

**PAWEŁ BURY<sup>1)</sup>, PIOTR OSIŃSKI<sup>2)</sup>, JANUSZ RUTAŃSKI<sup>3)</sup>,  
BENEDYKT ZAKRZEWSKI<sup>4)</sup>**

<sup>1)</sup> Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, [pawel.bury@pwr.edu.pl](mailto:pawel.bury@pwr.edu.pl)

<sup>2)</sup> Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, [piotr.osinski@pwr.edu.pl](mailto:piotr.osinski@pwr.edu.pl)

<sup>3)</sup> Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, [janusz.rutanski@pwr.edu.pl](mailto:janusz.rutanski@pwr.edu.pl)

<sup>4)</sup> PHS HYDROTOR S.A., Dział Technologii i Konstrukcji, [technologia@hydrotor.com.pl](mailto:technologia@hydrotor.com.pl)

## **Badania porównawcze właściwości akustycznych i hydraulicznych niskopulsacyjnych pomp zębatych serii 2PW-SES**

### **Streszczenie**

W niniejszej pracy omówiono wybrane aspekty oceny właściwości hydraulicznych i akustycznych prototypowych niskopulsacyjnych pomp zębatych opracowanych w kooperacji z przedsiębiorstwem PHS HYDROTOR S.A.. Przedstawiono także wykresy porównawcze sprawności objętościowej oraz charakterystyki emisji akustycznej dla nowo zaprojektowanych oraz konkurencyjnych pomp cichych. Prace realizowano w ramach Programu Operacyjnego Innowacyjna Gospodarka w latach 2007–2013, Priorytet 1. Badania i rozwój nowoczesnych technologii, Działanie 1.4 Wsparcie projektów celowych. Nr projektu POIG.01.04..00-04-345/13.

### **1. Wprowadzenie**

Pompy wyporowe są podstawowym elementem hydrostatycznych układów napędowych, które pełnią funkcję generatorów energii. Do najpopularniejszej grupy pomp należą pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Ich celem jest zamiana energii mechanicznej dostarczonej przez silnik napędowy na energię ciśnienia zakumulowaną w przetłaczanym czynniku roboczym. Aby pompa mogła być szeroko stosowana w hydraulicznych układach napędowych, musi spełniać następujące wymagania [1], [2]:

- wysokie ciśnienia robocze powinny być wytwarzane przy jak najwyższych sprawnościach;
- odpowiednia i jak najmniej zmieniająca się wydajność powinna być zapewniona w całym zakresie ciśnień roboczych;
- powinna samozasysać ciecz roboczą ze zbiornika.

Realizacja tych wymagań związana jest z zapewnieniem możliwie największej szczelności wewnętrznej, którą zapewnia konstrukcja pompy. Wewnętrzna szczelność jest warunkiem koniecznym, umożliwiającym poprawne działanie. Pompy zębate przetłaczają określone dawki (objętości) czynnika roboczego z przestrzeni ssawnej do tłocznej za pomocą elementów wyporowych, którymi w przypadku pomp zębatych są zęby kół zębatych. Nie byłoby to możliwe bez szczelnego oddzielenia przestrzeni ssawnej od tłocznej oraz zachowania szczelności pomiędzy komorą wyporową a elementami wyporowymi. Uzyskana szczelność ma również wpływ na wartość sprawności ogólnej pompy zębatej [1], [3].

Sprawność pompy jest ściśle związana ze stratami energii występującymi podczas pracy jednostki. Biorąc pod uwagę przyczynę ich powstawania, straty w pompach zębatych można podzielić na:

- straty objętościowe (wolumetryczne) – spowodowane są przeciekami czynnika roboczego z komór wporowych przez szczeliny, występujące pomiędzy elementami wporowymi (zębami) a ściankami komór roboczych (korpusem i korpusem łożyska). Zmniejszają one ilość cieczy dostarczanej każdorazowo do obszaru tłocznego. Drugim miejscem powstawania strat objętościowych w pompach zębatych jest obszar oddzielenia strefy tłocznej i ssącej, czyli obszar zazębienia kół. Efektem jest zmniejszenie wydajności teoretycznej  $Q_t$  o wartość  $\Delta Q$ , która określa wielkość strat objętościowych. Wydajność rzeczywistą  $Q_{rz}$  pompy można zdefiniować wzorem:

$$Q_{rz} = Q_t - \Delta Q \quad (1)$$

Aby ocenić wpływ wielkości strat objętościowych na bilans energetyczny pompy zębatej, wprowadzono pojęcie sprawności objętościowej (wolumetrycznej). Jej wartość odpowiada ilorazowi wydajności rzeczywistej  $Q_{rz}$  do wydajności teoretycznej  $Q_t$ :

