

Wpływ materiału zastosowanego na wkładkę w sprzęgle podatnym na hałas generowany przez pompę zębatą

Piotr Osiński, Kacper Leszczyński

1. Wstęp


Rozwój współczesnej techniki koncentruje się na ogólnym trendzie zmierzającym do minimalizacji masy urządzeń, przy jednoczesnym wzroście ich mocy [1]. Powszechnie przyjęty kierunek rozwoju zmierzający do wzrostu współczynnika mocy do masy wiąże się ze eskalacją hałaśliwości maszyn [4, 5]. Wzrost zagrożeń wibroakustycznych został zauważony w wielu wytycznych krajowych i europejskich [2]. Hałas został wymieniony w europejskim programie ochrony środowiska jako jeden z najbardziej problematycznych zjawisk na terenach miejskich oraz w środowisku pracy. Z tego powodu podejmowane są działania techniczne i administracyjne dążące do zredukowania jego negatywnego oddziaływania [3, 7, 8, 9].

Dźwięk to wrażenie słuchowe wywołane rozchodzącymi się w sposób falowy cząsteczkami ośrodka, w którym następuje propagacja fali. Dźwięki o wysokim poziomie mocy akustycznej mogą być szkodliwe dla człowieka, szczególnie przy długim czasie oddziaływania [12]. Czułość narządu słuchu jest zależna od częstotliwości dźwięku i jest największa dla przedziału od 800 do 4000 Hz. Dla tych wartości hałas jest najbardziej nieprzyjemny. Zmienność czułości ucha ludzkiego powoduje konieczność stosowania tzw. krzywych korekcyjnych w celu oceny oddziaływania dźwięku na organizm człowieka.

Pompy wyporowe używane jako generatory energii to w ponad połowie przypadków pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym [3, 6, 10, 11]. Mają wiele istotnych zalet, takich jak: prosta i zwarta budowa, niezawodność, odporność na zanieczyszczenia czynnika roboczego oraz stosunkowo niskie koszty wytwarzania. Zwiększanie parametrów pracy pomp zębatych powoduje wzrost emisji wartości poziomu dźwięku, co bywa powodem rezygnacji z ich użycia w niektórych typach maszyn [4, 8]. Hałaśliwość pompy jest następstwem występujących w niej zjawisk hydraulicznych związanych z przepływem czynnika roboczego oraz mechanicznej współpracy elementów konstrukcji jednostki. Główne przyczyny emisji hałasu przez pompę zębatą to [7, 8, 9]:

- nagły wzrost ciśnienia między ssawnym i tłocznym obszarem pompy;
- pulsacja wydajności i ciśnienia;
- zjawisko zasklepienia cieczy we wrębach kół zębatych i kawitacja;
- zmienne obciążenie pochodzące z oddziaływania cieczy na zespół kół zębatych.

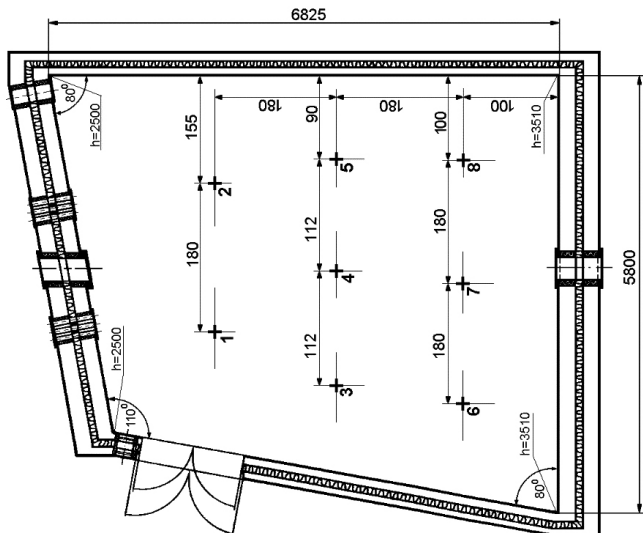
Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań, których celem było sprawdzenie, w jakim stopniu zmiana materiału wkładki w elastycznym sprzęgle kłowym wpływa na poziom hałasu emitowanego przez pompę zębatą. W ramach pracy przeprowadzono pomiary poziomu ciśnienia akustycznego generowanego przez pompę zębatą dla trzech wariantów. Warianty te różniły się typem użytego materiału na wkładki. Zastosowane wkładki cechowały się różną twardością.

