

Tomasz Węgiel, Dariusz Borkowski, Stanisław Łopata
Politechnika Krakowska, Kraków

EKO-REDUKTOR DO ODZYSKU NADWYŻEK ENERGII WODY SIECIOWEJ

ECO-REDUCER FOR ENERGY RECOVERY FROM NETWORK WATER

Streszczenie: W artykule przedstawiono potencjalne możliwości odzysku energii podczas procesu regulacji i redukcji ciśnień w sieci ciepłowniczej. W tym celu przeprowadzono przykładowe analizy oraz dodatkowo zbudowano i przebadano w warunkach laboratoryjnych model urządzenia do rekuperacji energii ciśnienia wody bazujący na podzespołach pompy dławnicowej. Zasadniczymi elementami składowymi modelu są: korpus i wirnik turbiny, blok uszczelnienia mechanicznego, sprzęgło elastyczne, łożyskowanie, generator wzbudzany magnesami trwałymi. Wyjście generatora sprzęgnięto z układem przekształtnikowym oddającym produkowaną energię do jednofazowej sieci elektroenergetycznej (230V, 50Hz). Przeprowadzone testy wstępnie pokazały, że możliwe jest osiągnięcie zadowalającej sprawności przetwarzania energii i wytyczają kierunek do dalszych działań o charakterze badawczo-rozwojowym.

Abstract: The paper presents the potential for energy recovery during the control and reduction of pressure in the district heating network. For this purpose, sample analysis was carried out and additionally constructed and tested in laboratory model of the device based on pump components for energy recovery from water pressures. The main elements of the model are: the turbine housing and rotor, mechanical seal block, flexible coupling, bearings, permanent magnet generator. The output of the generator is connected with a power electronic unit which converts and returns produced energy to the single-phase power grid (230V, 50Hz). Preliminary studies shows possibilities to achieve a satisfying efficiency of energy conversion and point the way for the future research and development activities.

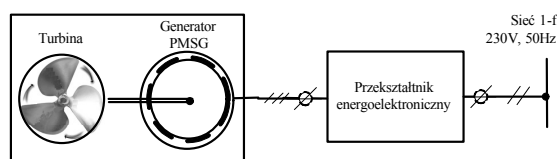
Słowa kluczowe: rekuperacja energii, Eko-reduktor ciśnienia wody, regulacja ciśnienia

Keywords: energy recuperation, water pressure eco-reducer, pressure control

1. Wstęp

Wszędzie tam, gdzie ciśnienie przepływającego czynnika roboczego powinno być zredukowane instaluje się reduktory ciśnień, które w klasycznych rozwiązaniach są urządzeniami rozpraszającymi energię. Urządzenia te są relatywnie tanie, lecz ich stosowanie nie jest działaniem pro-ekologicznym, gdyż w wyniku wytracania energii powstają drgania powodujące hałas oraz degradację armatury. W celu wykorzystania traconej energii ciśnień niesionej przez wodę sieci należy zatem zastosować pośrednie urządzenia, jakimi są turbiny wodne (zamiast dotychczasowych reduktorów) w połączeniu z generatorami energii elektrycznej. Dobór i zaprojektowanie odpowiedniej turbiny jest uzależnione od zakresów redukowanych ciśnień przy zadanych parametrach przepływowych, co jest sprawą indywidualną dla danego punktu sieci. Najprostszym technicznie rozwiązaniem takiego urządzenia do rekuperacji energii jest zastosowanie pompy wodnej wirkowej przystosowanej do pracy turbinowej, która z powodzeniem będzie pracować podobnie jak klasyczna

turbina wodna. Zaletą tego rozwiązania są stosunkowo niskie nakłady finansowe i mało skomplikowany układ mechaniczny [1]. Schemat blokowy układu służącego do redukcji ciśnień i odzysku energii prezentuje Rys. 1.



