych turbin hydraulicznych, które mogłyby być stosowane do rekuperacji energii, dlatego zajęcie się zagadnieniem pomp wirowych w ruchu turbinowym, które produkowane są w kraju, jest celowe i uzasadnione.

W ruchu turbinowym dla niższych ciśnień (mniejszych spadów) stosuje się pompy wirowe jednostopniowe, a dla wyższych ciśnień (spadów) pompy wirowe wielostopniowe. Ponieważ zastosowanie pomp wirowych do pracy turbino-

wej jest mniej rozeznane i upowszechnione, dlatego badania teoretyczne i doświadczalne dotyczące tego zagadnienia podjęto w ramach projektu badawczego pt. „Odzysk energii traconej w różnych procesach technologicznych za pomocą hydraulicznych maszyn wirowych" finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

Zajęto się między innymi zagadnieniami zastosowania pomp wirowych w ruchu turbinowym do odzysku energii traconej w instalacjach, w których występuje redukcja ciśnienia bądź zrzuty cieczy.

Aby właściwie wykorzystać potencjał naukowy pracowników zajmujących się maszynami i urządzeniami hydraulicznymi oraz istniejące w laboratoriach stanowiska badawcze i przyspieszyć opracowanie projektu badawczego, a więc zmniejszyć nakłady finansowe, badania były realizowane w Zakładzie Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych Politechniki Sląskiej w Gliwicach oraz w Zakładzie Dynamiki Cieczy Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Badania dotyczące pomp wirowych jednostopniowych były prowadzone w IMP PAN Gdańsk [1,5], a prace w zakresie pomp wirowych wielostopniowych były realizowane w Politechnice Sląskiej [2, 9, 11].

Nadmienić należy, że w literaturze naukowej i technicznej na temat pracy pomp wirowych wielostopniowych w ruchu turbinowym dotychczas było bardzo mało publikacji.

W tej publikacji przedstawiono wybrane wyniki uzyskane z badań pomp wirowych wielostopniowych w ruchu pompowym i turbinowym.

2. PRZEGLĄD MOŻLIWYCH ZASTOSOWAŃ W PRZEMYŚLE WĘGLOWYM

W celu zorientowania się w rzeczywistym wymiarze zjawiska, zinwentaryzowania istniejących w kopalniach zrzutów cieczy, poznania ich parametrów energetycznych i oceny opłacalności odzysku ich energii i uzasadnienia podjęcia prac nad potrzebnymi do tego celu maszynami hydraulicznymi przeprowadzono w 1992r. w kopalniach ankietyzację.

W tym okresie w polskim przemyśle węglowym działało 70 głębinowych kopalń węgla kamiennego. Do wszystkich tych kopalń wysłano ankietę wraz z pismem wyjaśniającym jej cel. Wypełnioną ankietę nadesłało 38 kopalń. W 18 z nich ma miejsce niewykorzystany zrzut cieczy. Pełne dane charakteryzujące niewykorzystane zasoby energii cieczy ujęto w publikacji [10].

Jednym ze sposobów wykorzystania energii wód zrzucanych w kopalniach węgla kamiennego może być jej zamiana na energię elektryczną w zespołach: turbina hydrauliczna – generator prądu elektrycznego. Przyjmując, że kopalnia byłaby zainteresowana zainstalowaniem takiego zespołu przy wartości uzyskanej energii elektrycznej minimum K_{el} = 100 mln zł w skali roku, moc wymaganego do tego cieku N_c można wstępnie oszacować na:

$$N_c = \frac{K_{el}}{\eta_T \cdot \eta_G \cdot \tau \cdot k_j} = \frac{1\,000\,000\,000}{0{,}6 \cdot 0{,}8 \cdot 7500 \cdot 1200} = 23{,}15\ [kW]$$

gdzie:

$\eta_T = 0{,}6$ – sprawność turbiny,

$\eta_G = 0{,}8$ – sprawność generatora,

$\tau = 7500$ [h] – czas eksploatacji zespołu w skali roku,

$k_j = 1200$ [zł/kW] – cena energii elektrycznej (cena 1 kWh oraz opłata stała za moc znamionową czynną i bierną w 1992 r.).

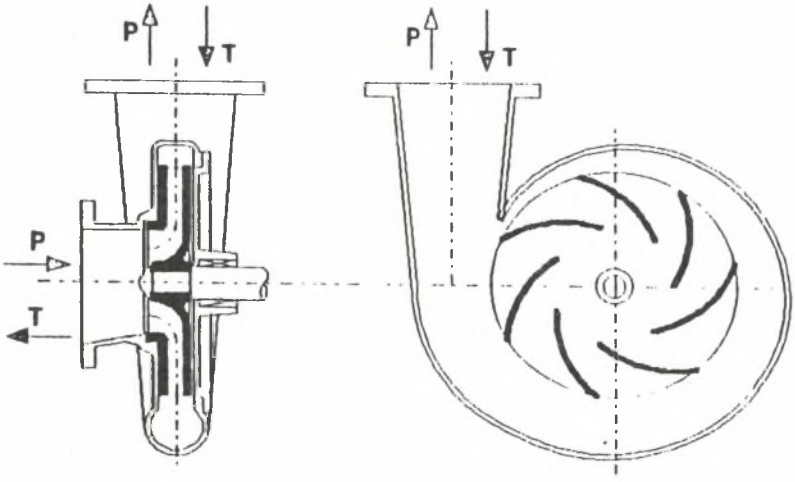
Z danych otrzymanych z kopalń wynika, że taki warunek spełnia siedem z rozpoznanych cieków, przy czym w czterech z nich zysk ten byłby ponad dwukrotnie wyższy. W ekstremalnym wymiarze w jednej z kopalń liczona według wyżej wymienionych założeń wstępnych wartość uzyskanej w skali roku energii elektrycznej wyniosłaby (według cen w 1992 r.) ponad 900 mln zł. Sumaryczna wartość energii elektrycznej uzyskanej w ciągu jednego roku z wyżej wymienionych siedmiu cieków wyniosłaby (według cen w 1992 r.) 2122 mln zł.

Niezależnie od wykorzystania zrzutu cieków podziemnych występuje możliwość odzysku energii traconej również i na powierzchni, np. w zakładach przeróbki mechanicznej.

3. MASZYNY HYDRAULICZNE WIROWE W RUCHU POMPOWYM I TURBINOWYM

Pompy są maszynami roboczymi przenoszącymi energię mechaniczną pobraną ze źródła zewnętrznego na ciecz (bądź np. mieszaninę cieczy i ciał stałych) przez nią przepływającą. Pompy zabudowane w układach lub instalacjach pompowych służą do podnoszenia cieczy z poziomu niższego na poziom wyższy bądź przetłaczanie cieczy z obszaru o ciśnieniu niższym do obszaru o ciśnieniu wyższym. W pompach ciecz dopływa do króćca dopływowego (ssawnego) pod niskim ciśnieniem (o niskiej energii), a następnie przepływając przez wirnik pobiera energię mechaniczną i wypływa przez króciec tłoczny pod wyższym ciśnieniem (rys. 1 – „P").

Natomiast maszyny hydrauliczne przetwarzające energię cieczy na pracę użyteczną są silnikami hydraulicznymi. W przypadku maszyn wirowych tymi silnikami hydraulicznymi są turbiny hydrauliczne (wodne) lub pompy wirowe pracujące w ruchu turbinowym. W silnikach hydraulicznych ciecz dopływa przez króciec dopływowy pod wysokim ciśnieniem i następnie w wirniku oddaje energię hydrauliczną (zamienianą na energię mechaniczną) i wypływa przez króciec odpływowy pod zmniejszonym ciśnieniem (rys. 1 – „T").