 **Abstract:** This article presents the results of research, whose purpose of the research how material of insert in flexible spider coupling affects the level of noise generated by gear pump. As part of the work measurements of sound pressure level generated by gear pump were made for three variants. Variants differed by the type of material used for inserts. The used inserts were characterized by different hardness.

Istnieje wiele rozwiązań obniżających hałaśliwość układów hydraulicznych [4, 5, 7, 8, 12], lecz zwykle nie są one wystarczające. Najskuteczniejszym sposobem jest zwalczanie hałasu u jego źródła, np. poprzez zmiany w konstrukcji pompy [7, 8]. Bywa jednak, że hałasu nie da się zneutralizować w fazie projektowej. Częstym rozwiązaniem problemu jest oddzielenie źródła dźwięku od osób znajdujących się w pobliżu. Jest to jednak kosztowna metoda. Kolejna koncepcja może być ukierunkowana na zmniejszenie transmisji drgań dźwiękotwórczych. W tym celu w ramach pracy badawczych własnych podjęto próbę określenia wpływu materiału zastosowanego na wkładki elastyczne w sprzęgle podatnym w redukcji dźwiękotwórczych drgań skrętnych przekazywanych na linii silnik napędowy – pompa.

2. Obiekt badań, stanowisko pomiarowe

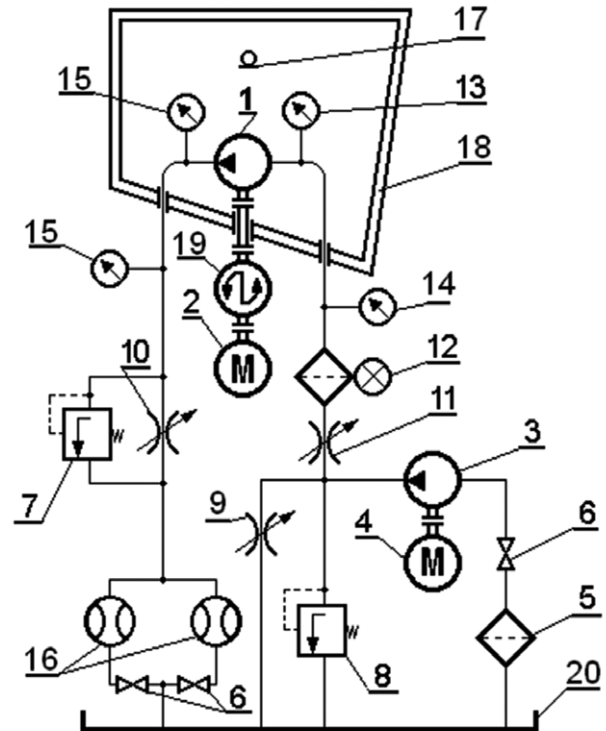
Badania przeprowadzono dla pompy prototypowej przynależnej do II grupy o oznaczeniu 2PW-SEW-08-28-2-776. Jednostkę prototypową opracowano na Politechnice Wrocławskiej w kooperacji z firmą Hydrotor SA w ramach projektu celowego.



Rys. 1. Komora pogłosowa (www.lhiw.pwr.edu.pl)

W referencyjnej pompie wykonano koła o zębach skośnych i zarysie ewolwentowym modyfikowanym w rejonie stopy i wierzchołka zęba. Obróbkę wykańczającą zarysu przeprowadzono metodą wiórkowania. Nominalne ciśnienie tłoczenia dla tej pompy wynosi 28 MPa, a maksymalne, chwilowe ciśnienie tłoczenia wynosi 32 MPa.