Rys. 1. Główne elementy Eko-reduktora

Głównymi elementami zaproponowanego układu redukcji ciśnień przepływającej wody zwanego Eko-reduktorem są poza wspomnianą pompoturbiną, generator synchroniczny wzbudzany magnesami trwałymi oraz przekształtnikowy układ generacyjny dopasowujący parametry odzyskiwanej energii do wymogów sieci elektroenergetycznej.

W dalszej części artykułu przedstawiono wstępne wyniki prac obrazujące potencjalne możli-

wości rekuperacji energii podczas redukcji ciśnień w sieci ciepłowniczej oraz zaprezentowano model prototypowego urządzenia. Prezentowane rezultaty bazują na analizach, jakie przeprowadzili autorzy na zamówienie Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej MPEC SA w Krakowie.

2. Ogólne zasady wykorzystania energii wodnej

Energię ruchu wody można w pewnych warunkach wykorzystać zabudowując w układ przepływowy turbinę wodną, która zazwyczaj połączona jest z generatorem elektrycznym. Połączenia te bywają bezpośrednie lub z użyciem przekładni. W ten sposób mamy do czynienia z tzw. hydrozespołem. Dzięki takiemu rozwiązaniu następuje konwersja (przetworzenie) energii wody najpierw na energię mechaniczną (w turbinie wodnej), a następnie w wygodną do bezpośredniego wykorzystania energię elektryczną (w generatorze). W turbinie, o której wyżej mowa wykorzystywany jest spad użyteczny wody. W rozważanym przypadku stanowi go nadwyżka różnicy ciśnień, występujących w sieci ciepłowniczej. Możliwą do uzyskania w takim przypadku teoretyczną wartość mocy można wyznaczyć z zależności:

$$P_t = \gamma \cdot Q \cdot H_u = \gamma \cdot Q \cdot \Delta p_u \quad (1)$$

gdzie:

P_t - moc możliwa teoretycznie do uzyskania [W],

γ - ciężar właściwy cieczy (dla wody $\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$),

Q - objętościowe natężenie przepływu wody, określane jako tzw. przelęk $[\text{m}^3/\text{s}]$,

$H_u = \Delta p_u$ - spad użyteczny (netto) = użyteczna różnica ciśnień $[\text{m H}_2\text{O}]$.

Uwzględniając różnego typu straty występujące w procesie przemiany energii oraz, że $\gamma = \rho \cdot g$, równanie (1) można zapisać w postaci:

$$P = P_t \cdot \eta_e = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta p_u \cdot \eta_e = M \cdot g \cdot \Delta p_u \cdot \eta_e \quad (2)$$

gdzie nowe, wprowadzone wielkości oznaczają:

P - moc układu [W],

ρ - gęstość wody $[\text{kg}/\text{m}^3]$,

g - przyspieszenie ziemskie, $g = 9,81 \text{ [m}/\text{s}^2]$,

M - masowe natężenie przepływu wody $[\text{kg}/\text{s}]$,

η_e - sprawność konwersji energii.

We wzorze (2) mogą pojawiać się wartości liczbowe w przypadku, gdy poszczególne wielkości są podawane w innych jednostkach miar niż to podano wcześniej. I tak:

$$P = 0,0283 \cdot M \cdot g \cdot \Delta p_u \cdot \eta_e = 0,2776 \cdot M \cdot \Delta p_u \cdot \eta_e \quad (3a)$$

gdy wyrazimy M w $[\text{t}/\text{h}]$ i Δp_u w $[\text{kPa}]$,

$$P = 28,3 \cdot M \cdot g \cdot \Delta p_u \cdot \eta_e = 277,6 \cdot M \cdot \Delta p_u \cdot \eta_e \quad (3b)$$

gdy wyrazimy M w $[\text{t}/\text{h}]$ i Δp_u $[\text{MPa}]$.

Jak można zauważyć moc hydrozespołu jest mniejsza od teoretycznej wskutek strat, które uwzględniono poprzez sprawność układu. Składają się na nią (podane niżej wartości wyższe odnoszą się do maszyn dużej mocy):

- sprawność turbiny wodnej η_t (wynosząca przeciętnie $\eta_t = 0,8 \div 0,9$),

- sprawność generatora η_g (którą można szacować w granicach $\eta_g = 0,85 \div 0,98$),

- sprawność przekształtnikowego układu energoelektronicznego η_p (w zakresie $\eta_p = 0,97 \div 0,99$).