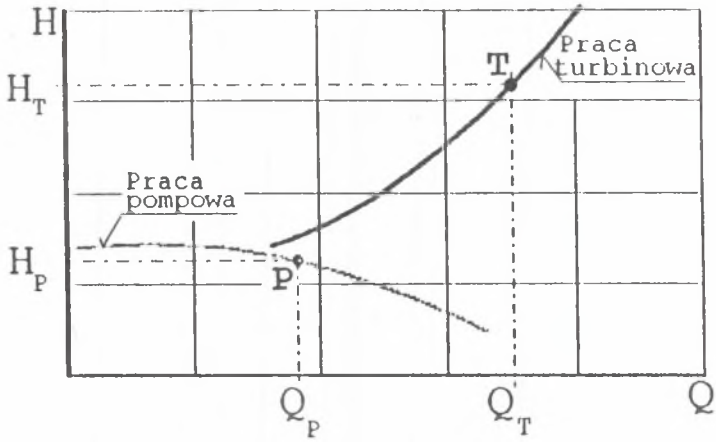


Rys. 1. Schemat konstrukcyjny pompy wirowej jednostopniowej. P – ruch pompowy, T – ruch turbinowy

Fig. 1. Scheme of a one–stage impeller pump. P – used as fluide mover, T – used as hydraulic turbine

Pod względem energetycznym praca turbinowa stanowi odwrócenie pracy pompowej. Pompy wirowe pracujące w ruchu turbinowym posiadają przeciwny kierunek obrotów wirnika jak w ruchu pompowym.

Przemiany energetyczne w wirowej maszynie hydraulicznej (pompie bądź turbinie) przy przepływie izotermicznym nieściśliwej cieczy nielepkiej przez wirnik o nieskończenie wielkiej liczbie łopatek (przepływ osiowo–symetryczny) opisane są równaniem Eulera dla maszyn wirowych. W rzeczywistej maszynie wirowej (przepływ cieczy lepkiej, wirnik o skończonej liczbie łopatek) parametry pracy są, w zależności od reżimu pracy, niższe bądź wyższe. W przypadku pracy pompowej użyteczne parametry pracy maszyny są mniejsze od parametrów teoretycznych o sprawność przekazywania energii w wirniku o skończonej liczbie łopatek i straty hydrauliczne związane z przepływem cieczy lekkiej. Natomiast w pracy turbinowej konieczne jest dostarczenie do wirnika więcej energii (o straty jak wyżej), niż to wynika z parametrów teoretycznych. Jeżeli dana pompa w pracy pompowej osiąga parametry znamionowe w punkcie „P" (rys. 2.), to ta sama maszyna stosowana jako turbina wymaga dostarczenia więcej energii, określonej parametrami punktu „T" (rys. 2.)



Rys. 2. Charakterystyki pompy w ruchu pompowym i turbinowym

Fig. 2. Performance of a pump in pump duty and turbine duty

4. SCHEMATY ROZWIĄZAŃ NAPĘDÓW ZA POMOCĄ TURBIN HYDRAULICZNYCH BĄDŹ POMP WIROWYCH W RUCHU TURBINOWYM

Turbiny hydrauliczne (wodne) bądź pompy wirowe w ruchu turbinowym mogą napędzać maszyny robocze bezpośrednio bądź pośrednio poprzez odpowiednie przekładnie. W przypadku jeżeli maszyną roboczą jest generator elektryczny i energia elektryczna przekazywana jest do systemu energetycznego (bądź gdy tego wymagają warunki ruchowe), to turbozespół hydrauliczny musi być wyposażony w odpowiednią automatykę i regulację.

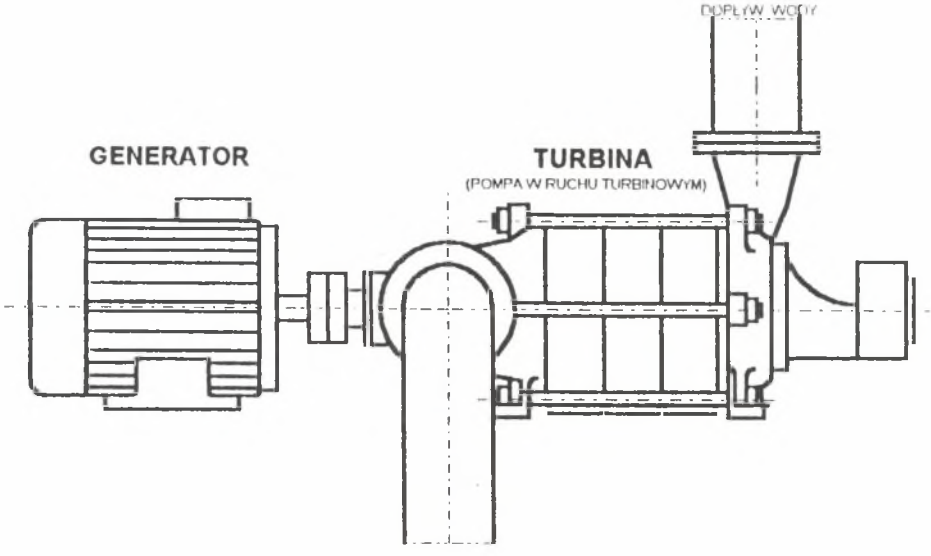
Z różnych możliwych rozwiązań technicznych poniżej omówiono trzy przypadki najczęściej stosowanych rozwiązań napędów. Pokazano turbozespoły hydrauliczne składające się z:

- turbiny (bądź pompy w ruchu turbinowym) i generatora elektrycznego (rys. 3),
- turbiny (bądź pompy w ruchu turbinowym) i pompy wirowej (lub innej maszyny roboczej), (rys. 4),
- turbiny (bądź pompy w ruchu turbinowym), pompy wirowej (lub innej maszyny roboczej) i dodatkowo silnika elektrycznego (rys. 5).

Rozwiązanie przedstawione na rysunku 3 jest dotychczas powszechnie stosowane w małych elektrowniach wodnych (MEW). Rozwiązanie to może być

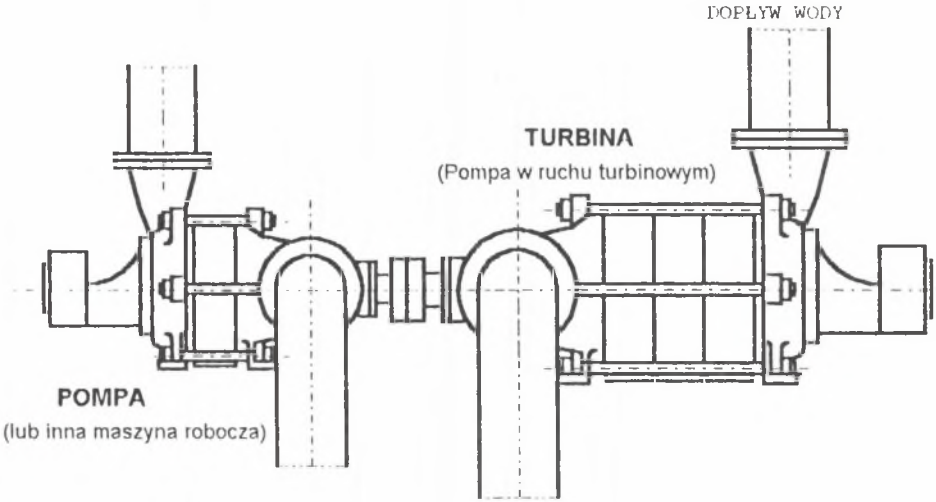
stosowane także do odzysku energii traconej w różnych procesach technologicznych, zwłaszcza wtedy gdy nie jest możliwe zastosowanie rozwiązań przedstawionych poniżej. Zaletą tego rozwiązania jest bezpośredni napęd generatora elektrycznego. W rozwiązaniu tym mogą być stosowane generatory prądu przemiennego (synchroniczne lub asynchroniczne) lub stałego. Generatory asynchroniczne można stosować wyłącznie w „sieciach sztywnych", w których parametry prądu są utrzymywane przez generatory synchroniczne. Dla małych mocy jako generatory asynchroniczny można stosować standardowe silniki asynchroniczne. Zastosowanie generatorów synchronicznych bądź generatorów prądu stałego wymaga stosowania odpowiednich układów regulacji. Można je jednak stosować również w sieciach wydzielonych.