Pomiary poziomu ciśnienia akustycznego dźwięku wydawanego przez pompę zębatą zostały przeprowadzone w komorze pogłosowej będącej na wyposażeniu Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn (www.lhiw.pwr.edu.pl). Przedstawione na rys. 1 pomieszczenie z adaptacją akustyczną spełnia wytyczne sprecyzowane w normach ANSI S1.21-1972 i PN-85/N-01334, zapewniające możliwość atestowania maszyn pod kątem drgań i hałasu. W oparciu o przeprowadzone badania rozkładu pola akustycznego wyznaczono w komorze osiem punktów pomiarowych, gdzie ustawiono mikrofony. Wysokość, na jakiej znajdują się mikrofony, odpowiada wysokości osi wału napędowego i wynosi 1,3 m od podłogi.



- | | |
|--------------------------------------|--------------------------|
| 1 – badana pompa zębata; | 12 – filtr zalewowy; |
| 2 – silnik napędowy prądu stałego; | 13, 14 – manowakuometr; |
| 3 – pompa zasilająca (doładowująca); | 15 – manometr; |
| 4 – silnik prądu zmiennego; | 16 – przepływomierz; |
| 5 – filtr ssawny; | 17 – wibrometr laserowy; |
| 6 – zawór odcinający; | 18 – komora akustyczna; |
| 7, 8 – zawory bezpieczeństwa; | 19 – momentomierz; |
| 9, 10, 11 – zawory dławiące; | 20 – zbiornik |

Rys. 2. Schemat badanego stanowiska

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys. 2. Badana pompa (1) jest napędzana silnikiem (2) prądu stałego o mocy nominalnej 100 kW. Współpracuje on z termostycznym układem sterującym, który daje możliwość płynnej zmiany prędkości obrotowej wałka pompy w zakresie od 0 do

2000 obr./min. Przepływomierz turbinkowy (16) mierzy wydajność rzeczywistą pompy. Zintegrowane czujniki momentu i prędkości obrotowej (19) mierzą moment i liczbę obrotów na wale pompy, a także pomagają ustalić prędkość silnika napędowego.

Do połączenia wału pochodzącego od silnika napędowego z wałem pompy zębatej zostało zastosowane sprzęgło podatne kłowe. Użyte w sprzęgłe trzy badane wkładki podatne, zwane inaczej łącznikami elastycznymi, pochodzą od trzech różnych źródeł (firm), a co za tym idzie – są wykonane z trzech różnych materiałów, tj.:

- ulepszony poliamid o handlowej nazwie Tarnamid T27 jest najtwardszy ze wszystkich badanych materiałów, niestety producent nie określił liczbowo twardości (rys. 3.1);
- ulepszony poliuretan o twardości wynoszącej 64°Sh D (rys. 3.2);
- guma czarna o twardości 90°Sh A (rys. 3.3).

3. Wykonywanie badań

Pomiary przeprowadzone były dla wszystkich trzech wkładek przy pięciu różnych prędkościach obrotowych n , wynoszących kolejno 500, 800, 1000, 1500, 2000 obr./min oraz dziewięciu nastawach ciśnienia tłoczenia p_b , kolejno 0, 4, 8, 12, 16, 20, 24, 28, 32 MPa. Dla tych wartości odczytywane były: poziom ciśnienia akustycznego L_m oraz skorygowany poziom ciśnienia akustycznego L_A , dla każdego mikrofonu z osobna. Widmo dźwięku L_m^j odczytywane było dla częstotliwości 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000 Hz dla mikrofonu nr 4, ponieważ jego umiejscowienie w komorze sprawia, że odczyty są bardzo przybliżone do uśrednionych wartości wszystkich mikrofonów.

Mikrofony pomiarowe przesyłały sygnał do multipleksera, gdzie podczas odczytu danych wybierany był jeden z nich, a poziom hałasu wraz z widmem wyświetlany był na ekranie dwukanałowego analizatora częstotliwości. Kolejnym krokiem była analiza otrzymanych wyników na komputerze. Schemat toru pomiarowego pokazany jest na rysunku 4.

