

Badania trwałościowe niskopulsacyjnej pompy zębatej

Piotr Osiński, Paweł Bury, Rafał Cieślowski, Leon Lorek

Wstęp

Pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym są powszechnie stosowane w hydrostatycznych układach napędowych. Ich popularność jest zasługą licznych zalet, do których zaliczają się m.in.: wysoki stosunek mocy do masy, prosta i zwarta konstrukcja, relatywnie niska wrażliwość na zanieczyszczenia czynnika roboczego. Obok wielu zalet pompy zębate posiadają kilka istotnych wad, takich jak pulsacja wydajności czy wysoka hałaśliwość [1, 2].

Rozwój pomp zębatych koncentruje się wokół dalszego zwiększenia stosunku mocy do masy poprzez redukcję masy lub podnoszenie ciśnień roboczych. Dąży się również do zmniejszenia pulsacji wydajności, poprzez modyfikację zarysu kół zębatych, co dodatkowo przekłada się na obniżenie poziomu generowanego hałasu [3, 4].

Na podstawie przeprowadzonych badań własnych można zauważyć, że modyfikacje pomp mające zredukować poziom emitowanego hałasu zazwyczaj niosą ze sobą negatywne skutki w postaci utraty wysokich sprawności, jakimi cechują się konwencjonalne jednostki. Utrata sprawności wynika przede wszystkim ze strat objętościowych. W pompach zębatych główne straty objętościowe zlokalizowane są w dwóch obszarach: pomiędzy wierzchołkami zębów a korpusem pompy (szczelina obwodowa) oraz na powierzchniach czołowych kół zębatych (szczelina czołowa)[5].

Objekt badań, stanowisko pomiarowe, procedura testowa

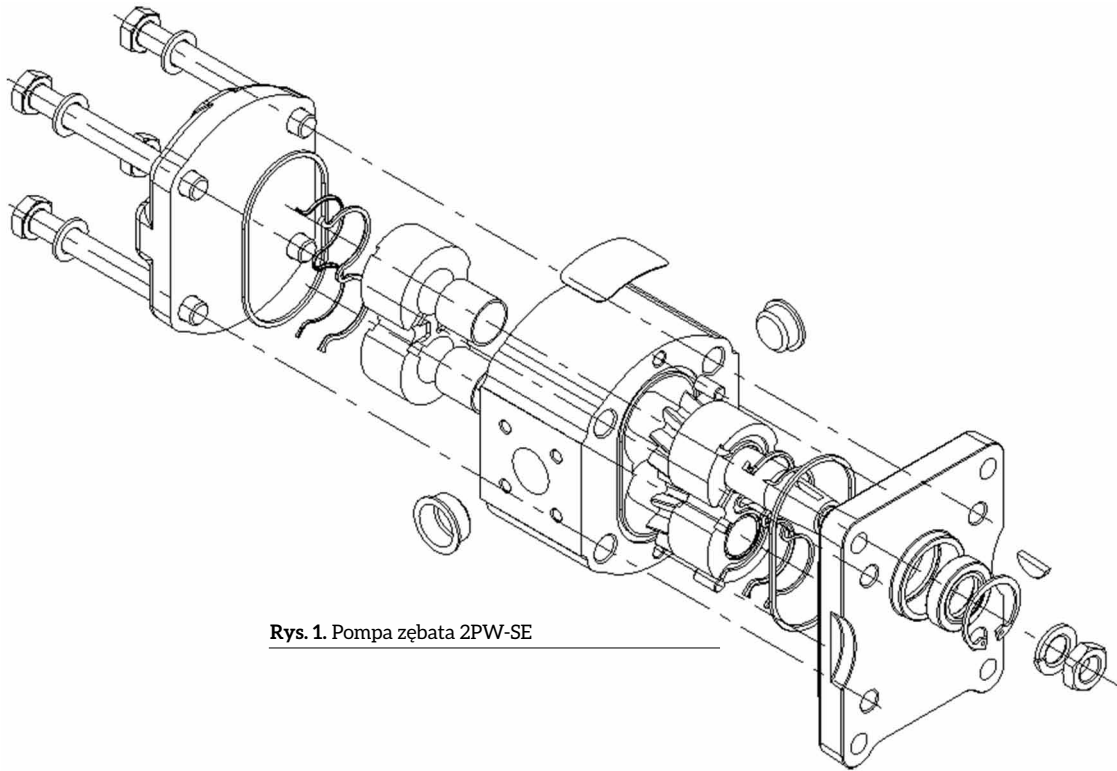
Badania przeprowadzono na prototypowej pompie zębatej 2PW-SE (rys. 1) o trójewolwentowym zarysie kół zębatych. Dobór zarysu został przeprowadzony z zastosowaniem wielowartościowych drzew logicznych. W procesie optymalizacji przyjęto pięć bazowych kryteriów: technologiczność narzędzia, minimalizacja współczynnika kompresji, minimalizacja zmian sił dynamicznych w zazębieniu, minimalizacja współczynnika pulsacji wydajności oraz wysoka efektywność energetyczna [6]. Biorąc pod uwagę założone warunki kryterialne, spośród przyjętych kilku alternatywnych kombinacji zarysów trójewolwentowych został wskazany profil charakteryzujący się występowaniem dwóch ewolwent zwyczajnych oraz jednej ewolwenty wydłużonej. Opracowana na Politechnice Wrocławskiej pompa została wykonana przez firmę Hydrotor SA. Wydajność jednostkowa pompy wynosi $q = 8 \text{ cm}^3/\text{obr.}$, a ciśnienie nominalne $p_t = 28 \text{ MPa}$. Maksymalne chwilowe ciśnienie