Rozwiązanie podane na rysunku 4 jest stosowane w różnych układach technologicznych. W tym przypadku turbina hydrauliczna (wodna) bądź pompa w ruchu turbinowym napędza maszynę roboczą (inną jak generator elektryczny). Rozwiązanie to może być również stosowane do rekuperacji energii w różnych instalacjach przemysłowych, tam gdzie ciecz odpływa z układu technologicznego pod ciśnieniem. Rozwiązanie to podczas badań z pompą wirową wielostopniową w ruchu turbinowym było zrealizowane w jednej z kopalń węgla w zakładzie przeróbki mechanicznej. Zaletą tego



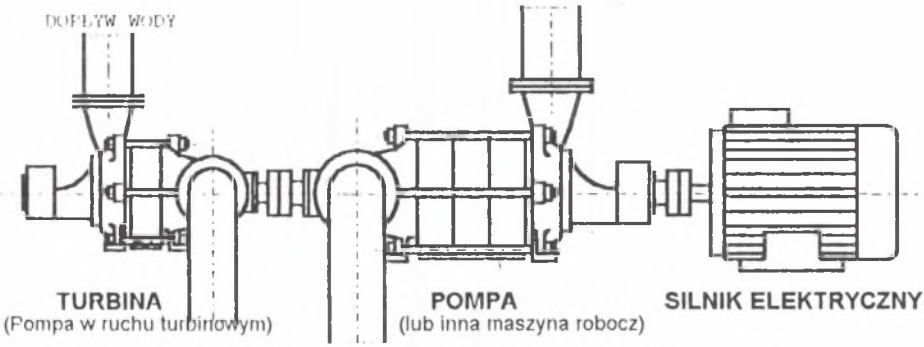
Rys. 3. Zespół turbina – generator

Fig. 3. A unit hydraulic turbine/electric generator



Rys. 4. Zespół turbina – maszyna robocz.

Fig. 4. A unit hydraulic turbine/working machine



Rys. 5. Zespół turbina – maszyna robocza – silnik elektryczny

Fig. 5. A unit hydraulic turbine/working machine/electric motor

rozwiązania jest polepszenie bilansu energetycznego całego układu technologicznego na skutek odzysku energii, która normalnie byłaby bezpowrotnie stracona dla celów użytecznych.

Rozwiązanie pokazane na rysunku 5 jest również stosowane w różnych instalacjach (układach technologicznych) do odzysku energii. W rozwiązaniu podanym w tym przykładzie turbina hydrauliczna (wodna) bądź pompa w ruchu turbinowym napędza pompę wirową (lub inną maszynę roboczą). Niedobór mocy do napędu maszyny roboczej dostarcza silnik elektryczny. Zaletą takiego rozwiązania jest rekuperacja energii przy stosunkowo prostym rozwiązaniu turbozespołu hydraulicznego. Napęd maszyny roboczej za pomocą dwu silników (hydraulicznego i elektrycznego) wymaga jednak odpowiedniej automatyki i regulacji utrzymujących stałą prędkość obrotową oraz umożliwiających właściwe uruchomienie, prowadzenie w ruchu i zatrzymywanie turbozespołu.

W systemach odzysku energii hydraulicznej, ze względów energetycznych, inwestycyjnych i eksploatacyjnych, najbardziej korzystne jest rozwiązanie z bezpośrednim napędem maszyny roboczej przez turbinę – pompę w ruchu turbinowym (rys. 4). W bilansie energetycznym rozporządzalna energia hydrauliczna zamieniana jest na pracę mechaniczną ze sprawnością zastosowanej turbiny. Bezpośredni napęd wielu maszyn roboczych (np. pompy wirowe, wentylatory, itp.) nie wymaga specjalnych układów regulacji i zabezpieczeń. Inwestycja jest więc tania, a eksploatacja łatwa. Wytwarzanie energii elektrycznej (rys. 3) w systemach rekuperacji energii hydraulicznej jest rozwiązaniem mniej efektywnym pod względem energetycznym i inwestycyjnym i jest zalecane tylko wtedy, gdy nie można zastosować napędu bezpośredniego maszyny roboczej. Napęd turbiną hydrauliczną (pompą w ruchu turbinowym) i silnikiem elektrycznym (rys. 5) pod względem energetycznym jest porównywalny z rozwiązaniem według rysunku 4, jednak jest nieco droższy (konieczne układy automatyki i regulacji) oraz bardziej kłopotliwy w eksploatacji. Stosowany on jest między innymi w instalacjach chemicznych, w procesach oczyszczania gazów technologią mokrą.

5. BADANIA LABORATORYJNE POMP WIROWYCH W RUCHU POMPOWYM I TURBINOWYM

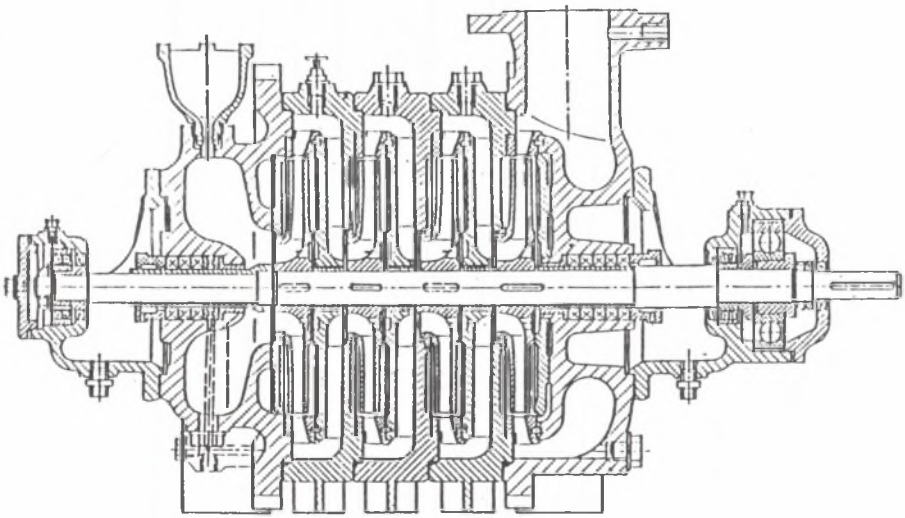
Badano pompy wirowe odśrodkowe wielostopniowe produkcji Zabrzańskiej Fabryki Maszyn „POWEN" na specjalnie przygotowanych stanowiskach w Laboratorium Zakładu Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych Politechniki Śląskiej. Pompa wirowa OS–80M/2 następnie była badana w kopalni węgla podczas eksploatacji.

5.1. Przedmiot badań

Przedmiotem badań laboratoryjnych były pompy wirowe wielostopniowe średniociśnieniowe typu OS–80R/3, OS–80M/2 oraz zespół turbina (pompa OS–80M/2 w ruchu turbinowym) – maszyna robocza (pompa PŁP–50).