4. Wyniki badań

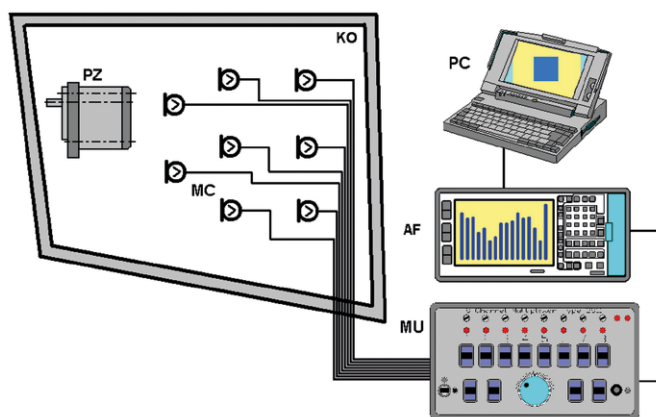
Z otrzymanych podczas badań wartości poziomu ciśnienia akustycznego w wybranych pasmach częstotliwości obliczono skorygowany poziom mocy akustycznej A dla zakresu częstotliwości od 125 do 8000 Hz. Parametr energetyczny (mocy wypromieniowanej) jest niezależny od otoczenia pomiarowego i w sposób jednoznaczny pozwala na określenie właściwości akustycznych rozpatrywanych przypadków. Poziom mocy akustycznej L_p i skorygowany poziom mocy akustycznej L_{PA} wg krzywej ważonej typu A określono wg następujących zależności:

Poziom mocy akustycznej w j -tym paśmie częstotliwości L_p^j (metoda dokładna):

$$L_p^j = L_m^j + 10 \log \frac{A^j}{A_0} + 10 \log \frac{1 + \frac{S_V \lambda}{8V}}{1 - \frac{A^j}{S_V}} - 6 + C \quad (1)$$



Rys. 3. Zdjęcia badanych wkładek



Rys. 4. Schemat blokowy urządzeń do pomiarów akustycznych

KA – kalibrator; MC – mikrofony pola swobodnego; MU – multiplexer; AF – dwukanałowy analizator częstotliwości; PC – komputer; PZ – pompa zębata; KO – komora

Poziom mocy akustycznej dla danego przedziału częstotliwości L_p :

$$L_p = 10 \log \left(\sum_{j=1}^n 10^{0,1L_p^j} \right) \quad (2)$$

Skorygowany poziom mocy akustycznej A w j -tym paśmie częstotliwości L_{PA}^j :

$$L_{PA}^j = L_p^j + K_{Aj} \quad (3)$$

Skorygowany poziom mocy akustycznej dla danego przedziału częstotliwości L_{PA} :

$$L_{PA} = 10 \log \left(\sum_{j=1}^n 10^{0,1L_{PA}^j} \right) \quad (4)$$

gdzie:

- A^i – chłonność akustyczna w m^2 , obliczona w j -tym paśmie częstotliwości;
 A^0 – $1 m^2$;
 S_V – powierzchnia komory;
 V – objętość komory;
 V_0 – $1 m^3$;
 λ – długość fali;
 n – liczba pasm częstotliwości;
 C – poprawka zależna od warunków klimatycznych (w warunkach normalnych $C = 0$);
 K_{Aj} – poprawka korekcyjna wg charakterystyki A dla użytego miernika poziomu dźwięku oraz komory pogłosowej (tabela 1).

Na rysunkach 5–9 porównano skorygowany poziom mocy akustycznej w zależności od zadanego ciśnienia tłoczenia dla każdej z trzech wkładek i dla każdej badanej prędkości obrotowej. Kolorem czerwonym oznaczona jest wkładka wykonana z poliamidu, zielonym z poliuretanu, a czarnym z gumy.