Sprawność konwersji energii równa jest iloczynowi sprawności poszczególnych urządzeń układu, tzn.:

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_p \quad (4)$$

Można tutaj dodać, że na sprawność samej turbiny składają się sprawności: objętościowa (wolumetryczna) η_v , hydrauliczna η_h oraz mechaniczna η_m . Natomiast iloczyn mocy teoretycznej P_t , określanej na podstawie zależności (1), i sprawności turbiny $\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$, stanowi moc użyteczną (efektywną) turbiny, odbieraną z wału tej maszyny:

$$P_u = P_t \cdot \eta_t = \gamma \cdot Q \cdot \Delta p_u \cdot \eta_t = M \cdot g \cdot \Delta p_u \cdot \eta_t \quad (5)$$

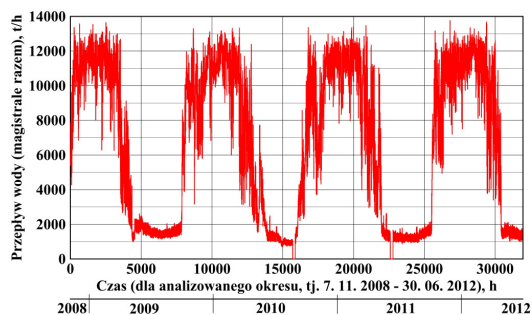
Obecnie przy wykorzystaniu energii wodnej stosowane są różne systemy turbin wodnych przetwarzające energię wody na energię mechaniczną (pracę użyteczną w wirniku). Z trzech postaci energii wody występującej w spadzie hydraulicznym (wg równania Bernoulliego) w turbinach wodnych zużytkowuje się energię potencjalną (różnicy spadów, czyli ciśnień) i energię kinetyczną (prędkość wody). Z pośród różnych konstrukcji turbin w układach redukcyjnych ciśnienia mogą znaleźć zastosowanie tzw. turbiny reakcyjne. W turbinach tych ciśnienie wody przy wejściu na łopaty wirnika jest większe od atmosferycznego i maleje

w czasie przepływu przez przestrzeń międzyłopatkowe wirnika. Podczas przepływu przez wirnik wody, energia ciśnienia przemienia się w dodatkową energię kinetyczną, dzięki czemu woda w wirniku ulega przyspieszeniu. Wirnik dla turbin tej klasy jest na całym obwodzie zasilany wodą, która przepływa przez niego strugą ciągłą i za pomocą rury ssącej jest doprowadzona do wylotu. Pewnymi odmianami tych turbin są turbiny osiowe, gdzie woda przepływa przez wirnik mniej więcej w kierunku równoległym do osi obrotu turbiny, natomiast w turbinie dośrodkowo-osiowej woda, przepływając przez kanały międzyłopatkowe, zmienia kierunek z promieniowego na osiowy. We wszystkich rodzajach turbin reakcyjnych woda doprowadzana jest do wirnika na całym obwodzie za pomocą kierownicy, która dodatkowo wprawia ją w ruch obrotowy.

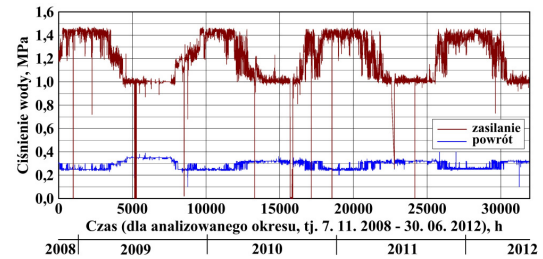
Z analiz literaturowych [1], [2] wynika, że odpowiednimi maszynami rekuperacyjnymi cechującymi się wysokimi sprawnościami w użytecznych zakresach przepływów oraz ciśnień dla sieci wodnych i ciepłowniczych, byłyby rozwiązania wykorzystujące system turbiny z wirnikiem śmigłowym lub Francis'a.