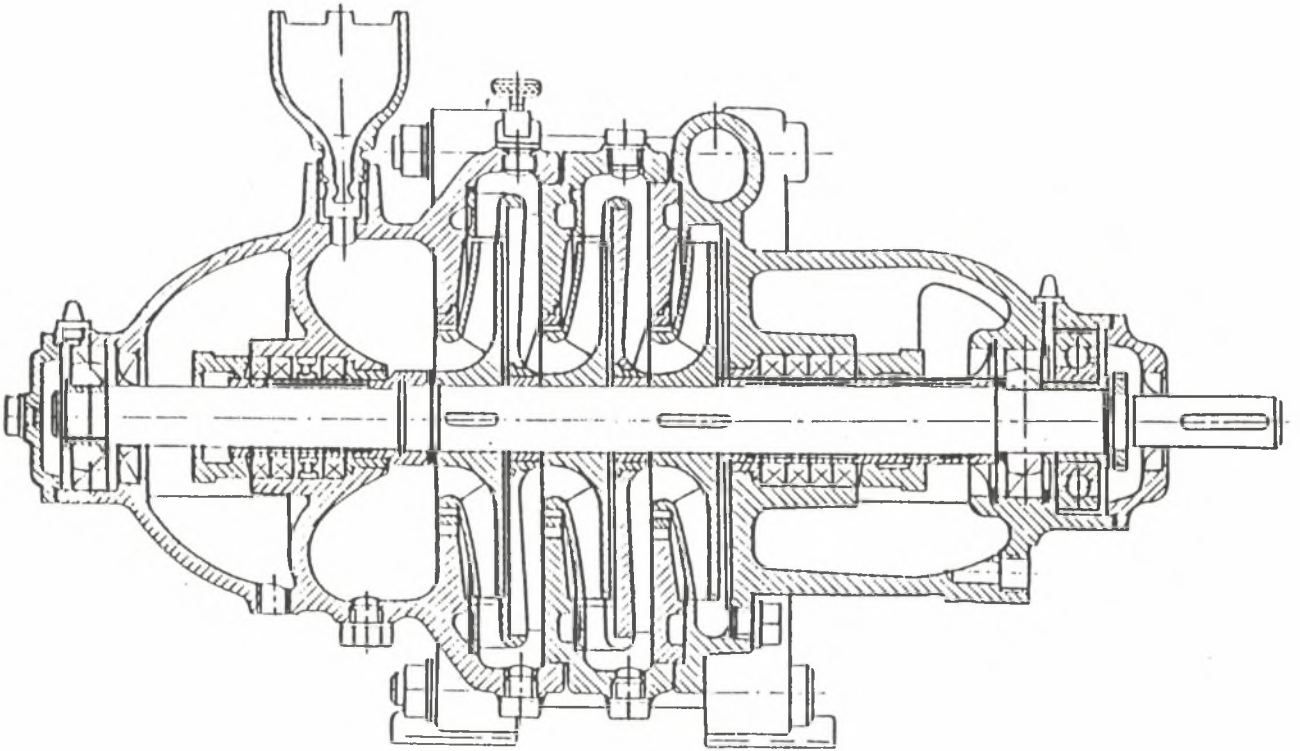
Badana pompa wirowa odśrodkowa OS–80R/3 [7] jest maszyną wirową trójstopniową w układzie poziomym. Posiada łopatkowe wirniki jednostrumieniowe zamknięte oraz łopatkowe kierownice odśrodkowe i dośrodkowe oraz bezłopatkowe przewały. Kadłub maszyny dzielony jest w płaszczyznach prostopadłych do osi wału, króciec dopływowy (ssawny) usytuowany jest poziomo–bocznie, a króciec tłoczny skierowany jest ku górze. Pompa posiada dławnice ze szczeliwem miękkim. Wał ułożyskowany jest w łożyskach tocznych. Napór osiowy równoważony jest za pomocą otworów odciążających w wieńcach tylnych wirników oraz łożyska tocznego. Pompa przystosowana jest do napędu bezpośredniego od silnika elektrycznego. Na rysunku 6 pokazano pompę OS–80R w wykonaniu czterostopniową.

Badana pompa wirowa odśrodkowa OS–80M/2 jest maszyną dwustopniową i różni się od pompy OS–80R/3 głównie rozwiązaniem konstrukcyjnym układu przepływowego. Maszyna ta za wirnikiem ostatniego stopnia posiada tylko



Rys. 6. Pompa wirowa OS–80R

Fig. 6. The impeller pump OS–80R



Rys. 7. Pompa wirowa OS–80M

Fig. 7. The impeller pump OS–80M

bezłopatkowy kanał zbiorczy bez łopatkowej kierownicy odśrodkowej. Na rysunku 7 pokazano pompę OS–80M trójstopniową.

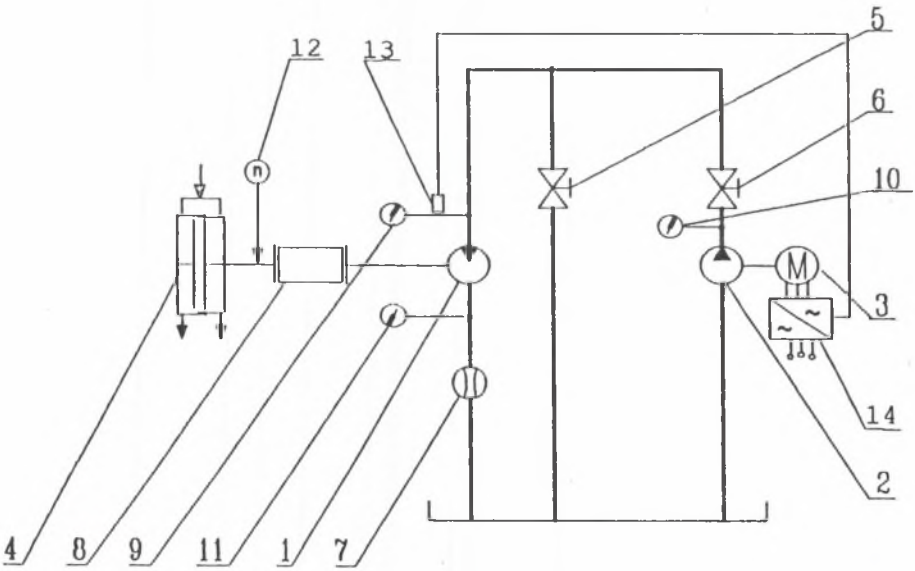
W zespole turbina – maszyna robocza maszyną napędzaną była pompa wirowa odśrodkowa jednostopniowa PŁP–50 [8].

Pompa OS–80R/3 była maszyną nową, natomiast pompy OS–80M/2 i PŁP–50 były maszynami nienowymi, o znacznym stopniu zużycia.

5.2. Stanowiska badawcze

- Stanowisko do badania pomp w ruchu turbinowym składa się z dwóch układów:
- wytwarzania energii, w którym instalowana była badana turbina (pompa w ruchu turbinowym),
- hamowania (pochłaniania energii).