W celu jednoznacznego określenia przewagi jednego z materiałów użytego na wkładkę zaproponowano autorski współczynnik nadwyżki akustycznej θ_{pt} . Wprowadzenie wymienionego wskaźnika pozwala na przeprowadzenie oceny ilościowej w odniesieniu do wkładki cechującej się najmniejszą emisją mocy akustycznej dla danej prędkości obrotowej wału napędowego pompy. Współczynnik nadwyżki akustycznej θ_{pt} został zdefiniowany za pomocą wzorów (5) i (6).

$$\Delta L_{PA} = L_{PA}^{OC} - L_{PA}^{min} \quad (5)$$

$$\theta_{pt} = \sum_{pt} \Delta L_{PA} \quad (6)$$

gdzie:

- L_{PA}^{OC} – wartość oceniana skorygowanego poziomu mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$;
 L_{PA}^{min} – wartość skorygowanego poziomu mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$ najmniejsza dla rozpatrywanego ciśnienia tłoczenia i prędkości obrotowej.

Do ustalenia przewagi jednego z badanych materiałów niezależnie od prędkości obrotowej i ciśnienia tłoczenia wprowadzono uogólniony, autorski współczynnik nadwyżki akustycznej θ . Jego wartość to suma współczynników nadwyżki akustycznej danej wkładki dla każdej z prędkości obrotowej wg wzoru (7).

$$\theta = \sum_n \theta_{pt} \quad (7)$$

Wkładka, dla której wskaźnik θ_{pt} okaże się być najniższy będzie charakteryzować się najmniejszym poziomem

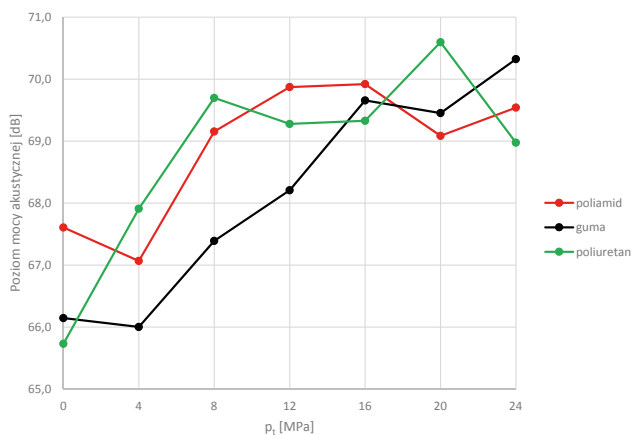
Tabela 1. Poprawka korekcyjna K_{Aj} wg charakterystyki A dla podanych częstotliwości

Oktawa j-ta f[Hz]	K_{Aj}
125	-16,1
250	-8,6
500	-3,2
1000	0
2000	+1,2
4000	+1,0
8000	-1,1

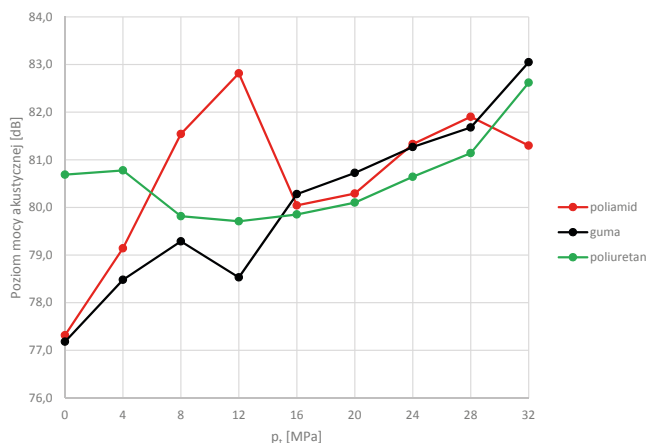
skorygowanego poziomu mocy akustycznej w całym zakresie ciśnień roboczych dla rozpatrywanej prędkości obrotowej wału pompy. Zaś najniższa wartość wskaźnika θ będzie charakteryzować wkładkę, która odznacza się najmniejszą emisją hałasu dla wszystkich badanych parametrów. Zatem będzie ona najbardziej uniwersalna dla zespołu napędowego cechującego się dużą rozpiętością roboczych prędkości obrotowych. Wartości otrzymanych współczynników w zależności od zastosowanej wkładki i zadanej prędkości obrotowej zaprezentowano w tabeli 2.