3. Potencjalne możliwości odzysku energii wody sieciowej

Zmienność parametrów wody sieciowej, jest charakterystyczna dla układów ciepłowniczych i wynika ze zmian zapotrzebowania na energię ciepłą w ciągu roku. Naturalnie, w kolejnych latach, w tych samych okresach, pojawiają się pewne różnice, wynikające z różnych warunków pogodowych. Jednakże uśrednione wartości nie ulegają istotnym zmianom. Potwierdzeniem tego są obserwowane w dłuższym okresie przykładowe przebiegi parametrów wody w magistralach.

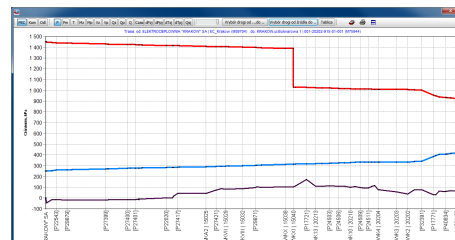


Rys. 2. Suma przepływów wody w magistralach



Rys. 3. Zmiana ciśnienia wody wypływającej ze źródła zasilania

Powyższe rysunki obrazują, że na przestrzeni kilku ostatnich lat zmiany ciśnień i przepływów wywołane warunkami pogodowymi kształtowały się dosyć podobnie. Szczegółową analizę dotyczącą możliwości odzyskania nadwyżek energii tkwiących w przepływającej wodzie w sieci ciepłowniczej można wnioskować na podstawie analizy wykresów piezometrycznych. Jak wiadomo, przedstawiają one rozkład ciśnień wody w sieci (w przewodach zasilającym i powrotnym przy ruchu pomp obiegowych). Uwzględnia się na nich również profil geodezyjny terenu wzdłuż trasy sieci ciepłej.

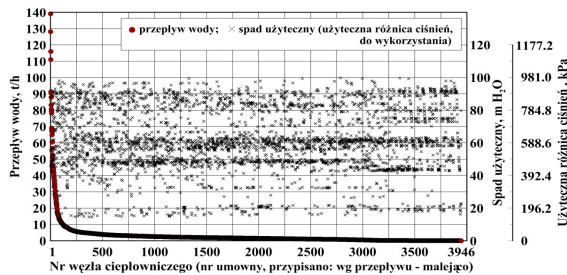


Rys. 4. Przykładowy wykres piezometryczny

Aby zapewnić właściwą pracę układu ciepłowniczego konieczne jest utrzymywanie odpowiednich wartości ciśnień w obu wymienionych przewodach (dotyczy to zresztą nie tylko ciśnień i przepływu wody, ale także jej temperatury, która na wyjściu ze źródła ciepła jest funkcją temperatury zewnętrznej, a poza sezonem grzewczym zależy od zapotrzebowania na ciepłą wodę użytkową). Można tutaj uzupełnić, że wykresy piezometryczne uwzględniają wartości: strat ciśnienia w źródle ciepła, ciśnienia pomp obiegowych (do pokonania oporów przepływu w źródle ciepła, sieci ciepłowniczej i węzłach cieplnych), strat ciśnienia w poszczególnych odcinkach sieci, ciśnienia dyspozycyjnego dla każdego węzła ciepłowniczego, a także sposób podłączenia węzłów do sieci ciepłowniczej i sposób stabilizacji ciśnienia w tej sieci.