Streszczenie: W artykule zawarto wyniki testu trwałościowego prototypowej pompy zębatej o obniżonej pulsacji wydajności. Test obrazujący zachowanie pompy w trakcie eksploatacji podzielono na pięć etapów. Na każdy etap składa się 200 tys. cykli obciążenia pompy ciśnieniem nominalnym. Przed rozpoczęciem testu oraz po każdym etapie wykonano badania parametrów pompy w pełnym zakresie ciśnień tłoczenia. Przyjęto założenie, iż wydajność pompy w trakcie próby nie może obniżyć się o więcej niż 8%. Zaprezentowany w publikacji materiał jest wynikiem prac realizowanych w ramach projektu pt. „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej”. Projekt uzyskał dofinansowanie w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka, lata 2007–2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych. Nr projektu POIG.01.04.00-04-345/13. Prace badawcze realizowane były w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn Politechniki Wrocławskiej w kooperacji z firmą Hydrotor SA.

Słowa kluczowe: pompa zębata, pompa niskopulsacyjna, zarys trójewolwentowy

Abstract: The article contains the results of a durability test of prototype gear pump with reduced flow ripple. The test illustrating the behavior of the pump during operation was divided into five stages. Each stage consists of 200 000 cycles of pump load by nominal pressure. Before the test and after each stage the pump parameters were tested in the full range of working pressures. It was assumed that the pump's efficiency during the test can not be reduced by more than 8%. The material presented in the publication is the result of work conducted within project „The development of innovative gear pumps with a reduced level of acoustic emission”. The project has received funding in the Innovative Economy Operational Program, 2007–2013, Priority 1. Research and development of modern technologies, Measure 1.4. Support for target projects. Project no. POIG.01.04.00-04-345/13. The research was conducted in the Laboratory of Hydraulic Drives and Vibroacoustics of the Wrocław University of Science and Technology in cooperation with Hydrotor SA.

tłoczenia to $p_{tmax} = 32 \text{ MPa}$. W pompie tej zastosowano koła zębate o zębach skośnych w celu obniżenia pulsacji wydajności oraz poziomu generowanego hałasu.



Rys. 1. Pompa zębata 2PW-SE

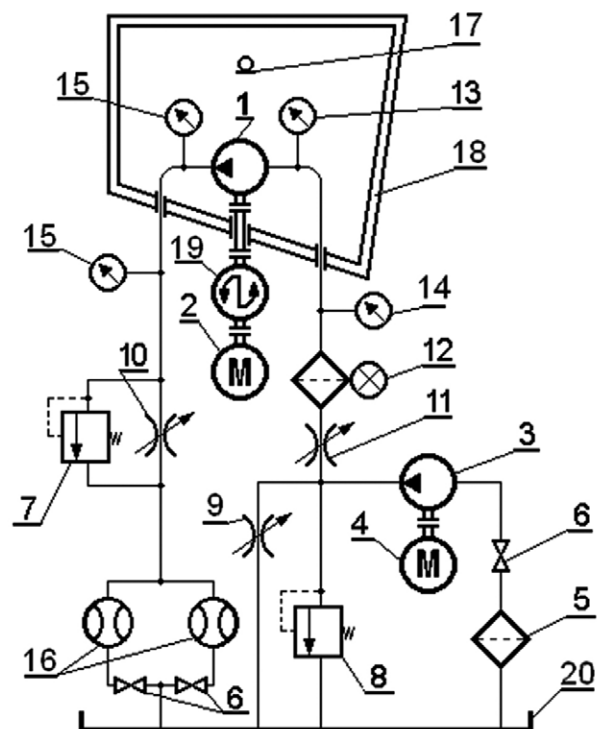
Wprowadzenie nowej konstrukcji pomp do produkcji seryjnej poprzedzają badania trwałościowe. Test wg przyjętej normy zakłada przeprowadzenie miliona cykli obciążenia pompy. Okres jednego cyklu wynosi 2 s, w którym to pompa zostaje obciążona ciśnieniem nominalnym przez 1 s, po czym zostaje odciążona. Test przeprowadzany jest przy prędkości nominalnej $n = 1500$ obr./min.