reklama

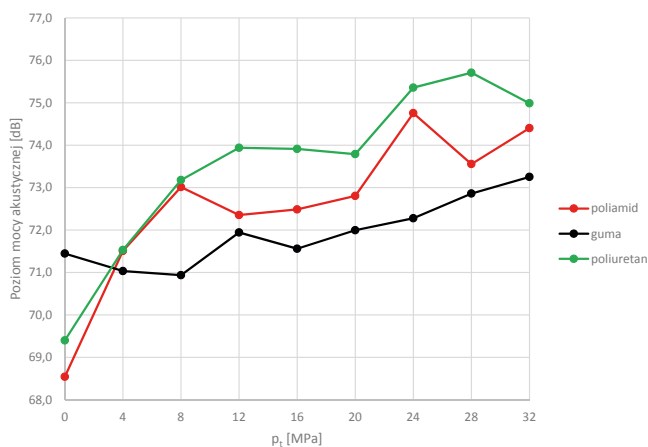




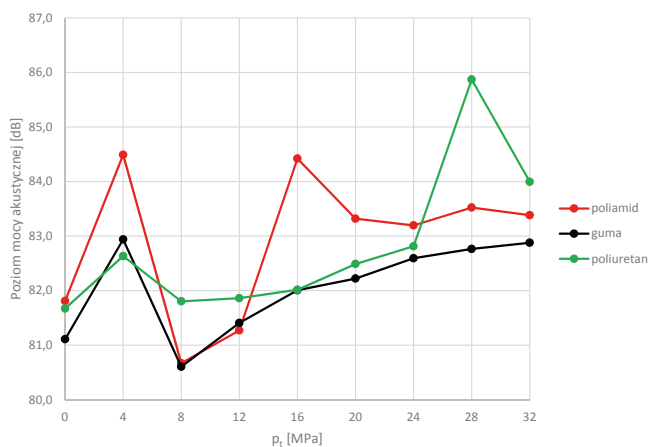
Rys. 5. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$ dla prędkości obrotowej $n = 500$ obr./min



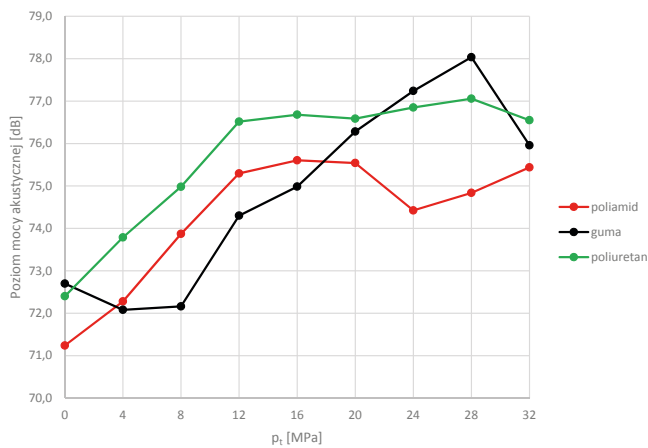
Rys. 8. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$ dla prędkości obrotowej $n = 1500$ obr./min



Rys. 6. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$ dla prędkości obrotowej $n = 800$ obr./min



Rys. 9. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$ dla prędkości obrotowej $n = 2000$ obr./min



Rys. 7. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8kHz)}$ dla prędkości obrotowej $n = 1000$ obr./min

Tabela 2. Wartości wskaźników θ_{pt} i θ dla poszczególnych wkładek i prędkości obrotowych

			Poliamid	Poliuretan	Guma
Prędkość obrotowa [obr./min]	500	θ_{pt}	7,5	6,8	2,5
	800		9,0	17,4	2,9
	1000		3,5	16,4	8,7
	1500		9,2	8,8	4,0
	2000		8,0	7,1	0,4
θ			37,2	56,5	18,5

Z wartości współczynnika θ_{pt} podanych w tabeli 2 wynika, że wkładką charakteryzującą się najmniejszą wartością skorygowanego poziomu mocy akustycznej jest wkładka gumowa. Tylko przy prędkości 1000 obr./min współczynnik charakteryzujący tę wkładkę nie jest najniższy. Jest to spowodowane wystąpieniem nagłego wzrostu poziomu mocy akustycznej przy wysokich ciśnieniach tłoczenia.