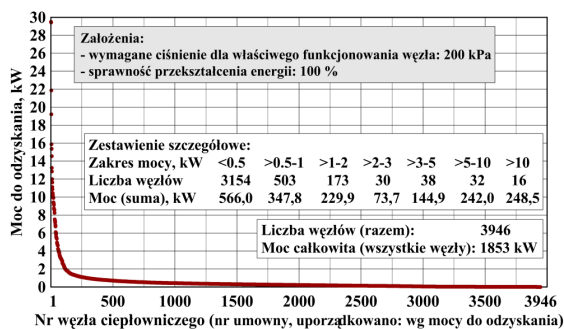
W jednym z wariantów analiz jakie były prowadzone przez autorów dla MPEC Kraków prze-

widuje się, że odzyskiwanie nadwyżek energii wody sieciowej będzie realizowane w poszczególnych węzłach ciepłowniczych. Zmieniające się zapotrzebowanie na energię ciepłą powoduje, że w węzłach ciepłowniczych panują bardzo zróżnicowane parametry pracy. Ich przykład, uwzględniając przepływy wody i dyspozycyjne różnice ciśnień, przedstawiono na Rys. 5, na którym węzły ciepłownicze uporządkowano w kolejności zmniejszającego się przepływu wody w każdym z nich.



Rys. 5. Przykładowe parametry pracy węzłów ciepłowniczych wykorzystane do oszacowania możliwości do odzyskania w nich energii

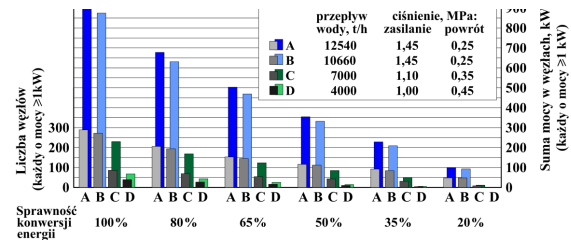
Wykres sporządzono dla przeciętnych w okresie zimowym parametrów dla źródła ciepła. W rozpatrywanym zagadnieniu przyjęto, że dla zapewnienia poprawnej pracy węzła ciepłowniczego wymagane ciśnienie dyspozycyjne nie może być niższe niż 200 kPa. Uwzględniając ten fakt, wyznaczono różnicę ciśnień możliwą do wykorzystania w każdym węźle. Stanowi ona użyteczną różnicę ciśnień równą spadowi użytecznemu (netto), wg zależności (1) ÷ (3). Wartości tej wielkości wraz z przepływami widoczne są na Rys. 6, przy czym tym razem węzły uporządkowano w kolejności zmniejszającego się przepływu wody w każdym z nich.



Rys. 6. Możliwe (teoretycznie) do odzyskania moce w węzłach ciepłowniczych dla założonego przepływu rzędu 12500 t/h oraz ciśnienia: zasilanie 1,45 MPa, powrót 0,45 MPa

W celu umożliwienia szybkiej interpretacji uzyskanych danych, dotyczących możliwej do uzy-

skania mocy przy różnych sprawnościach konwersji energii, a także liczby węzłów, w których moc byłaby ≥ 1 kW, sporządzono odpowiednie wykresy, pokazane na Rys. 7.



Rys. 7. Liczba węzłów z mocą ≥ 1 kW oraz sumaryczna moc możliwa do odzyskania w nich dla różnych parametrów źródła ciepła i różnych sprawności konwersji energii

Przedstawione wstępne analizy pokazują stosunkowo duże możliwości odzysku energii podczas redukcji ciśnień. Wymaga to jednakże zainstalowania pewnej ilości urządzeń, ale o stosunkowo niskich mocach poszczególnych jednostek oraz małych gabarytach (średnice przewodów: $\phi 50 \div \phi 150$ mm - możliwość standaryzacji). Atutem dodatkowym prezentowanej koncepcji jest możliwość wykorzystania pozyskanej energii w miejscu instalacji. Autorzy szacują, że ekonomiczne uzasadnienie będą miały urządzenia o mocach powyżej 1 kW, których sprawność konwersji przekraczać będzie 50%.