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{rz}}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_t} \quad (2)$$

- straty hydrauliczno-mechaniczne – spowodowane są tarciem występującym pomiędzy wszystkimi współpracującymi powierzchniami oraz oporami przepływu czynnika we wszystkich kanałach wewnętrznych pompy. Mają wpływ na wartość momentu przyłożonego do wałka pompy, ponieważ sprawiają, iż moment rzeczywisty  $M_{rz}$  jest większy od momentu teoretycznego  $M_t$  o wartość momentu strat  $\Delta M$ :

$$M_{rz} = M_t + \Delta M \quad (3)$$

Analogicznie do sprawności objętościowej (wolumetrycznej) wprowadzony został parametr opisujący sprawność hydrauliczno-mechaniczną. Jego wartość określa się jako iloraz momentu teoretycznego  $M_t$  do momentu rzeczywistego  $M_{rz}$  przyłożonego do wałka pompy:

$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{M_{rz}} = \frac{M_t}{M_t + \Delta M} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M}{M_t}} \quad (4)$$

Sprawność całkowita pompy wporowej jest stosunkiem mocy efektywnej  $N_e$ , jaką można wykorzystać w układzie, do mocy napędowej  $N_g$  dostarczonej do jednostki przez układ napędowy. Rozpisując obie moce oraz przekształcając równanie, sprawność całkowitą pompy można przedstawić jako iloczyn sprawności wolumetrycznej oraz sprawności hydrauliczno-mechanicznej:

$$\eta_c = \frac{N_e}{N_g} = (\dots) = \eta_{vol} \eta_{hm} \quad (5)$$

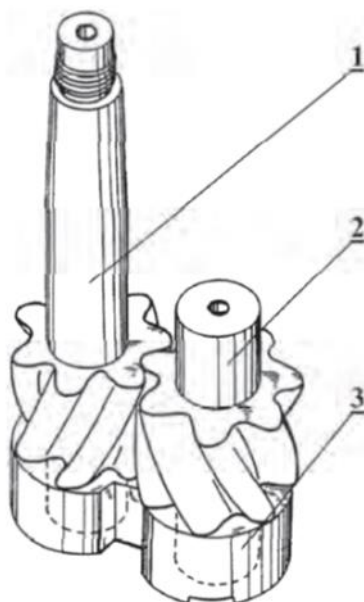
Na sprawność pomp wporowych wpływa wiele czynników konstrukcyjnych, technologicznych oraz warunków eksploatacji. Do najważniejszych należą:

- rodzaj i parametry uzębienia;
- konstrukcja odciążenia przestrzeni zasklepionej;
- dobór odpowiednich materiałów;
- tolerancje wykonania elementów;
- jakość powierzchni współpracujących oraz sposób obróbki;
- czynnik roboczy i warunki eksploatacji.

Obecnie coraz większy nacisk kładziony jest na szeroko pojętą energooszczędność oraz poprawę warunków pracy użytkownika. O ile parametry sprawnościowe urządzeń hydraulicznych są już na stosunkowo wysokim poziomie, o tyle odpowiednio wysoki komfort

pracy użytkownika nie jest jeszcze zapewniony. Układy hydrauliczne generują specyficzny i dosyć uciążliwy hałas, który jest emitowany nie tylko przez samą pompę, ale również przez elementy wykonawcze i rurociągi. Na rynku jest wielu producentów, którzy posiadają w swojej ofercie pompy nisko pulsacyjne/ciche o rozmaitej konstrukcji. Do najbardziej powszechnych należą pompy zębate o zębach ewolwentowych, natomiast za pompy o najlepszych parametrach akustycznych uważane są pompy o zębach nieewolwentowych, których profil uzębienia nie tworzy przestrzeni zasklepionej (rys. 1) [2]. Podążając za wyzwaniem oraz trendem do obniżenia pulsacji ciśnienia podjęto współpracę z jednym z krajowych producentów elementów hydraulicznych. Efektem miało być zaprojektowanie pomp o obniżonej emisji akustycznej.

Projektowanie nowej jednostki obejmowało kilkuetapową modernizację i badania pomp prototypowych. Wszystkie wykonane prace skupiały się wokół parametrów zazębienia, sposobu odciążenia przestrzeni zasklepionej oraz technologii wytwarzania. Efekty prac zostały odniesione do światowych standardów wyznaczonych przez czołowych producentów w wyniku przeprowadzonych badań porównawczych jednostek testowych.