Podsumowanie


Wyniki przeprowadzonych badań przedstawione za pomocą współczynników jednoznacznie wskazują, że najmniej twardy materiał, czyli guma czarna, najlepiej wpływa na generowany przez pompę poziom mocy akustycznej. Jednak analiza wykresów poziomu mocy akustycznej od ciśnienia tłoczenia, które są bardziej szczegółowe, sugeruje, że od tego, przy jakiej prędkości obrotowej i przy jakim zadanym ciśnieniu tłoczenia pompa będzie użytkowana, zależy, która wkładka będzie gwarantować najniższy poziom dźwięku.

Aby zdecydować, która wkładka powinna być zastosowana w danej maszynie, należy przeanalizować parametry, przy których pracuje pompa, a także ich zmienność. Patrząc pod kątem emisji hałasu przez pompę hydrauliczną, najtwardszy łącznik PZ3E-250 (poliamid) nie jest dobrym wyborem dla większości rozpatrywanych parametrów pracy pompy. Przy optymalnych warunkach użytkowania, czyli stałej, nominalnej prędkości obrotowej wału pompy wynoszącej $n = 1500$ obr./min oraz stałemu, nominalnemu ciśnieniu tłoczenia równemu $p_t = 28$ MPa, najlepszym wyborem jest wkładka 02038.100.0020 (poliuretan). Dla większości badanych parametrów oraz gdy rozważana maszyna używana jest w zmiennych warunkach, tj. różne prędkości obrotowe wału pompy i różne ciśnienia tłoczenia, najlepiej sprawdzi się rozwiązanie z najmniej twardym łącznikiem NF1186 (guma). Wskazują na to najniższe wartości wprowadzonych wskaźników. Jest to spowodowane największym odkształcaniem się tego łącznika, a co za tym idzie – największym tłumieniem drgań skrętnych przekazywanych przez silnik, a także podczas ich zmiany oraz tłumieniem nadwyżek dynamicznych pochodzących od elementów układu wykonujących pracę.

Literatura

[1] CHROSTOWSKI H., POPCZYK Z., SZATKOWSKA J.: *Globalny, europejski, polski rynek maszyn i urządzeń oraz techniki płynowej w okresie turbulencji w gospodarce*. „Hydraulika i Pneumatyka” 3/2013.

- [2] Dyrektywa nr 2000/14/EC Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 8 maja 2000 r. W sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących emisji hałasu do środowiska przez urządzenia używane na zewnątrz pomieszczeń.
- [3] KOLLEK W.: *Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1996.
- [4] KOLLEK W., KUDŹMA Z., OSIŃSKI P., STOSIAK M.: *Hałas niskoczęstotliwościowy maszyn roboczych ciężkich*. „Napędy i Sterowanie” 1/2009.
- [5] KUDŹMA Z.: *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
- [6] OSIECKI A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. WNT, Warszawa 1998.
- [7] OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps with modified tooth profile*. Saarbrücken: LAP Lambert Academic Publishing, 2014.
- [8] OSIŃSKI P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
- [9] OSIŃSKI P., KOLLEK W.: *Assessment of energetic measuring techniques and their application to diagnosis of acoustic condition of hydraulic machinery and equipment*. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2013, vol. 13, nr 3.
- [10] SZYDELSKI Z.: *Pojazdy samochodowe. Napęd i sterowanie hydrauliczne*. WKŁ, Warszawa 1999.
- [11] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 2005.
- [12] UZARCZYK A.: *Czynniki szkodliwe i uciążliwe w środowisku pracy*. Ośrodek Doradztwa i Doskonalenia Kadr Sp. z o.o., Gdańsk 2006.

 dr hab. inż. Piotr Osiński – Kierownik Laboratorium Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn; Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych; Politechnika Wroclawska; www.lhiw.pwr.edu.pl

inż. Kacper Leszczyński – absolwent studiów inżynierskich Politechniki Wrocławskiej, dyplomant na studiach magisterskich