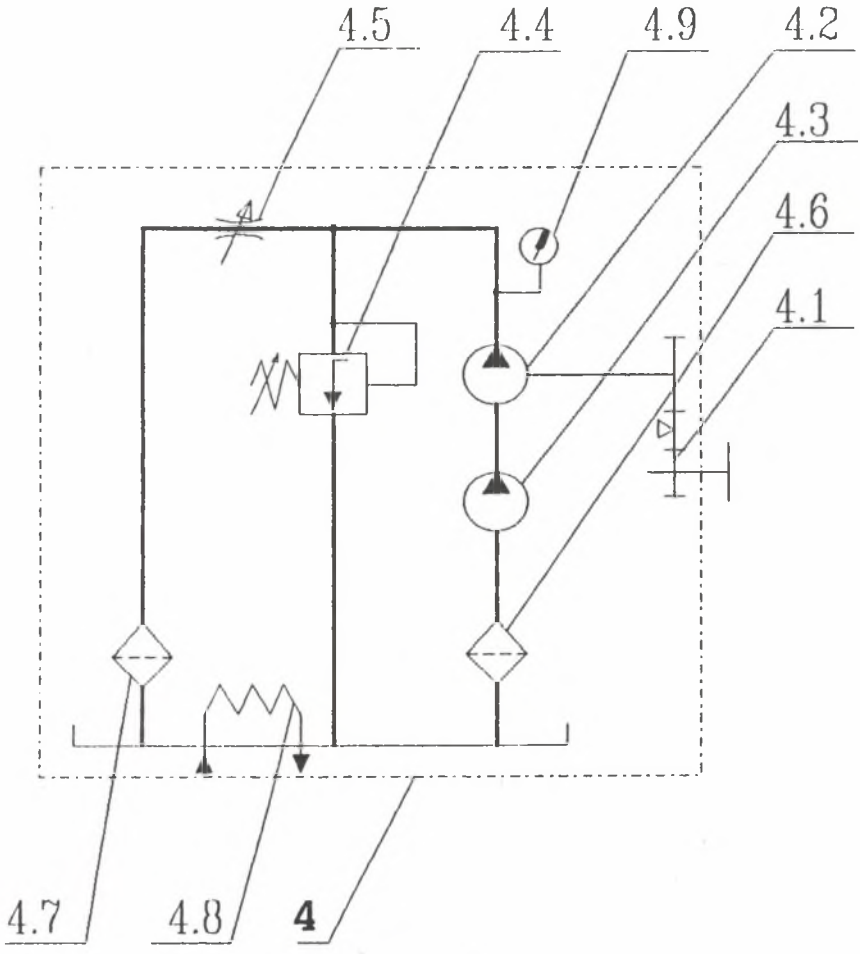
Schemat stanowisk do badania pomp w ruchu turbinowym przedstawiono na rysunku 8. Badana turbina (pompa w ruchu turbinowym) 1 (rys. 8) zasilana jest wodą z pompy 2 (pompa wirowa wielostopniowa wysokociśnieniowa). Punkt pracy turbiny jest ustalany za pomocą zaworów 5 (na przewodzie upustowym) i 6 (na króćcu tłocznym pompy zasilającej) bądź przetwornicy



Rys. 8. Schemat stanowiska badawczego z hamulcem wodnym (oznaczenia w tekście)

Fig. 8. A diagram of the test stand with water brake

częstotliwości 14 sterującej obrotami silnika 3. Przetwornica częstotliwości mogła być sterowana automatycznie od ciśnienia (czujnik 13 na dopływie do turbiny) w ten sposób, że było utrzymywane stałe zadane ciśnienie, a więc pośrednio stały spad na badanej turbinie. Parametry cieczy zasilającej mierzono manometrami 9 i 10, wakuometrem 11 i przepływomierzem 7. Moc na wale turbiny określano przez pomiar momentu obrotowego momentomierzem 8 i prędkości obrotowej obrotomierzem 12. Badaną turbinę obciążono hamul-

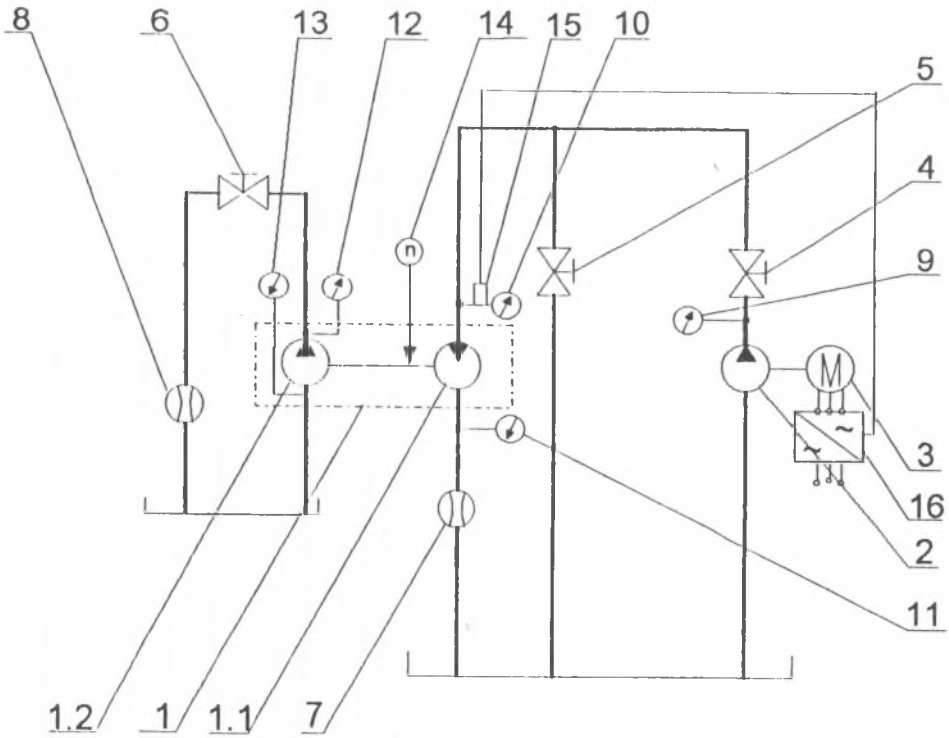


Rys. 9. Schemat hamulca olejowego (oznaczenia w tekście)

Fig. 9. A diagram of the oil brake

cem 4. Dla prędkości obrotowych n ≥ 1000 obr/min stosowano hamulec wodny, a dla małych prędkości obrotowych hamulec olejowy (rys. 9). Podstawowym elementem hamulca olejowego jest pompa wyporowa wielotłoczkowa 4.2. Pompę tę sprzężono za pomocą przekładni pasowej 4.1 z badaną turbiną. Po stronie dopływowej (ssawnej) pompy wyporowej zastosowano wstępną pompę wirową 4.3. Ciśnienie w układzie olejowym regulowano za pomocą zaworu przelewowego 4.4 oraz dławika 4.5 i kontrolowano manometrem 4.9. Utrzymanie stałych warunków pracy i jakości oleju w układzie zapewniały filtry 4.6 i 4.7 oraz chłodnica wodna 4.8.

Schemat stanowiska do badania zespołu turbina – maszyna robocza pokazano na rysunku 10. Badany zespół 1 składający się z turbiny (pompy w ruchu turbinowym) 1.1 i maszyny roboczej (pompy) 1.2 jest zasilany z pompy 2 napędzanej silnikiem elektrycznym 3. Do regulacji parametrów pracy służą



Rys. 10. Schemat stanowiska do badania zespołu turbina – maszyna robocz (oznaczenia w tekście)

Fig. 10. A diagram of the test stand to test a unit hydraulic turbine/working machine

zawory 4, 5 i 6. Przełyk turbiny mierzono za pomocą przepływomierza 7, a wydajność maszyny roboczej (pompy) przepływomierzem 8. Do pomiaru ciśnień zastosowano manometry i wakuometry 9, 10, 11, 12 i 13. Prędkość obrotową wału wyznaczano za pomocą obrotomierza 14. Za pomocą czujnika ciśnienia 15 sprzężonego z przetwornicą częstotliwości 16 utrzymywano stałe ciśnienie (spad) na dopływie do turbiny.

W ruchu pompowym pompy badano w laboratorium na standardowym stanowisku badawczym pomp zobiegiem otwartym. Prędkość obrotową silnika napędowego regulowano za pomocą przetwornicy częstotliwości.