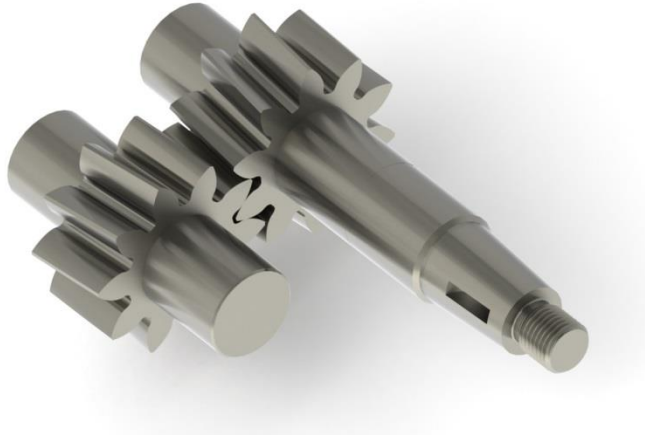


Rys. 1. Koła zębate śrubowe nieewolwentowe wg wniosku patentowego EP1132618:  
1 — koło czynne, 2 — koło bierne, 3 — korpus łożyska [2]

## 2. Opis pomp prototypowych

Prace zostały wykonane przy współpracy z przedsiębiorstwem PHS HYDROTOR S.A. w ramach projektu „Opracowanie innowacyjnych pomp zębatych o obniżonym poziomie emisji akustycznej” realizowanego w ramach Programu Operacyjnego 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.

Podczas badań analizowano geometrię kół zębatych o zębach skośnych. Dodatkowo rozpatrywano różne metody wytwarzania, przeanalizowano wpływ luzu międzyzębego, kształtu i położenie rowków odciążających oraz zoptymalizowano modyfikację zarysu za pomocą metody drzew logicznych. Model takich kół przedstawiono na rys. 2. W porównaniu przedstawiono dwa typy pomp serii 2PW-SES, które różnią się kierunkiem skręcenia kół zębatych, co przekłada się na inny rozkład sił w zazębieniu. Przejście przez wszystkie etapy doboru i optymalizacji pozwoliło na uzyskanie wielu cennych informacji dotyczących projektowania pomp o obniżonej emisji akustycznej.