Test składał się z sześciu etapów. Po każdym z nich przeprowadzono badania hydrauliczne w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Badania wykonano dla trzech prędkości obrotowych 1000; 1500; 2000 obr./min. Warunkiem dyskwalifikującym pompę wg normy jest spadek wydajności dla dowolnego punktu pracy o więcej niż 8% względem charakterystyki przeprowadzonej po fabrycznym dotarciu pompy.

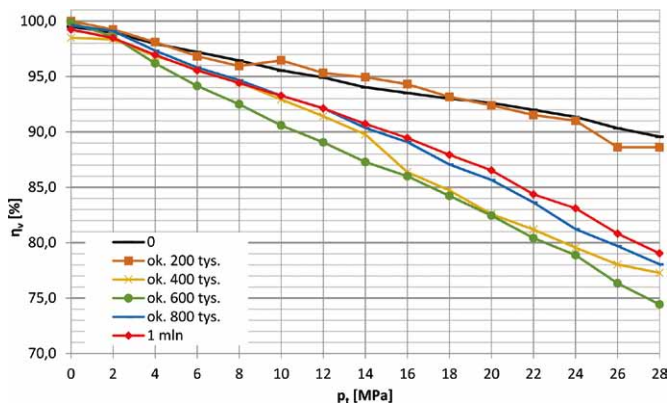
Na rysunku nr 2 przedstawiono schemat układu hydraulicznego, który pozwala na zapewnienie ciągłych nastaw ciśnień po stronie ssawnej i tłocznej. Nastawę ciśnienia po stronie ssawnej umożliwia układ złożony z pompy zasilającej (3) i nastawnych zaworów dławiących (9 i 11). Obciążenie badanej pompy uzyskuje się poprzez zawór dławiący (10), a zabezpiecza się pompę zaworem bezpieczeństwa (7). Do kontroli ciśnień po stronie ssawnej pompy służą manowakuometry (13, 14), natomiast po stronie tłocznej manometr (15). Natężenie przepływu ustala się przy pomocy włączanych sekwencyjnie przepływomierzy (16). Temperaturę cieczy roboczej kontrolowano za pośrednictwem chłodnicy zainstalowanej w zbiorniku zgodnie ze wskazaniami czujnika termistorowego umieszczonego w zbiorniku (20).

Wyniki badań

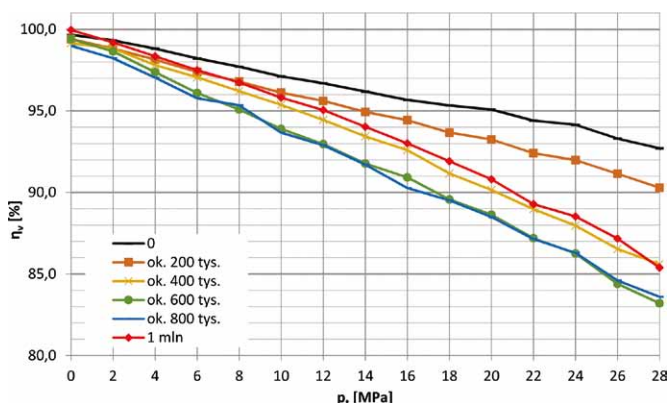
Na poniższych wykresach (rys. 3, 4, 5) przedstawiono charakterystyki sprawności objętościowej wykonane kolejno: przed testem (0 cykli), po wykonaniu około 200 tys., 400 tys., 600 tys., 800 tys. cykli oraz po zakończeniu testu (1 mln cykli).