4. Modelowy układ redukcji ciśnień z odzyskiem energii

W tradycyjnych rozwiązaniach turbiny wodne pracują przeważnie przy stałych prędkościach obrotowych. Praca turbin przy maksymalnych wartościach sprawności przy jednoczesnym utrzymaniu stałej prędkości obrotowej dla zmieniających się przepływów jest możliwa dzięki specjalnym układom sterowania kierownicą oraz łopatom turbiny wodnej (turbiny Kaplan). Taki system podwójnej regulacji jest układem mechanicznym stosunkowo złożonym i kosztownym zarówno w budowie, jak i w eksploatacji. Uproszczenia mechanicznego systemu regulacji turbin poprzez zastosowanie jedynie pojedynczej regulacji w układzie otwarcia kierownicy (turbiny Francis, śmigłowe) prowadzą do znacznego obniżenia kosztów budowy i eksploatacji turbin, lecz nie zapewniają uzyskiwania optymalnych wartości sprawności przy fluktuacjach przepływu, jak i również ci-

śnień wynikających ze zmian spadów w tradycyjnych elektrowniach wodnych.

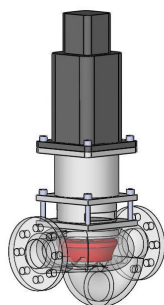
Pewnym rozwiązaniem tego problemu jest odejście od przyjmowanej powszechnie w energetyce wodnej, zasady utrzymywania stałej prędkości obrotowej generatora energii elektrycznej. Odzwierciedlają to znane z literatury [2] możliwości zwiększenia sprawności dla turbin pracujących ze zmienną prędkością obrotową.

W przypadku redukcji ciśnień mamy do czynienia z podobnym zagadnieniem, gdyż warunki przepływu oraz ciśnień są zmienne, co wymusza konieczność zastosowania układów turbinowych pracujących przy zmiennych prędkościach obrotowych.

Z uwagi na specyfikę zmian przepływu oraz ciśnienia, dobrymi rozwiązaniami o stosunkowo prostych konstrukcjach i wysokiej stałej sprawności w szerokim zakresie zmian prędkości obrotowej są hydrozespoły współpracujące z generatorem z magnesami trwałymi sprzężonym z przekształtnikiem energoelektronicznym [3], [4].

4.1. Konstrukcja Eko-reduktora

Zbudowany w warunkach laboratoryjnych model urządzenia do odzysku energii ciśnienia wody bazuje na podzespołach pompy dławnicowej firmy Wilo. Pompę tą zmodyfikowano w części mechanicznej i hydraulicznej tak, aby zbudować urządzenie działające podobnie jak turbina reakcyjna Francisca. Zasadnicze elementy składowe modelu to: korpus turbiny, wirnik turbiny, blok uszczelnienia mechanicznego, łożyskowanie, generator. Ten ostatni to ośmiobiegunowa maszyna synchroniczna wzbudzana magnesami trwałymi, połączona z wałem turbiny za pomocą sprzęgła elastycznego. Widok zaprojektowanego Eko-reduktora do rekuperacji energii przedstawiono na Rys. 8.