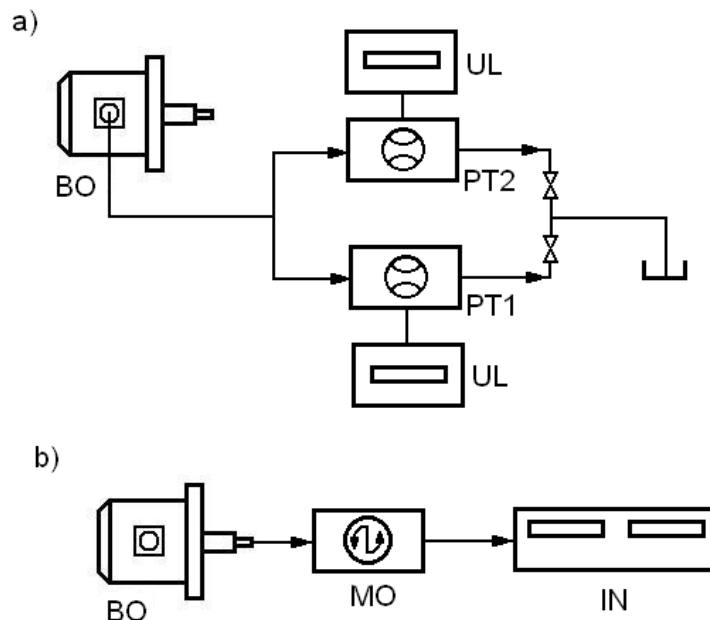
Rys. 2. Koła zębate o zębach skośnych

### 3. Stanowisko badawcze

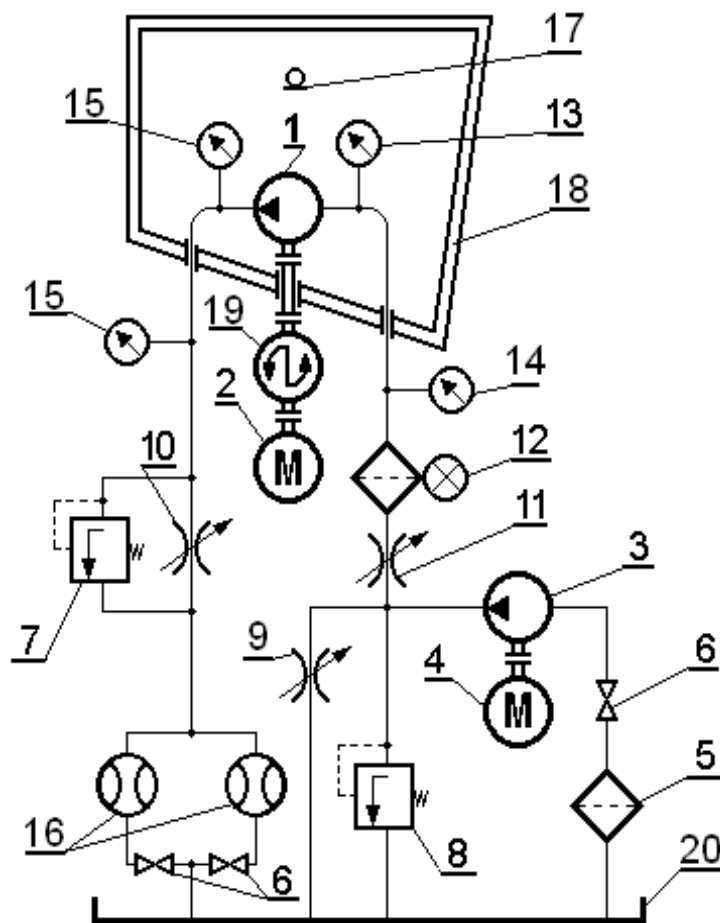
Badania każdej pompy prowadzono etapowo. Najpierw każdą pompę poddano dotarciu, tak aby uniknąć wpływu układania się kompensacji i docierania powierzchni współpracujących na charakterystyki hydrauliczne. Proces ten dla każdej pompy prowadzony był indywidualnie a ściśle kontrolowane były moment obrotowy i parametry hydrauliczne. Następnie wykonano charakterystyki hydrauliczne, po których przeprowadzono pomiary akustyczne.

#### 3.1. Pomiary hydrauliczne

Zestaw aparatury do pomiaru wydajności rzeczywistej i momentu obrotowego na wałku pompy przedstawiono na rys. 3a i b. Schemat stanowiska pomiarowego do badań parametrów akustycznych i hydraulicznych przedstawiono na rys. 4.



Rys. 3. Schemat blokowy toru pomiarowego: a) natężenia przepływu, b) momentu; BO – badany obiekt, tj. hydrauliczna pompa zębata, PT1 – przepływomierz turbinkowy typ HO3/4x5/8-1,75-16 f-my Hoffer, PT2 – przepływomierz turbinkowy typ HO3/4x5/8-2,5-29 f-my Hoffer, UL – uniwersalny licznik MINIrol typ E S730 DRT f-my KEP, MO – momentomierz MT1000 Nm nr 05/04 f-my SENSOR AT, IN – interfejs BETA2000 nr 05/03 f-my SENSOR AT

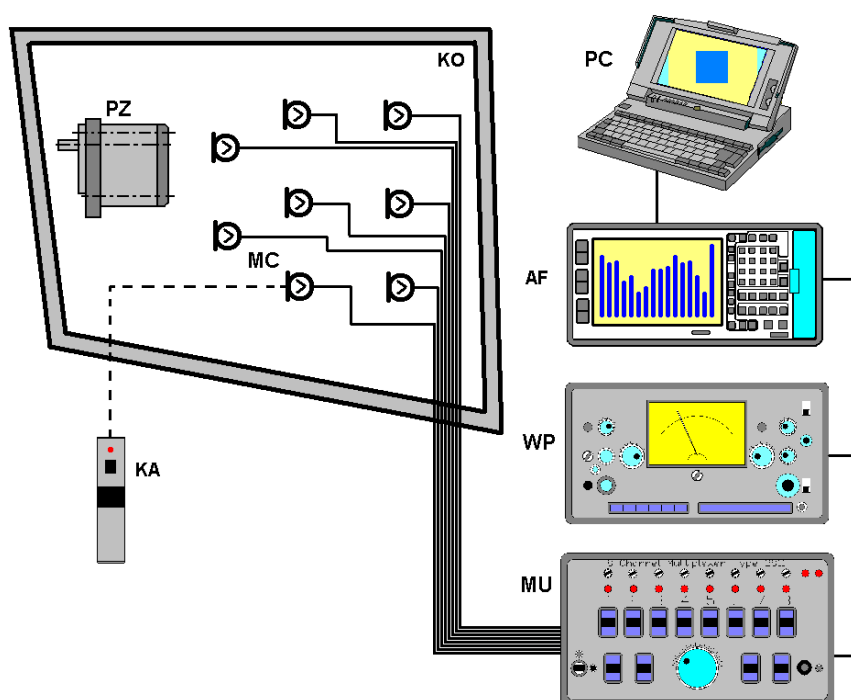


Rys. 4. Schemat stanowiska badawczego: 1 – badana pompa zębata, 2 – silnik napędowy prądu stałego, 3 – pompa zasilająca, 4 – silnik prądu zmiennego, 5 – filtr ssawny, 6 – zawór odcinający, 7, 8 – zawór bezpieczeństwa, 9, 10, 11 – zawory odcinające, 12 – filtr zlewowy FD1-10-200-10 z zaworem przelewowym i sygnalizacją wizualną elektryczną (10  $\mu$ m), 13, 14 – manowakuometr, 15 – manometr, 16 – przepływomierz, 17 – mikrofon pomiarowy, 18 – komora akustyczna, 19 – momentomierz, 20 – zbiornik