5.3. Wyniki badań

W ruchu pompowym wyznaczono charakterystyki hydrauliczne dla stałych prędkości obrotowych n = 1250 i 1500 obr/min. Badania w ruchu turbinowym wykonano przy stałych prędkościach obrotowych (n = 0, 500, 750, 1000, 1250 i 1500 obr/min) bądź stałym spadzie (H = 50, 60, 70, 80 i 92 m). Zespół turbina–maszyna robocza badano dla stałych spadów niezależnych od stanu obciążenia maszyny roboczej (pompy) oraz dla zmiennego spadu i niezmiennych warunków obciążenia maszyny roboczej. Wszystkie badania przeprowadzono na wodzie technicznie czystej o temperaturze t ≈ 18°C. W publikacji zaprezentowano wybrane wyniki badań laboratoryjnych w formie zbiorczych wykresów.

Parametry znamionowe badanych pomp wyznaczone w ruchu pompowym i turbinowym oraz ilorazy odpowiednich wielkości charakterystycznych w punktach maksymalnych sprawności. zestawiono w tablicach 1 i 2.

Tablica 1

Zestawienie parametrów znamionowych pompy OS–80R/3 w pracy pompowej i turbinowej dla prędkości obrotowych n = 1250 i 1500 obr/min

n obr/min	Parametr		Praca pompowa	Praca turbinowa	Iloraz praca turbinowa/ praca pompowa
1250	Q	m^3/h	33	57	1,72
	H	m	41	109	2,66
	N	kW	7,3	9,5	1,30
	η	%	52,6	56,2	1,07
1500	Q	m^3/h	42	68	1,62
	H	m	58	148	2,55
	N	kW	12,5	14,5	1,16
	η	%	52,7	53,6	1,02

Tablica 2

Zestawienie parametrów znamionowych pompy OS–80M/2 w pracy pompowej i turbinowej dla prędkości obrotowych n = 1250 i 1500 obr/min

n obr/min	Parametr		Praca pompowa	Praca turbinowa	Iloraz praca turbinowa/ praca pompowa
1250	Q	m^3/h	30,6	58,6	1,92
	H	m	21,6	55,4	2,56
	N	kW	4,2	4,8	1,13
	η	%	42,8	55,3	1,29
1500	Q	m^3/h	37,7	74,8	1,98
	H	m	31,2	83,2	2,66
	N	kW	7,3	9,0	1,24
	η	%	44,3	53,3	1,20

Charakterystyki badanych pomp w ruchu pompowym i turbinowym przedstawiono na rysunkach 11 i 12.

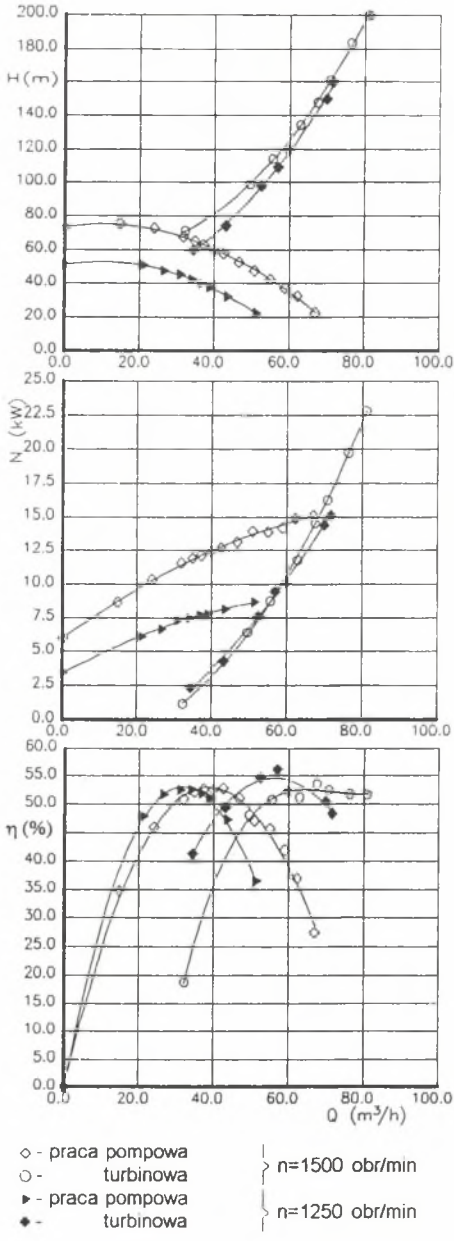
Przeprowadzone badania pomp wirowych wielostopniowych wykazały, że tak jak dla pomp wirowych jednostopniowych ważne są również następujące stwierdzenia:

- sprawność maksymalna maszyny w ruchu turbinowym jest w przybliżeniu równa bądź wyższa od sprawności maszyny w ruchu pompowym,
- charakterystyki sprawności w ruchu turbinowym w większym przedziale natężenia przepływu są płaskie,
- znamionowy punkt pracy turbiny odnosi się do większego natężenia przepływu i większych spadów w stosunku do znamionowego punktu pracy pompy.

Charakterystyki eksploatacyjne wyznaczone w ruchu turbinowym pompy OS–80R/3 pokazano na rysunku 13. Na wykresach tych przedstawiono parametry pracy turbiny (pompy w ruchu turbinowym) w funkcji spadu H. Charakterystyki eksploatacyjne wyznaczone w ruchu turbinowym pompy OS–80M/2 pokazano na rysunku 14. Na wykresach tych przedstawiono parametry pracy turbiny (pompy w ruchu turbinowym) w funkcji prędkości obrotowej n. Charakterystyki eksploatacyjne są przydatne do doboru maszyny do zadanych warunków pracy oraz umożliwiają ocenę sposobu jej eksploatacji.

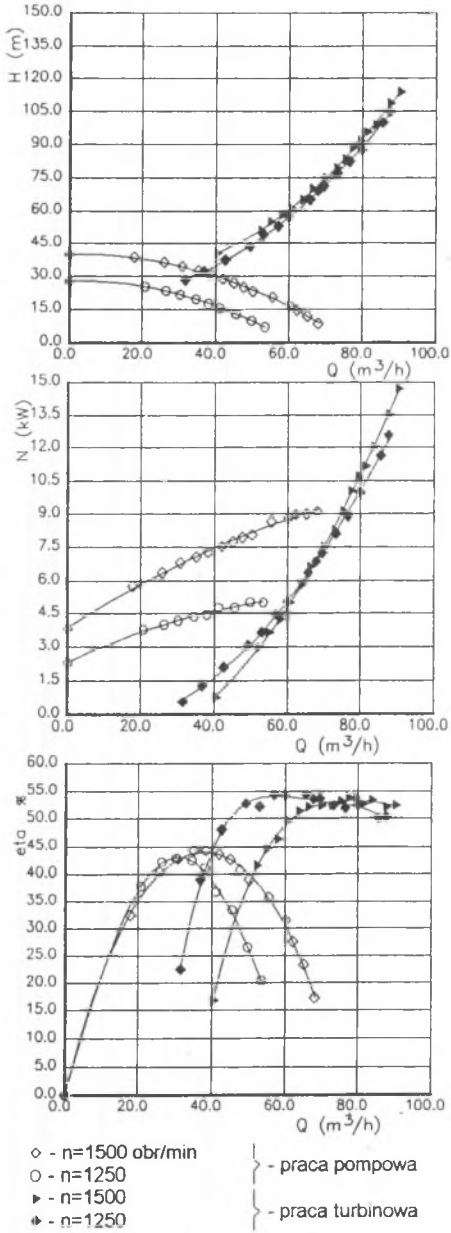
Rozpatrując wpływ spadu H przy stałej prędkości obrotowej n na parametry osiągane przez pompę w ruchu turbinowym, można stwierdzić, że wzrost spadu powoduje:

- wzrost przełyku Q i mocy N,
- wzrost sprawności η do osiągnięcia wartości maksymalnej; dalszy wzrost spadu w zakresie prędkości n > 1000 obr/min powoduje niewielki spadek sprawności.