Rys. 8. Widok aksonometryczny zespołu turbiny

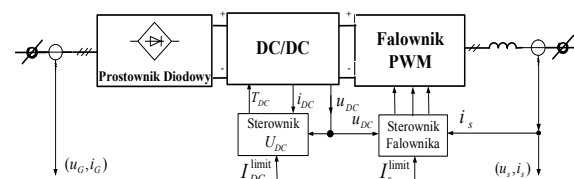


Rys. 9. Widok urządzenia modelowego po zamontowaniu w przewód sieciowy

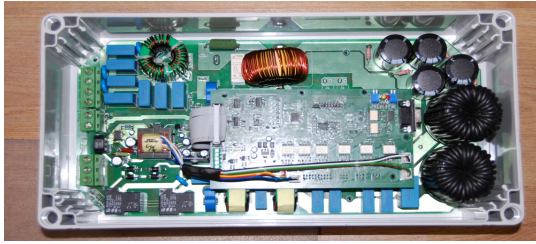
4.2. Przekształtnik energoelektroniczny

Przekształtnik energoelektroniczny AC/DC/AC pełni dwie podstawowe funkcje w prezentowanym torze przetwarzania energii. Pierwszą z nich jest dopasowanie zmieniających się parametrów energii generatora synchronicznego wzbudzanego magnesami trwałymi do wartości stałych wymaganych przez system elektroenergetyczny (napięcie 230 V i częstotliwość 50 Hz). Drugim zadaniem układu przekształtnikowego jest regulacja obciążenia generatora w celu dopasowania do wymaganych zakresów redukcji ciśnienia. Zakres redukcji zależy w proponowanym urządzeniu, nie tylko od obciążenia generatora, ale również od wartości przepływu wody. Aby umożliwić precyzyjne ustawienie konkretnej wartości zredukowanego ciśnienia, konieczne jest zamontowanie czujników ciśnienia po obu stronach reduktora umożliwiających „odczyt” aktualnej wartości ciśnienia przez sterownik falownika.

Na rynku istnieją gotowe rozwiązania układów energoelektronicznych, które mogą być wykorzystane w układach redukcyjnych z układem turbinowym i generatorem z magnesami trwałymi. Jednym z takich układów jest opracowany przez firmę TWERD z Torunia przekształtnikowy układ generacyjny (PUG) składający się zgodnie z Rys. 10 z prostownika diodowego (AC/DC), układu podwyższającego napięcie (DC/DC) oraz falownika PWM (DC/AC) pracującego wg algorytmu DPC-SVM [5].



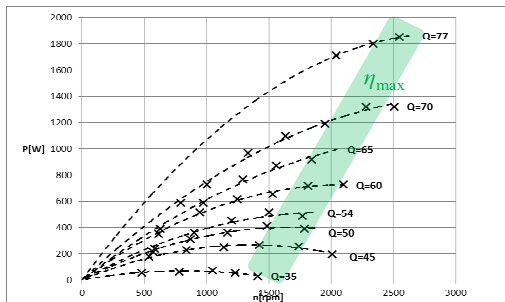
Rys. 10. Schemat blokowy przekształtnikowego układu generacyjnego (PUG)



Rys. 11. Widok PUG o mocy 2kW firmy TWERD

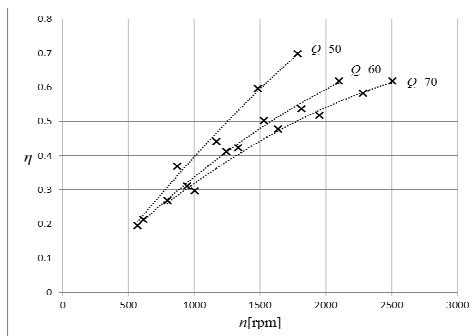
4.3. Wyniki badań modelowych

Opisany powyżej prototypowy układ Eko-reduktora wraz z przekształtnikiem energoelektronicznym został przebadany w rzeczywistym punkcie sieci wodociągowej. Możliwość regulacji przepływu wody za pomocą zaworów pozwoliła na wyznaczenie charakterystyk mocy w funkcji prędkości obrotowej dla różnych wartości przepływu wyrażonych w [t/h] (Rys. 12).

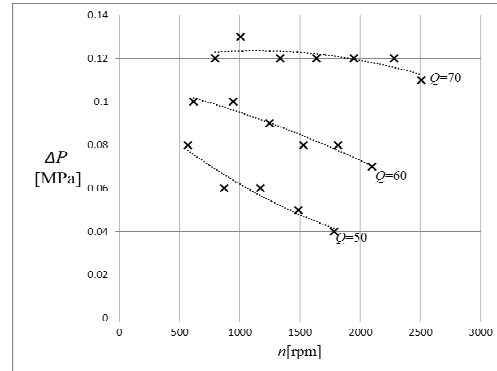


Rys. 12. Rodzina charakterystyk mocy w funkcji prędkości dla różnych wartości przepływu wody Q [t/h]

Porównując uzyskane wartości mocy z teoretycznymi wartościami wynikającymi z zależności (1) wyznaczono sprawności toru przetwarzania energii dla trzech wartości przepływu wody oraz różnych prędkości obrotowych (Rys. 13). Wartości zredukowanego ciśnienia, jako różnicę przed i za Eko-reduktorem, przedstawiono dodatkowo dla analogicznych parametrów (Rys. 14).