Badana pompa 1 Umieszczona w komorze akustycznej napędzana jest silnikiem 2 prądu stałego o mocy 100 kW współpracującego z tyrystorowym układem sterującym. Silnik prądu stałego Pxob-94a oraz tyrystorowy układ sterujący typ DSI-0360/MN-503 umożliwiają płynną zmianę prędkości obrotowej pompy w zakresie 0–2400 obr/min. Tyrystorowy układ sterujący umożliwia dokładny wybór prędkości obrotowej oraz zapewnia utrzymanie jej stałej wartości podczas prowadzenia pomiarów. Pokazany na rys. 4 układ hydrauliczny zapewnia ciągłą nastawę ciśnień po stronie ssawnej i tłocznej. Nastawę ciśnienia po stronie ssawnej umożliwia układ złożony z pompy zasilającej 3 i nastawialnych zaworów dławiących 9 i 11. Obciążenie badanej pompy uzyskuje się poprzez zawór dławiący 10, a samą pompę zabezpiecza się zaworem bezpieczeństwa 7. Do kontroli ciśnień po stronie ssawnej pompy służą manowakuometry 13 i 14, natomiast po stronie tłocznej manometr 15. Badana pompa jest sprzęgnięta poprzez momentomierz 19 z silnikiem napędowym 2. Kontrola prędkości obrotowej odbywała się za pomocą obrotomierza, w który wyposażony był momentomierz MT 100. Pomiar natężenia przepływu realizowano za pomocą przepływomierzy 16 włączanych sekwencyjnie z uwzględnieniem zakresu pomiarowego i wydajności rzeczywistych badanych jednostek. Temperaturę oleju w zbiorniku kontrolowano za pomocą miernika temperatury z czujnikiem termistorowym.

### 3.2. Pomiary akustyczne

Zestaw aparatury do pomiaru hałasu pomp zębatych przedstawiono na rys. 5. Badania hałasu pomp zębatych przeprowadzono w akustycznej komorze dyfuzyjnej. Z rozstawionych w niej ośmiu mikrofonów pomiarowych najpierw odczytano poziom ciśnienia akustycznego i poziomu dźwięku, a następnie uśredniono ich wartości wypadkowe. Mikrofony pomiarowe wybierane były przy odczycie ciśnienia akustycznego  $L_m$  [dB], poziomu dźwięku  $L_A$  [dB(A)], oraz widma oktawowego za pomocą multipleksera, a sam poziom w postaci numerycznej odczytywany był na ekranie dwukanałowego analizatora częstotliwości i zapisywany w pamięci komputera klasy PC. Wartości poziomu ciśnienia akustycznego widma oktawowego wyznaczane były z mikrofonu usytuowanego w centralnym punkcie komory akustycznej. Zapisane w pamięci komputera wartości wypadkowe sygnałów pomiarowych poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  i poziomu dźwięku  $L_A$  poddawano uśrednianiu i ostatecznej obróbce edycyjnej.



Rys. 5. Schemat blokowy toru pomiarowego do wyznaczania hałasu pomp zębatych; KO – komora akustyczna dyfuzyjna, IKiEM Politechniki Wrocławskiej, PZ – badany obiekt – hydrauliczna pompa zębata, MC – pojemnościowe mikrofony pomiarowe z przedwzmacniaczami typu 4165 + 2639 f-my Brüel & Kjaer, MU – multiplekser 8-kanałowy, typ 2811 f-my Brüel & Kjaer, WP – uniwersalny wzmacniacz pomiarowy, typu 2607 f-my Brüel & Kjaer, AF – analizator dwukanałowy częstotliwości typu 2144 f-my Brüel&Kjaer, KA – kalibrator akustyczny (pistonfon), typu 4220 f-my Brüel&Kjaer. PC – komputer.

Przed rozpoczęciem pomiarów akustycznych i po ich zakończeniu cały tor pomiarowy do wyznaczenia wielkości akustycznych został poddany kalibracji. Użyto do tego celu wzorcowego źródła dźwięku (pistonfonu).

Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn jest audytowane przez Instytut Akustyki Politechniki Wrocławskiej w obszarze badań elementów i układów hydrostatycznych [4]. Laboratorium jest jedyną tego typu jednostką w kraju przystosowaną do badań akustycznych pomp wyporowych w warunkach pola rozproszonego. Warunki te są określone stosownymi normami. Podstawa do pomiaru właściwości akustycznych była norma amerykańska ANSI S1.21-1972.