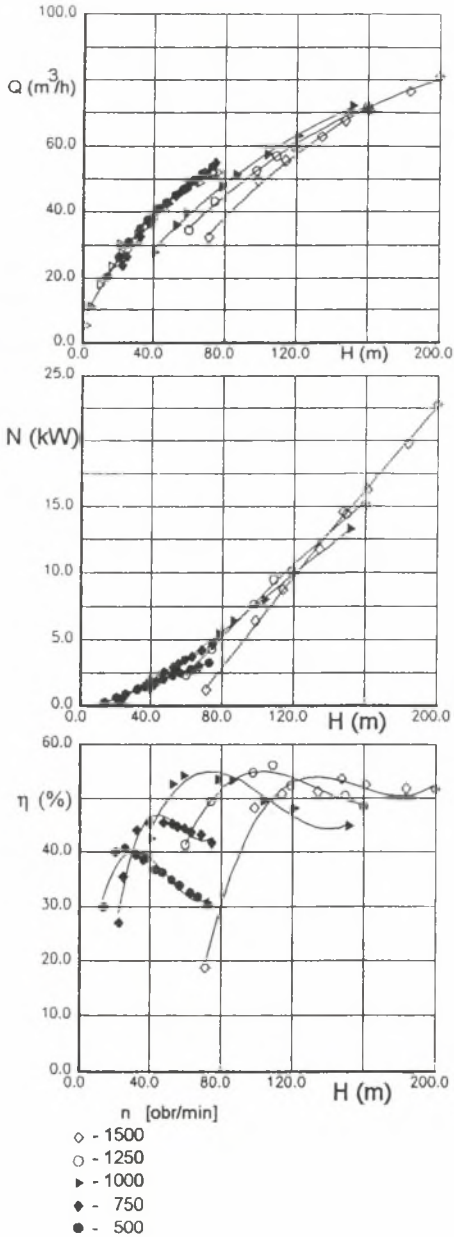
Rys. 11. Charakterystyki pompy OS–80R/3 wyznaczone w ruchu pompowym i turbinowym

Fig. 11. Performance curve of the pomp OS–80R/3 in pump duty and turbine duty



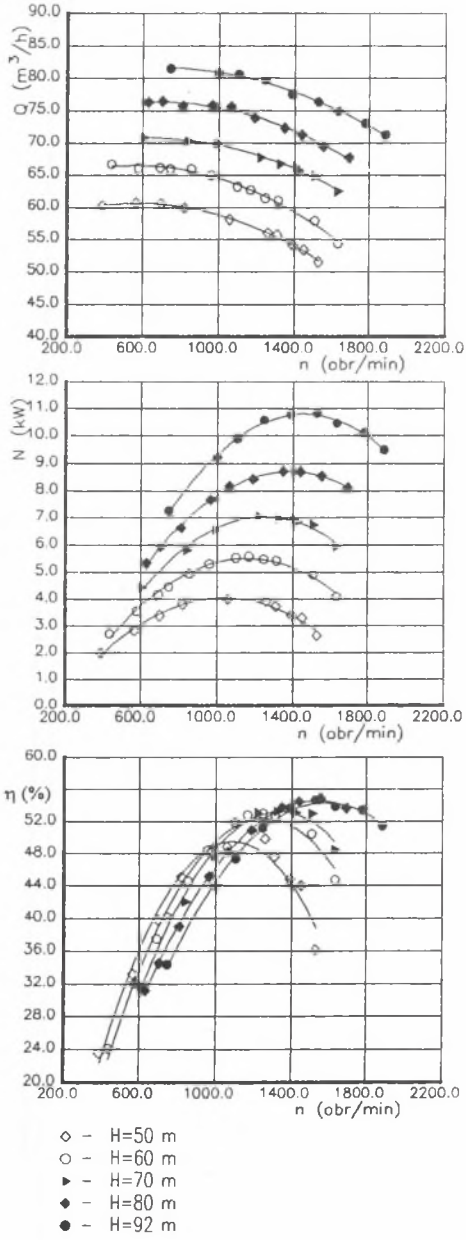
Rys. 12. Charakterystyki pompy OS–80M/2 wyznaczone w ruchu pompowym i turbinowym

Fig. 12. Performance curve of the pomp OS–80M/2 in pump duty and turbine duty



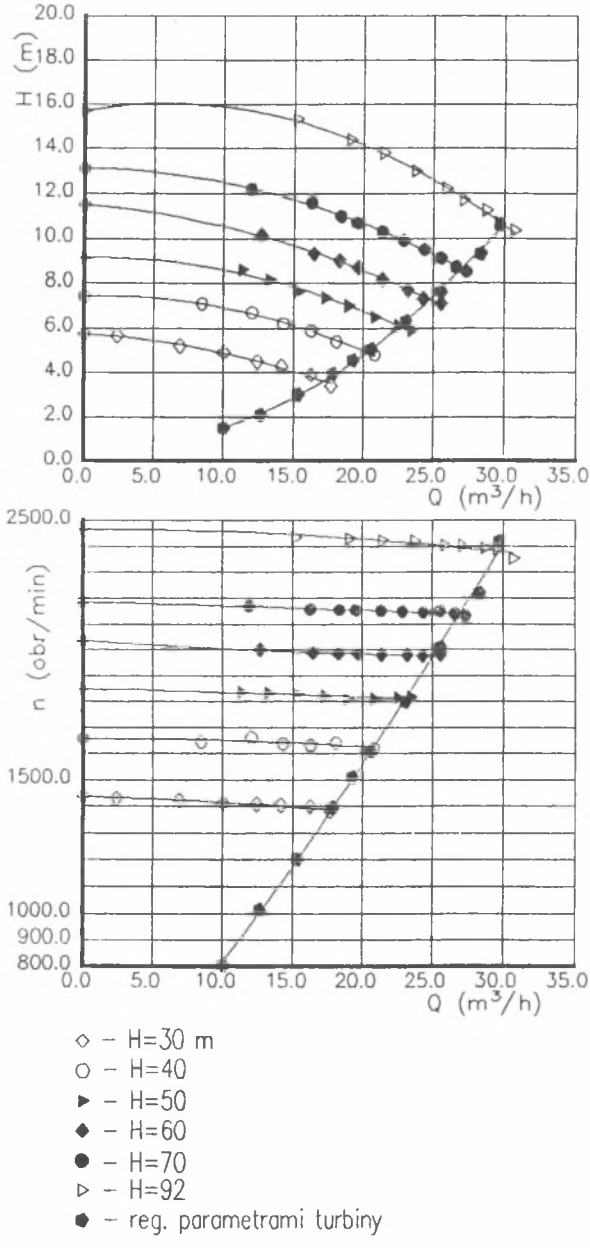
Rys. 13. Charakterystyki pompy OS–80R/3 wyznaczone w ruchu turbinowym przy stałych prędkościach obrotowych

Fig. 13. Constans–speed curve for turbine duty of the pump OS–80R/3



Rys. 14. Charakterystyki pompy OS–80M/2 wyznaczone w ruchu turbinowym przy stałych spadach

Fig. 14. Constans–head curve for turbine duty of the pump OS–80M/2



Rys. 15. Charakterystyki pompy PŁP–50 napędzanej turbiną wodną (pompą OS–80M/2 w ruchu turbinowym)

Fig. 15. Performance curve of the pomp PŁP–50 drive by hydraulic turbine (the pump OS–80M/2 applied asturbine)

Analizując wpływ prędkości obrotowej n dla stałego spadu H, stwierdzono, że zwiększenie prędkości obrotowej wywołuje:

- zmniejszanie się przełyku Q,
- nieznaczną zmianę mocy N (wzrost lub spadek zależy od spadu H),
- istotny wzrost sprawności η, zwłaszcza w zakresie prędkości obrotowych nobr/min;
  dla prędkości obrotowych n = 1000 do 1500 obr/min sprawności maksymalne są prawie równe.

Dla zespołu turbina – maszyna robocza duża liczba parametrów określających punkt pracy uniemożliwia zastosowanie jednego uniwersalnego sposobu opisu jego własności eksploatacyjnych. Wybór zmiennej niezależnej oraz niezmienników dla opisu stanu pracy zespołu będzie więc zależał od sposobu i warunków eksploatacji. Zakładając, że użytkownika będą interesowały przede wszystkim parametry maszyny roboczej, wyniki badań przedstawiono w funkcji wydajności pompy. Charakterystyki zespołu turbina (pompa OS–80M/2) – maszyna robocza (pompa PŁP–50) pokazano na rysunku 15. Na rysunku tym przedstawiono charakterystyki przepływu pompy PŁP–50 dla stałych spadów turbiny. Stały spad nie oznacza jednak stałej prędkości obrotowej i stałego przełyku turbiny. Kształt charakterystyk prędkości obrotowych wynika z własności turbiny i napędzanej pompy. Na rysunku 15 przedstawiono również charakterystykę (krzywa oznaczona „reg. parametrami turbiny") wyznaczoną dla zmiennego spadu turbiny przy nieregulowanym punkcie pracy pompy. Otrzymano w ten sposób charakterystykę pompy regulowanej zmianą prędkości obrotowej.

6. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz sformułowano następujące wnioski:

- Badania pomp wirowych wielostopniowych OS–80 wykazały możliwość stosowania tych maszyny w ruchu turbinowym.
- Sprawności maksymalne w obu reżimach pracy (pompowym i turbinowym) są prawie równe. W ruchu turbinowym kształt charakterystyki w obszarze wartości maksymalnych jest płaski.
- Zweryfikowane doświadczalnie ilorazy odpowiadających sobie wielkości charakterystycznych wynoszą:

$$H' = 2{,}55 \text{ do } 2{,}66$$
$$Q' = 1{,}62 \text{ do } 1{,}98$$
$$N' = 1{,}13 \text{ do } 1{,}30$$

- Pomimo że przeprowadzoną ankietyzacją nie udało się objąć wszystkich krajowych kopalń węgla kamiennego, jej wyniki świadczą jednoznacznie, że w kopalniach istnieją zasoby energii cieczy, których wykorzystanie jest celowe i opłacalne.
- W miejsce brakujących na rynku krajowym turbin wodnych do odzysku energii zrzutów cieczy można stosować pompy wirowe w ruchu turbinowym.
- Dla małych rozporządzanych mocy najkorzystniejszym rozwiązaniem techniczno–ekonomicznym jest układ, w którym turbina (pompa w ruchu turbinowym) napędza bezpośrednio maszynę roboczą inną jak generator elektryczny (np. pompa, wentylator, itp.).

LITERATURA

[1] Łojek A., Adamkowski A., Stankiewicz Z.: Analiza konstrukcyjna niskociśnieniowych pomp PJM jako maszyn do rekuperacji energii. Sprawozdanie IMP nr 344/92, Gdańsk 1992.
[2] Rduch J., Zarzycki M.: Badania laboratoryjne pomp wirowych wielostopniowych w ruchu turbinowym. Maszyny i Urządzenia w Energetyce Wodnej. Konferencja Naukowo – Techniczna IMP PAN, Straszyn 1994.
[3] Stankiewicz Z., Łojek A.: Zapotrzebowanie na odzysk energii traconej wskutek dławienia przepływu w różnych procesach technologicznych. Sprawozdanie IMP nr 151/93, Gdańsk 1993.
[4] Steller K.: Pompy wirowe jako turbiny wodne. IMP PAN, nr 297(1262), Gdańsk 1990.
[5] Steller K., Łojek A. Reyman Z.: Sprawozdanie z badań laboratoryjnych niskociśnieniowej pompy wirowej odśrodkowej, jednostopniowej, typu PJM. Sprawozdanie IMP nr 173 /92, Gdańsk 1992.
[6] Steller K., Łojek A.: Przegląd procesów technologicznych, w których do odzysku energii traconej wskutek dławienia cieczy przepływu lub zrzutów cieczy, przewiduje się stosowanie pomp wirowych w ruchu turbinowym lub klasycznych turbin wodnych. Sprawozdanie IMP nr 172 /92, Gdańsk 1992.
[7] Zarzycki M.: Osiągnięcia krajowe w konstrukcji i budowie pomp odwadniających kopalnie węgla. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria Energetyka, Zeszyt 27, Gliwice 1967.
[8] Zarzycki M.: Pompy dla płuczek węgla. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria Górnictwo, Zeszyt 21, Gliwice 1967.
[9] Zarzycki M., Dębiec J., Rduch J.: Wyniki badań pompy wielostopniowej wirowej w ruchu turbinowym. VII Konferencja Naukowo–Techniczna „Przepływowe maszyny wirnikowe", Rzeszów 1993.

[10] Zarzycki M., Dębiec J., Rduch J.: Analiza możliwości wykorzystania energii traconej w niektórych procesach technologicznych przemysłu węglowego za pomocą hydraulicznych maszyn wirowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 9 (291), Katowice 1994.
[11] Zarzycki M., Dębiec J., Rduch J.: Analiza zastosowania pomp wirowych w ruchu turbinowym w kopalniach węgla kamiennego. Maszyny i Urządzenia w Energetyce Wodnej. Konferencja Naukowo–Techniczna IMP PAN, Straszyn 1994.
[12] Zarzycki M., Rduch J.: Praca pomp wirowych wielostopniowych w ruchu turbinowym. Górnictwo Odkrywkowe nr 4, Wrocław 1994.
[13] Zarzycki M., Rduch J.: Zastosowanie pomp wirowych w ruchu turbinowym. Seminarium Krajowe nt. Wykorzystanie energii odnawialnej w rolnictwie, IBMER, Warszawa 1994.

Recenzent: Dr hab. inż. Andrzej WITKOWSKI

Wpłynęło do Redakcji: 20. 01. 1995 r.

Abstract

There is a potential for recovering energy whereever liqids are flowing from one level to another, or undergoing a preassure reduction. To investigate these potential sources energy in colliers and designation its hydraulic parameters, the special questionairy has been made. Thirty eigth colliers on the questionairy have been answerd. In eigtheen colliers are not utilize flowing liquid from one level to another.

Investigation these potential sources and some cases developing them, is creating a growing need for hydraulic turbines that one readily low in cost. An excellent option for need is the use of multi–stage pumps runing in reverse to function as turbines.

The greatest potential for pumps used as turbines is for simply generating electriccity (fig. 3). For smaller energy potentials profitable is directly driving working machine (a fan, compressor or pump) (fig. 4). Sometime are used units hydraulic turbine/working machine/electric motor (fig. 5).

The charakteristic factors of a serial standard multi–stage pump for reverse direction of rotation should be available for the determining the suitability of the pump for turbine operation. These can be realiably established only through tests. Therfor adequate tests were carried out on two– and three–stage serial pumps.

The tests–stands diagrams on fig. 8, 9 and 10 are presented. Performance curves of tested pumps at constant speeds in pump duty and turbine duty shows fig. 11 and 12. The constant–speed curves on fig. 13 and constant–head curves on fig. 14 are presented. The performance curves of the unit turbine (pump applied as turbine) driving the pump shows Fig. 15. In the conclusion conversions factors for capacity, head and power has been drown.

Both the analysis and investigations have been carried out within the scope of the realized research project „The recovery of waste energy by means of hydraulic machines".