Rys. 13. Wykresy sprawności przetwarzania energii w funkcji prędkości obrotowej



Rys. 14. Wartości zredukowanego ciśnienia w funkcji prędkości obrotowej

Przedstawione powyżej charakterystyki pokazują, że zmiana obrotów wywołana regulacją obciążenia generatora za pośrednictwem PUG wpływa na zakres wartości redukowanych ciśnień. Potwierdza to również fakt, że możliwe jest opracowanie urządzeń rekuperacyjnych spełniających rolę tradycyjnego reduktora ciśnień uzyskując jednocześnie zadawalające moce oraz sprawności przetwarzania energii przy zadanych parametrach redukcyjnych.

5. Podsumowanie i wnioski

Przeprowadzone analizy potencjalnych możliwości rekuperacji energii podczas redukcji i regulacji ciśnień w sieci ciepłowniczej wskazują kierunek działań zmierzających do opracowania i produkcji tego typu urządzeń. Przeprowadzone badania pilotażowe wykonanego prototypu Eko-reduktora udowodniły, że sprawność przetwarzania energii wody na energię elektryczną na poziomie 50% została osiągnięta. Jednocześnie należy zaznaczyć, że istnieją potencjalne możliwości jej zwiększenia (wymagałoby to jednak wnikliwszej analizy konstrukcji turbiny, w tym modelowania numerycznego oraz badań modelowych). Alternatywą dla rozwiązania modyfikowanej pompy jest zaprojektowanie i wykonanie klasycznych turbin typu Francisca celem pełnego wykorzystania energii ciśnienia wody. Turbiny projektowane na miarę połączone z odpowiednim generatorem niejednokrotnie uzyskują 87% sprawności, co przy całorocznej pracy daje znaczący zysk ekonomiczny. Najbardziej efektywny może się on okazać w przypadku możliwości pogrupowania wytypowanych punktów redukcyjnych i wyprodukowanie partii typoszeregu urządzeń, co znacznie obniżyłoby jednostkowe nakłady finansowe, a uzyskana jednocześnie wyższa spr-

wność hydrauliczna skróciłaby okres zwrotu inwestycji.

6. Literatura

- [1]. Williams A., *Pumps as turbines - User's guide*, Russel Pres LTD, London UK, 1997.
- [2]. Status report on variable speed operation in small hydropower, Energie publication, Austria, 2000:http://ec.europa.eu/energy/res/sectors/doc/small_hydro/statusreport_vspinshp_colour2.pdf.
- [3]. Borkowski D., Węgiel T.: *Optymalizacja przetwarzania energii dla małych elektrowni wodnych z generatorami pracującymi ze zmienną prędkością obrotową*. Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne Nr 92/2011, str. 121-126.
- [4]. Węgiel T., Borkowski D.: *Doświadczenia z eksploatacji MEW o zmiennej prędkości obrotowej*. Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne Nr 3/2012, str. 97-103.
- [5]. Kaźmierkowski M., Krishnan M., Blaabjerg F., Irwin J., *Control In Power Electronics*, ACADEMIC PRESS, 2003, ISBN: 0-12-402772-5.

Autorzy

dr inż. Tomasz Węgiel *

dr inż. Dariusz Borkowski **

Politechnika Krakowska

Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej

Instytut Elektromechanicznych Przemian Energii

31-155 Kraków, ul. Warszawska 24

*tel. +48 12 628-26-21

email: pewegiel@cyfronet.pl

** tel. +48 12 628-26-59

email: dborkowski@pk.edu.pl

dr hab. inż. Stanisław Łopata Prof. PK ***

Politechnika Krakowska

Wydział Mechaniczny

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

31-864 Kraków, al. Jana Pawła II 37

***tel. +48 12 374-35-57

email: lopata@mech.pk.edu.pl