#### 4. Uzyskane wyniki

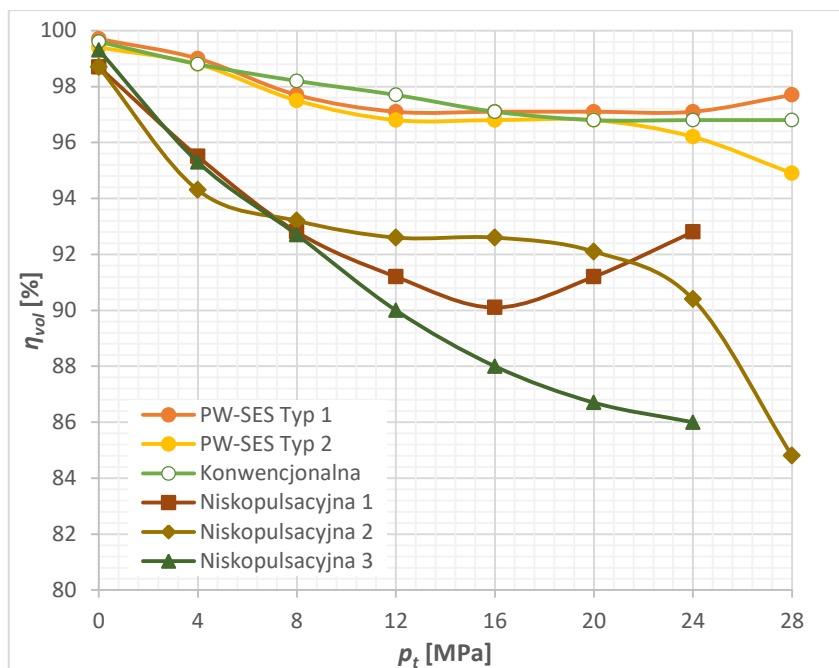
Oprócz jednostek nowo projektowanych badaniom zostały poddane: jedna pompa konwencjonalna oraz trzy niskopulsacyjne pompy czołowych firm zagranicznych i krajowych. Poniżej przedstawiono porównanie parametrów hydrauliczno-mechanicznych oraz akustycznych dla wybranych sześciu jednostek o zbliżonej wielkości geometrycznej. W tabeli 1 scharakteryzowano porównywane typy pompy.

Tabela 1. Zestawienie porównywanych pomp wraz z krótką charakterystyką

Typ pompy	Opis
2PW-SES typ 1	zęby skośne bezluzowe o zarysie ewolwentowym modyfikowanym metodą drzew logicznych
2PW-SES typ 2	zęby skośne bezluzowe o zarysie ewolwentowym modyfikowanym metodą drzew logicznych
Konwencjonalna	zęby proste z luzem boczym o zarysie ewolwentowym
Niskopulsacyjna 1	zęby skośne z zerowym luzem boczym o zarysie nieewolwentowe
Niskopulsacyjna 2	zęby skośne z luzem bocznym o zarysie ewolwentowym
Niskopulsacyjna 3	zęby skośne z zerowym luzem bocznym o zarysie nieewolwentowe

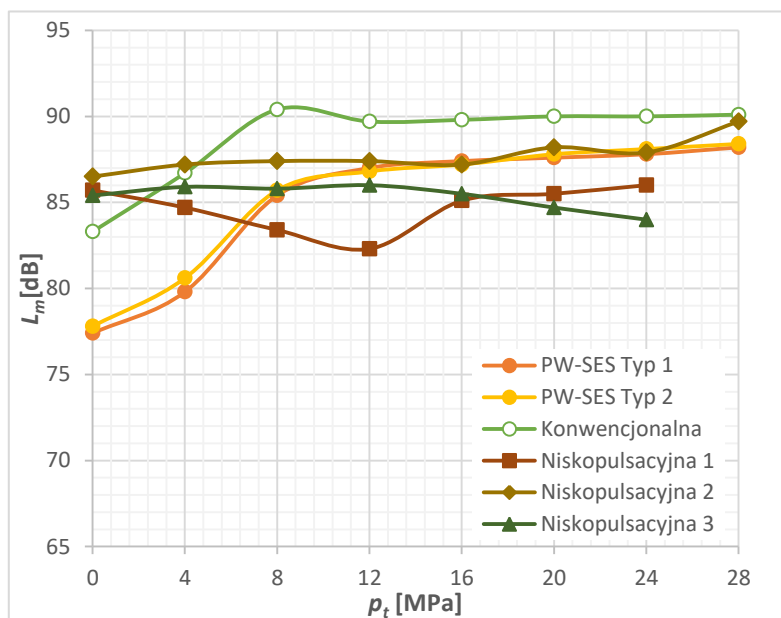
Porównując charakterystyki sprawności objętościowej sporządzone dla nominalnej prędkości obrotowej 1500 obr/min (rys. 6), można zauważyć wyraźną przewagę nowo projektowanych pomp typu 2PW-SES nad konkurencyjnymi, niskopulsacyjnymi przy jednoczesnym zachowaniu wysokiej szczelności wewnętrznej porównywalnej z jednostką konwencjonalną. Sprawność objętościowa w ich przypadku pozostaje powyżej 95% prawie w całym zakresie ciśnień. Pompy niskopulsacyjne cechują się sprawnościami dużo gorszymi po przekroczeniu 4 MPa, sprawność wolumetryczna w rozważanym zakresie jest niższa 1,6–12,8%.

Koła śrubowe zastosowane w pompach serii 2PW-SES generują w trakcie pracy siłę osiową, która przekazywana jest na bloki kompensacji luzów czołowych. Powstała rozbieżność charakterystyk sprawnościowych pomiędzy pompami 2PW-SES Typ 1 a Typ 2 spowodowana jest między innymi różnym rozkładem sił działających na wspomniane bloki łożyskowe. Odmienność ta spowodowana jest kołami zębatymi naciętymi o różnym kącie skrzywienia linii śrubowej. Kolejnym ważnym czynnikiem wpływającym na charakterystyki jest również zakres tolerancji, w której zostały wykonane pompy prototypowe.



Rys. 6. Charakterystyki sprawności objętościowej dla 1500 obr/min [5]–[7]

Analizując charakterystyki akustyczne (poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  (rys. 7) oraz poziomu dźwięku  $L_A$  (rys. 8)), można zauważyć wyraźną poprawę jakości pomp nowej generacji w stosunku do pompy konwencjonalnej, szczególnie dla niskich ciśnień, gdzie uzyskano redukcję emitowanego poziomu ciśnienia akustycznego nawet o 6 dB.

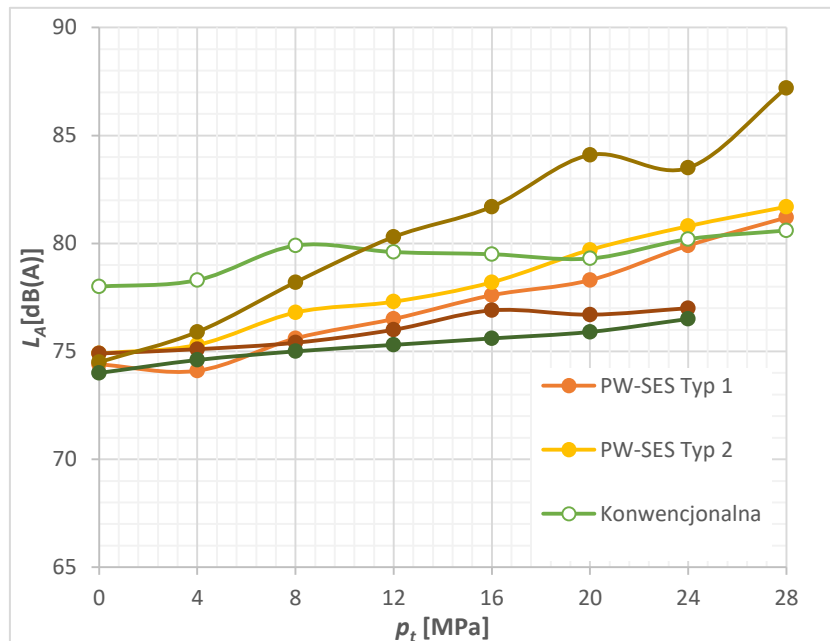


Rys. 7. Poziom ciśnienia akustycznego  $L_m$  z zależności od ciśnienia przy 1500 obr/min [6]–[8]

Pompy niskopulsacyjne (1 i 3) z nowatorskim zarysem nieewolwentowym, w którym styk kół zębatych jest ciągły i nie tworzy się przestrzeń zasklepiona, emitują wyraźnie niższy poziom dźwięku A niż pompy o zarysie ewolwentowym z luzem bocznym (pompa konwencjonalna oraz pompa z zarysem ewolwentowym, skośnym). Przykładem nieewolwentowych profili kół



zębatach są rozwiązania zastrzeżone patentami: US2159744, US3164099, WO2010063705A1, EP1132618. Zastosowanie w pompach prototypowych zębów skośnych oraz zerowego luzu bocznego wraz z nowatorską modyfikacją zarysu zoptymalizowaną metodą drzew logicznych pozwoliło na obniżenie mierzonego poziomu dźwięku A do wartości emitowanych przez pompy niskopulsacyjne o zarysach nieewolwentowych w zakresie niskich i średnich ciśnień roboczych  $p_t$ . Powyżej 20 MPa przewaga pomp o zarysach nieewolwentowych jest wyraźniejsza.



Rys. 8. Poziom dźwięku  $L_A$  w zależności od ciśnienia dla 1500 obr/min [6]–[8]

Niższe wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  pomp prototypowych względem jednostek niskopulsacyjnych w zakresie niskich ciśnień pracy  $p_t$  związane są z większym udziałem składowych niskoczęstotliwościowych w przypadku jednostek o zarysie nieewolwentowym oraz z podwojeniem amplitudy pulsacji jednostek z zerowym luzem bocznym. W zakresie średnich i wysokich ciśnień roboczych różnice zacierają się i spowodowane są większym udziałem hałasu pochodzenia mechanicznego.

## 5. Podsumowanie

Pompy z serii 2PW-SES jako pompy niskopulsacyjne (ciche) swoimi parametrami hydraulicznymi pozostają na poziomie pomp konwencjonalnych, które pod względem sprawności są najlepsze. Parametry akustyczne, ze szczególnym uwzględnieniem poziomu dźwięku  $L_A$ , wchodzą zgodnie z celem projektu w zakres pomp cichych. Badania porównawcze pokazały, że nowa seria pomp niskopulsacyjnych w zakresie ciśnień 4–28 MPa emituje hałas o natężeniu niższym 0,6–6 dB(A) w stosunku do pompy o zbliżonej konstrukcji (niskopulsacyjnych 2). Warto tutaj podkreślić, że w zakresie niskich i średnich ciśnień, tj. do 16 MPa, pompa 2PW-SES Typ 1 generuje hałas zbliżony do pompy niskopulsacyjnej 1 o zarysie cechującym się zerową przestrzenią zasklepioną produkcji światowej. W całym zakresie ciśnień roboczych różnica ta nie przekracza 3 dB(A). Dodatkowo należy podkreślić możliwość pracy wdrożonej do produkcji jednostki do wyższych ciśnień roboczych  $p_t$  wynoszących 28 MPa.

Podsumowując, pompy serii 2PW-SES można z pewnością zaliczyć do grupy pomp cichych, przy jednoczesnym zachowaniu wysokich parametrów hydraulicznych, sprawnościowych porównywalnych z pompami konwencjonalnymi.

## LITERATURA

- [1] STRYCZEK S., 2014. *Napęd hydrostatyczny*, cz. 1. WNT, Warszawa.
- [2] OSIŃSKI P., 2013. *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- [3] STRYCZEK J., 2007. *Koła zębate maszyn hydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.
- [4] DOBRUCKI A., SZMAL C. *Badanie Pogłosowej Komory Akustycznej Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn*. Raport serii Sprawozdania I-28/019.
- [5] KOLLEK W., MAGA K., OSIŃSKI P., RUTAŃSKA J., 2015. *Badania hydrauliczne nowo projektowanych pomp prototypowych typu 2PW-SES o zębach skośnych szlifowanych*, Politechnika Wroclawska, Raport serii SPR nr 185.
- [6] KOLLEK W., OSIŃSKI J., MAGA K., RUTAŃSKI J., 2015. *Porównawcze badania akustyczne i hydrauliczne krajowych pomp zębatych typu PZ4 grupa 2*. Politechnika Wroclawska, Raport serii SPR nr 15.
- [7] KOLLEK W., OSIŃSKI J., MAGA K., RUTAŃSKI J., 2015. *Porównawcze badania akustyczne i hydrauliczne niskopulsacyjnych pomp zębatych*. Politechnika Wroclawska, Raport serii SPR nr 27.
- [8] KOLLEK W., OSIŃSKI J., MAGA K., RUTAŃSKI J., 2015. *Badania akustyczne nowo projektowanych pomp prototypowych typu 2PW-SES o zębach skośnych szlifowanych*. Politechnika Wroclawska, Raport serii SPR nr 187.

## COMPARATIVE RESEARCH ACOUSTIC AND HYDRAULIC PROPERTIES OF LOW-PULSATING GEAR PUMP SERIES 2PW-SES

### Abstract

This article presents some aspects of the assessment of the hydraulic and acoustic properties of prototype low-pulsation gear pump developed in cooperation with the company PHS HYDROTOR S.A.. Here is presented comparative diagrams of volumetric efficiency and the characteristics of acoustic emission for newly designed and competing low-noise pumps. The work carried out under the Operational Programme Innovative Economy for the years 2007- 2013, Priority 1. Studies and the development of new technologies, Measure 1.4 Support for special projects. Project No. POIG.01.04..00-04-345 / 13.