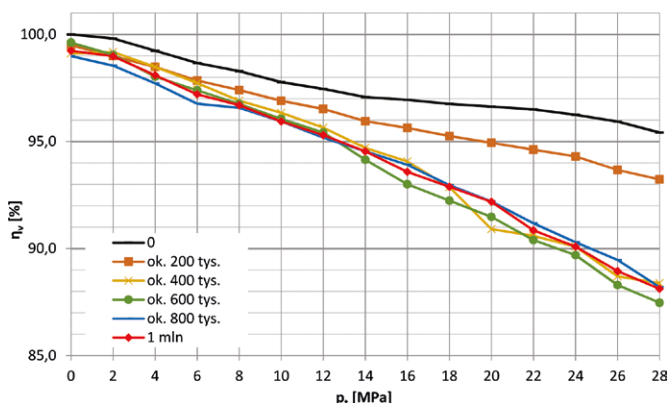
Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego: 1 - badana pompa zębata; 2 - silnik napędowy prądu stałego; 3 - pompa zasilająca; 4 - silnik prądu zmiennego; 5 - filtr ssawny; 6 - zawór odcinający; 7, 8 - zawory bezpieczeństwa; 9, 10, 11 - zawory odcinające; 12 - filtr zalewowy; 13, 14 - manowakuometr; 15 - manometr; 16 - przepływomierz; 17 - mikrofon pomiarowy; 18 - komora akustyczna; 19 - momentomierz; 20 - zbiornik



Rys. 3. Charakterystyki sprawności objętościowej po kolejnych etapach testu trwałościowego, $n = 1000$ obr./min



Rys. 4. Charakterystyki sprawności objętościowej po kolejnych etapach testu trwałościowego, $n = 1500$ obr./min



Rys. 5. Charakterystyki sprawności objętościowej po kolejnych etapach testu trwałościowego, $n = 2000$ obr./min

Wnioski

Charakterystyki sprawności objętościowej wykonane na kolejnych etapach testu pozwalają zasymulować zużycie pompy w trakcie warunków eksploatacji.

Sprawność objętościowa pompy przy prędkości obrotowej $n = 1000$ obr./min po 200 tys. cykli obciążenia była zbliżona

Tabela 1. Zestawienie sprawności wolumetrycznych zmierzonych w trakcie próby zasobu pracy dla pompy prototypowej z grupy dla nominalnych prędkości obrotowych

Próba zasobu pracy	Pompa 2PW-SE-8-28															
	Ciśnienie tłoczenia															
	Mpa															
	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	
	Sprawność objętościowa															
	%															
Fabryczne dotarcie	99,7	99,3	98,8	98,2	97,7	97,1	96,7	96,2	95,7	95,3	95,1	94,4	94,1	93,3	92,7	
Wartość dop. 8% obniżenia sprawności	91,7	91,4	90,9	90,4	89,9	89,3	89	88	88	87,7	87,5	86,8	87	85,8	85,3	
Próba pracy 1 mln cykli	100,0	99,2	98,3	97,5	96,7	95,8	95,0	94,0	93,0	91,9	90,8	89,3	88,5	87,2	85,4	

lub minimalnie wyższa w stosunku do pompy tuż po cyklu docierania. Takie zjawisko występuje przy niedostatecznym dotarciu fabrycznym.

Badana jednostka nie wykazuje przedwczesnego zużycia. Sprawność objętościowa, przy nominalnej prędkości obrotowej i nominalnym ciśnieniu, po wykonaniu 1 mln cykli nie spada poniżej przyjętej normy. W tabeli 1 zestawiono wartości sprawności objętościowej w pełnym zakresie ciśnień roboczych po dotarciu fabrycznym, po próbie trwałościowej oraz najniższe dopuszczalne wartości sprawności objętościowej spełniające przyjętą normę.

Literatura

- [1] OSIECKI A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Wydawnictwo WNT, Warszawa 2014.
- [2] SZABŁOWSKI K.: *Pompy wyporowe*. PWN, Warszawa – Kraków 1997.
- [3] OSIŃSKI P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
- [4] KOLLEK W., OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [5] BURY P., OSIŃSKI P., RUTAŃSKI J., ZAKRZEWSKI B.: *Badania porównawcze właściwości akustycznych i hydraulicznych niskopulsacyjnych pomp zębatych serii 2PW-SE*, zaprezentowano na „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2016”, Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Katowice, 2016.
- [6] OSIŃSKI P.: *Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu*. Oficyna Wydawnicza Politechniki, Wrocław 2017.

dr hab. inż. Piotr Osiński – kierownik Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska; mgr inż. Paweł Bury, mgr inż. Rafał Cieśllicki – pracownicy naukowo-dydaktyczni, asystenci, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska; tech. Leon Lorek – pracownik inżynierijno-techniczny, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska