

Ocena pomp zębatych z cienkowarstwowymi powłokami PTFE

Piotr Osiński, Kacper Leszczyński

1. Wstęp

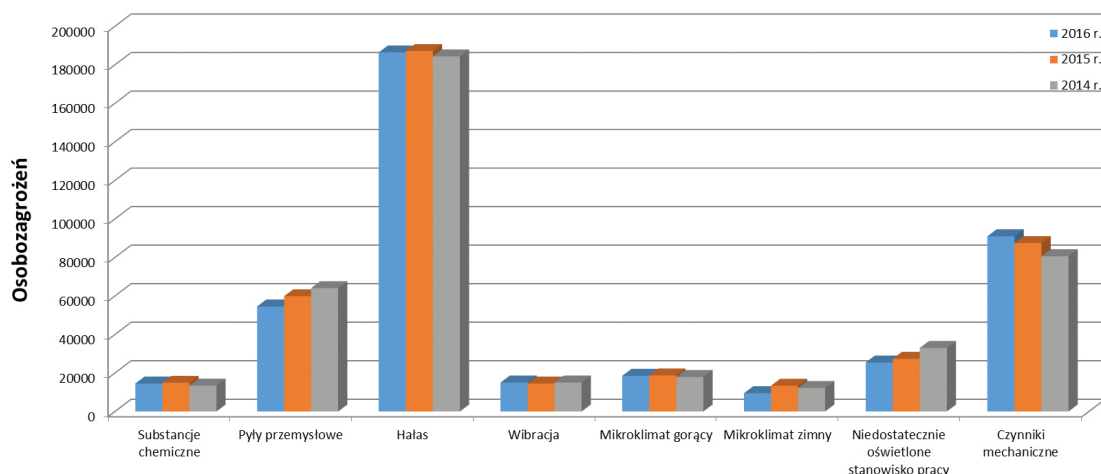
Współcześnie urządzenia projektowane są przy założeniu jak najmniejszej masy oraz jak największej mocy. Tendencja ta powoduje wzrost hałaśliwości tych maszyn. Europejski program ochrony środowiska jako jedno z największych zagrożeń na terenach miejskich oraz w środowisku prac wymienia właśnie hałas. Dane udostępnione przez Centralny Instytut Ochrony Pracy, dotyczące narażenia na czynniki szkodliwe, zostały pokazane na rysunku 1. Liczba pracowników narażonych na hałas jest znacznie wyższa niż ludzi wystawionych na inne czynniki szkodliwe [4]. Dowodzi to, że każde działanie mające na celu zredukowanie wypromieniowanej mocy akustycznej urządzeń do otoczenia jest zasadne i należy podejmować starania w celu ograniczenia skutków tego negatywnego oddziaływania.

Pompy wyporowe używane jako generatory energii w hydrostatycznych układach napędowych to w ponad połowie przypadków pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Mają wiele istotnych zalet, takich jak: prosta i zwarta budowa, niezawodność, odporność na zanieczyszczenia czynnika roboczego oraz stosunkowo niskie koszty wytwarzania [2, 3].

Postęp w rozwoju pomp zębatych pozwolił na znaczne zwiększenie ich parametrów, tj. wzrost ciśnienia tłoczenia, minimalizacji masy itd. Niestety pociągnęło to za sobą także wzrost emisji wartości poziomu dźwięku, a bywa to czasem powodem do rezygnacji z ich użycia w niektórych typach maszyn. 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 [2, 3]:

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu pokrycia powierzchni korpusu łożyska współpracującej z kołem zębatym dodatkowym materiałem PTFE. Zastosowanie powłoki ma na celu zmniejszenie współczynnika tarcia, a co za tym idzie – równoczesne zmniejszenie sił tarcia na współpracujących powierzchniach. W ramach pracy wykonano pomiary poziomu mocy akustycznej oraz sprawności pompy zębatej trzeciej grupy o zazębieniu zewnętrznym. Pompa została poddana dwóm modyfikacjom, których wyniki badań zestawiono z badaniami pompy przed wprowadzeniem zmian. Prace wykonano w ramach projektu pt.: *Opracowanie konstrukcji wysokociśnieniowych pomp zębatych*. Projekt uzyskał dofinansowanie z Programu Badań Stosowanych, ścieżka A, umowa nr PBS3/A6/22/2015.

Abstract: This article presents the results of research how extra PTFE layer affects noise and efficiency generated by gear pump. PTFE layer reduces friction force occurring between brushing and gear surfaces. As part of the work measurements of sound power level and efficiency generated by the gear pump were made for three variants. First variant was mass-produced gear pump and the others were gear pump with two different PTFE layers. Research was performed in the framework of the project entitled: „Development of a design of high-pressure gear pumps”. Project funding from the program for applied research, the path A, the number of PBS3/A6/22/2015.



Rys. 1. Zatrudnieni w warunkach zagrożenia czynnikami szkodliwymi i uciążliwościami pracy w 2014, 2015 i 2016 roku [1]

- 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.

Najskuteczniejszym sposobem na zmniejszenie mocy akustycznej pompy zębatej jest ingerencja w konstrukcję pompy, czyli zwalczanie hałasu u źródła jego powstawania.

Współczesne konstrukcje pomp zębatych były rozwijane przez 400 lat, co sprawia, że charakteryzują się niemal idealnymi osiągnięciami. Istniejące metody kompensacji luzów pozwalają na utrzymanie szczelności przy ciśnieniach roboczych dochodzących nawet do 32 MPa. Sprawność całkowita dochodzi do 88%, a objętościowa nawet do 97% przy nominalnych parametrach pracy [2, 3].

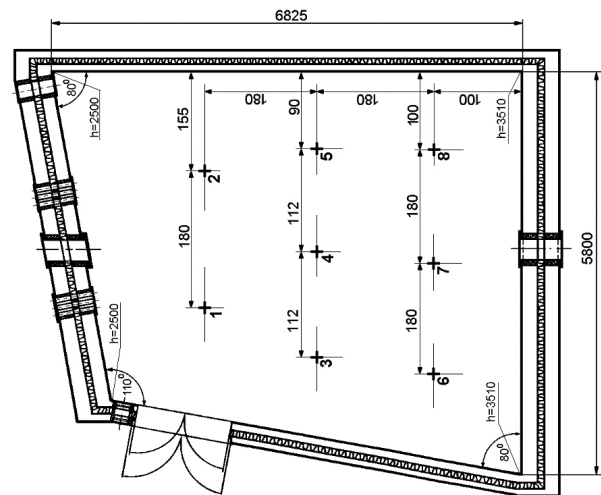
W niniejszej pracy badawczej skupiono się na określeniu wpływu zmniejszenia współczynnika tarcia między boczną powierzchnią kół zębatych a powierzchnią korpusów łożysk poprzez pokrycie tej powierzchni tworzywem z grupy PTFE. Dodatkowo analizowano wpływ zastosowanego tworzywa na emisję hałasu oraz sprawności całkowitej pompy zębatej. Badania wykonano w ramach projektu pt.: *Opracowanie konstrukcji wysokociśnieniowych pomp zębatych*, realizowanego w trakcie trwania Programu Badań Stosowanych w ścieżce A, umowa Nr PBS3/A6/22/2015.

2. Obiekt badań, stanowisko pomiarowe

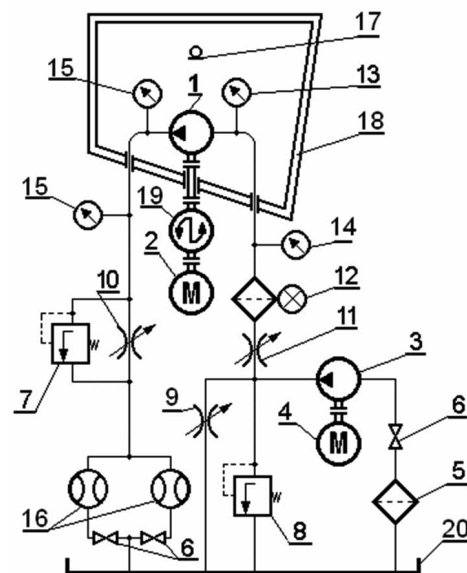
Pompe, której użyto do badań, wytworzono w Wytwórni Pomp Hydraulicznych z Wrocławia. Badany obiekt jest jednostką handlową, typ 3PZ4-32/28-2-776. Nominalna wartość ciśnienia tłoczenia tej pompy wynosi 28 MPa, a chwilowa maksymalna wartość to 32 MPa. Nominalna prędkość obrotowa pompy wynosi 1500 obr./min.

Pomiary emitowanego przez pompę zębatą poziomu ciśnienia akustycznego zostały przeprowadzone w komorze pogłosowej mieszczącej się w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn (rys. 2). Komora spełnia wytyczne sprecyzowane w normach ANSI S1.21-1972 oraz PN-85/N-01334, co umożliwia pomiary i atestowanie maszyn pod kątem drgań i hałasu. W oparciu o przeprowadzone badania rozkładu pola akustycznego wyznaczono w komorze osiem punktów pomiarowych, gdzie ustawiono mikrofony. Znajdują się one na poziomie wału napędowego pompy, tj. 1,3 m od podłogi.

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys. 3. Umożliwia on pomiar momentu obrotowego pompy oraz natężenia przepływu cieczy roboczej, co pozwala na wyznaczenie sprawności hydrauliczno-mechanicznej, objętościowej oraz całkowitej. Badana pompa (1) jest napędzana silnikiem (2) prądu stałego o mocy nominalnej 100 kW. Współpracuje on z tyrystorowym 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



Rys. 2. Komora pogłosowa [3]



Rys. 3. Schemat badanego stanowiska [3]:

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 dławiące; 12 – filtr zalewowy; 13, 14 – manowakuometr; 15 – manometr; 16 – przepływomierz; 17 – wibrometr laserowy; 18 – komora akustyczna; 19 – momentomierz; 20 – zbiornik

obrotów na wale pompy, a także pomagają ustalić prędkość silnika napędowego. Komora pogłosowa oraz zestaw mikrofonów pokazanych na rysunku 1 znajdują się w miejscu wskazanym numerem 18.

Badania wykonywane były dla pompy wg specyfikacji fabrycznej oraz dla dwóch modyfikacji. Wykonane modernizacje polegały na zmianie technologii wykonania wewnętrznych powierzchni zastosowanych korpusów łożysk. Powierzchnie

stykające się podczas pracy z kołem zębatym zostały pokryte materiałem o zmniejszonym współczynniku tarcia, co w zamiarze miało spowodować mniejsze opory ruchu kół podczas pracy (rys. 4). Wykorzystane zostały materiały z grupy tworzyw PTFE, których współczynnik tarcia o stal wynosi ok. 0,05, czyli dziesięciokrotnie mniej niż w przypadku pary stal – aluminium [5]. Pierwszym materiałem jest kopolimer fluorowy FEP o dobrych właściwościach przetwórczych. Charakteryzuje się dobrą odpornością chemiczną oraz odpornością na korozję naprężeniową. Druga modyfikacja uwzględniała zastosowanie kopolimeru PFA. Cechuje się on wysoką stabilnością temperaturową, a także wyższą odpornością na ścieranie niż FEP.

3. Wykonywanie badań

Badania odbywały się kolejno dla pompy fabrycznej, następnie dla pompy z korpusami łożysk pokrytymi materiałem FEP, a na końcu z naniesioną warstwą PFA. Pomiary akustyczne i charakterystyki hydrauliczne wyznaczono dla pięciu różnych prędkości obrotowych n , wynoszących 500, 800, 1000, 1500, 2000 obr./min, oraz ciśnienia tłoczenia p_t z zakresu 0 – 32 MPa, co 2 MPa dla pomiarów momentu i natężenia przepływu oraz co 4 MPa dla pomiarów ciśnienia akustycznego. Analizę widmową poziomu ciśnienia akustycznego L_m przeprowadzono dla częstotliwości 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000, 16000 Hz dla mikrofonu nr 4, ponieważ jego umiejscowienie w komorze sprawia, że zmierzone wartości są zbliżone do uśrednionych wartości wszystkich mikrofonów.

Schemat toru pomiarowego ciśnienia akustycznego pokazany jest na rysunku 5. Mikrofony pomiarowe przekazują sygnał do multiplexera, za pomocą którego wybierany był jeden z mikrofonów. Poziom ciśnienia akustycznego wraz z widmem wyświetlony był na ekranie dwukanałowego analizatora częstotliwości. Ostatnim etapem jest analiza otrzymanych wyników na komputerze.

Wydajność rzeczywista pompy Q_{rz} była mierzona za pomocą przepływomierza turbinkowego typu HO3/4x5/8 firmy Hoffer, o zakresie pomiarowym 0–100 l/min, a rejestracja zmierzonych przez niego wartości zastała przeprowadzona na uniwersalnym liczniku MINItrol typ E S730 DRT firmy KEP. Moment M oraz prędkość obrotowa n wału pompy były mierzone za pomocą zintegrowanego czujnika momentu i prędkości obrotowej typu MT1000 firmy SENSOR AT o zakresie pomiarowym 0–1000 Nm oraz rejestrowane na układzie typu BETA2000 firmy SENSOR AT. Schemat pomiarowy pokazany jest na rysunku 6.

4. Wyniki badań akustycznych

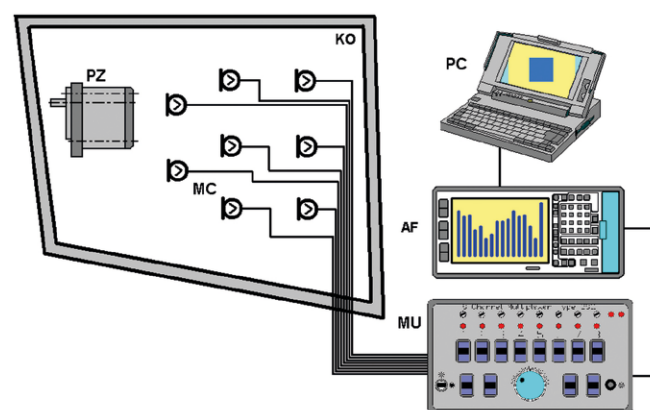
Wartości poziomu ciśnienia akustycznego otrzymane podczas badań posłużyły do obliczenia skorygowanego poziomu mocy akustycznej A w paśmie częstotliwości od 125 do 8000 Hz. Ustalony zakres wynika z przeprowadzonej atestacji.

Poziom mocy akustycznej L_p i skorygowany poziom mocy akustycznej L_{PA} wg krzywej ważnej typu A określono za pomocą następujących zależności (1–4):

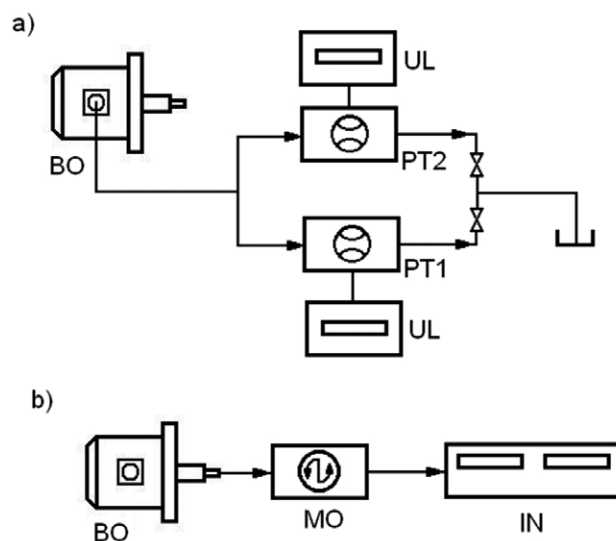
1. Poziom mocy akustycznej w j -tym paśmie częstotliwości L_{p_j} (metoda dokładna):



Rys. 4. Zdjęcia powierzchni pokrytych materiałami polimerowymi: FEP – po lewej; PFA – po prawej



Rys. 5. Schemat blokowy urządzeń do pomiarów akustycznych [3]
KA – kalibrator; MC – mikrofony pola swobodnego; MU – multiplexer; AF – dwukanałowy analizator częstotliwości; PC – komputer; PZ – pompa zębata; KO – komora



Rys. 6. Schemat toru do pomiarów natężenia przepływu (a) i momentu obrotowego (b) [3]:

- BO – obiekt badany;
- PT1 – przepływomierz turbinkowy typ HO3/4x5/8-1,75-16 firmy Hoffer;
- PT2 – przepływomierz turbinkowy typ HO3/4x5/8-2,5-29 firmy Hoffer;
- UL – uniwersalny licznik MINItrol typ E S730 DRT firmy KEP;
- MO – momentomierz MT1000 Nm nr05/04 firmy SENSOR AT;
- IN – interfejs BETA2000 nr05/03 firmy SENSOR AT

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

2. Poziom mocy akustycznej dla danego przedziału częstotliwości L_p :

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

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

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

4. 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_j – 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;

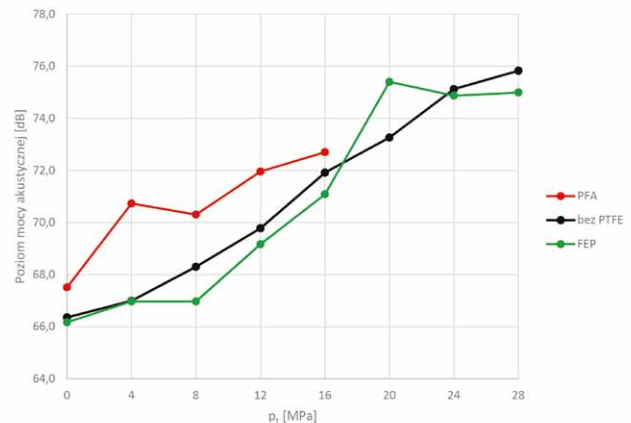
C – poprawka zależna od warunków klimatycznych (w warunkach normalnych $C = 0$);

K_{Aj} – poprawka korekcyjna wg charakterystyki A dla użytego miernika poziomu dźwięku oraz komory pogłosowej (tabela 1).

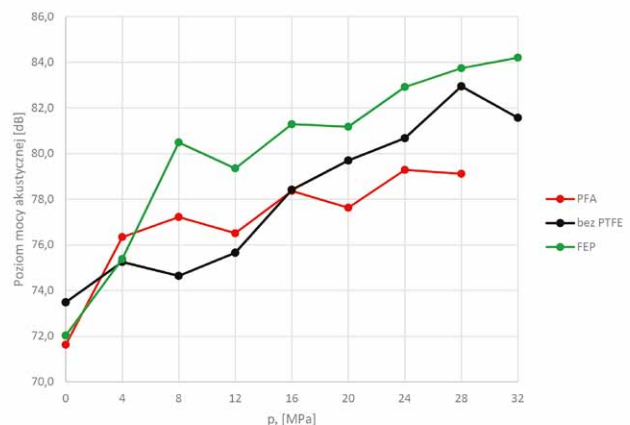
Tabela 1. Poprawka korekcyjna K_{Aj} wg charakterystyki A dla podanych częstotliwości

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

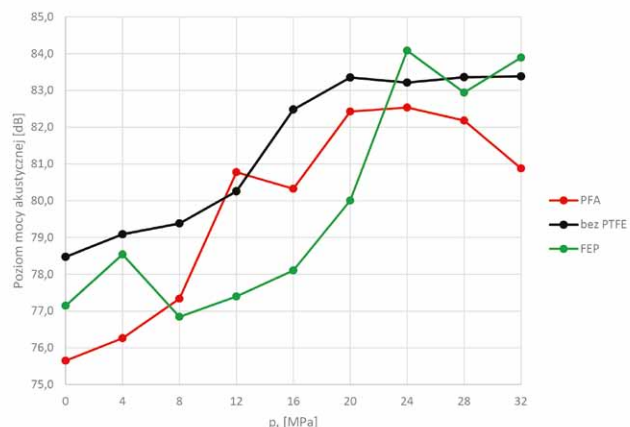
Obliczone wartości skorygowanego poziomu mocy akustycznej wg krzywej ważonej typu A w zależności od zadanego ciśnienia tłoczenia dla każdego z trzech przypadków (bez PTFE, z FEP, z PFA) pokrycia korpusów łożysk pokazano na rysunkach 7–11.



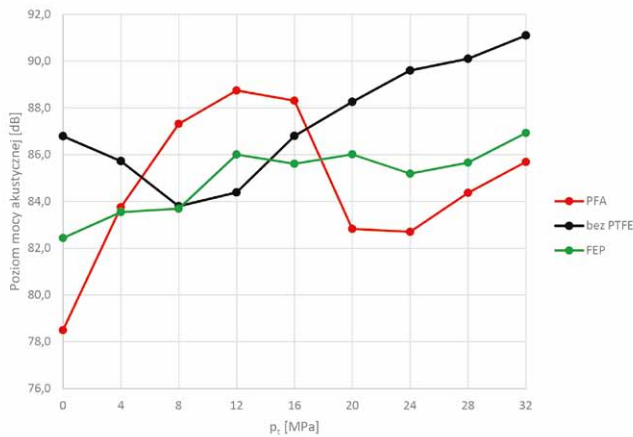
Rys. 7. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L_{PA(125-8 \text{ kHz})}^4$ dla prędkości obrotowej $n = 500$ obr./min



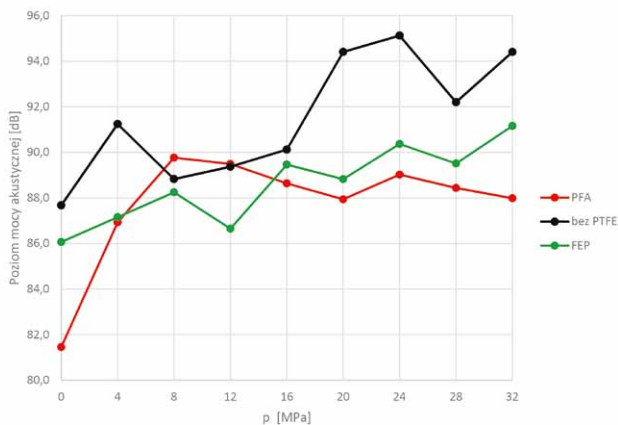
Rys. 8. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L_{PA(125-8 \text{ kHz})}^4$ dla prędkości obrotowej $n = 800$ obr./min



Rys. 9. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L_{PA(125-8 \text{ kHz})}^4$ dla prędkości obrotowej $n = 1000$ obr./min



Rys. 10. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8\text{ kHz})}$ dla prędkości obrotowej $n = 1500$ obr./min



Rys. 11. Skorygowany poziom mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8\text{ kHz})}$ dla prędkości obrotowej $n = 2000$ obr./min

W celu jednoznacznego określenia przewagi jednego z materiałów pokrycia zaproponowano autorski współczynnik nadwyżki akustycznej θ_{pt} . Wprowadzenie wymienionego wskaźnika pozwala na przeprowadzenie oceny ilościowej w odniesieniu do rozwiązania cechującego 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 $L^4_{PA(125-8\text{ kHz})}$;
- L_{PA}^{min} – wartość skorygowanego poziomu mocy akustycznej $L^4_{PA(125-8\text{ kHz})}$ najmniejsza dla rozpatrywanego ciśnienia tłoczenia i prędkości obrotowej.

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

		θ_{pt} [dB]		
		bez PTFE	FEP	PFA
prędkość obrotowa [obr./min]	500*	3,0	0,0	12,8
	800**	9,2	24,8	4,5
	1000	23,1	9,1	8,5
	1500	35,3	13,8	10,9
	2000	38,1	12,1	4,4
θ [dB]		108,7	59,8	41,1

* pod uwagę wzięto ciśnienia tłoczenia z zakresu 0-16 MPa

** pod uwagę wzięto ciśnienia tłoczenia z zakresu 0-28 MPa

Do ustalenia ogólnej przewagi dla każdej prędkości obrotowej i ciśnienia tłoczenia jednego z materiałów wprowadzono ogólny, autorski współczynnik nadwyżki akustycznej θ . Jego wartość to suma współczynników nadwyżki akustycznej dla każdego rozwiązania oraz dla każdej z prędkości obrotowej wg wzoru (7).

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

Rozwiązanie, dla którego wskaźnik θ_{pt} okaże się być najniższy, będzie charakteryzować się najmniejszym poziomem skorygowanego poziomu mocy akustycznej w całym zakresie ciśnień roboczych dla rozpatrywanej prędkości obrotowej wału pompy. Zaś najniższa wartość wskaźnika θ będzie charakteryzować rozwiązanie, które odznacza się najmniejszą emisją hałasu dla wszystkich badanych parametrów. Wskaźnik θ jest parametrem najbardziej uniwersalnym, ujmującym wszystkie stany pracy badanej jednostki. Wartości współczynników w zależności od zastosowanego pokrycia i zadanej prędkości obrotowej zaprezentowano w tabeli 2.

Wartości współczynnika θ_{pt} podane w tabeli 2 jednoznacznie wskazują, że najlepszym rozwiązaniem, pod kątem emisji hałasu, jest pokrycie korpusów łożysk polimerem PFA. Tylko przy najmniejszej prędkości 500 obr./min rozwiązanie z PFA nie okazało się najlepszym wyborem, jednak tak niska prędkość rzadko jest stosowana w układach z napędem hydrostatycznym.

Oba materiały spełniły swoje zadanie, potwierdzając założenia, że zmniejszenie współczynnika tarcia wpływa korzystnie na właściwości emisji hałasu zębatej pompy hydraulicznej.

5. Wyniki badań sprawności

Otrzymane podczas pomiarów wartości wydajności pompy oraz momentu na wale posłużyły do wyznaczenia sprawności hydrauliczno-mechanicznej, objętościowej i całkowitej badanej pompy. Określono je za pomocą poniższych zależności (8–10):

- sprawność całkowita:

$$\eta_c = \frac{Q_{rz} * p_t * 1000}{2 * \pi * M * n} \quad (8)$$

- sprawność objętościowa:

$$\eta_V = \frac{Q_{rz}}{Q_t} \quad (9)$$

- sprawność hydrauliczno-mechaniczna:

$$\eta_{hm} = \frac{\eta_c}{\eta_V} \quad (10)$$

gdzie:

Q_{rz} – rzeczywista (zmierzona) wydajność badanej pompy [l/min];

p_t – ciśnienie tłoczenia [MPa];

M – moment obrotowy na wale pompy [Nm];

n – prędkość obrotowa wału pompy [obr./min];

Q_t – teoretyczna wydajność badanej pompy [l/min].

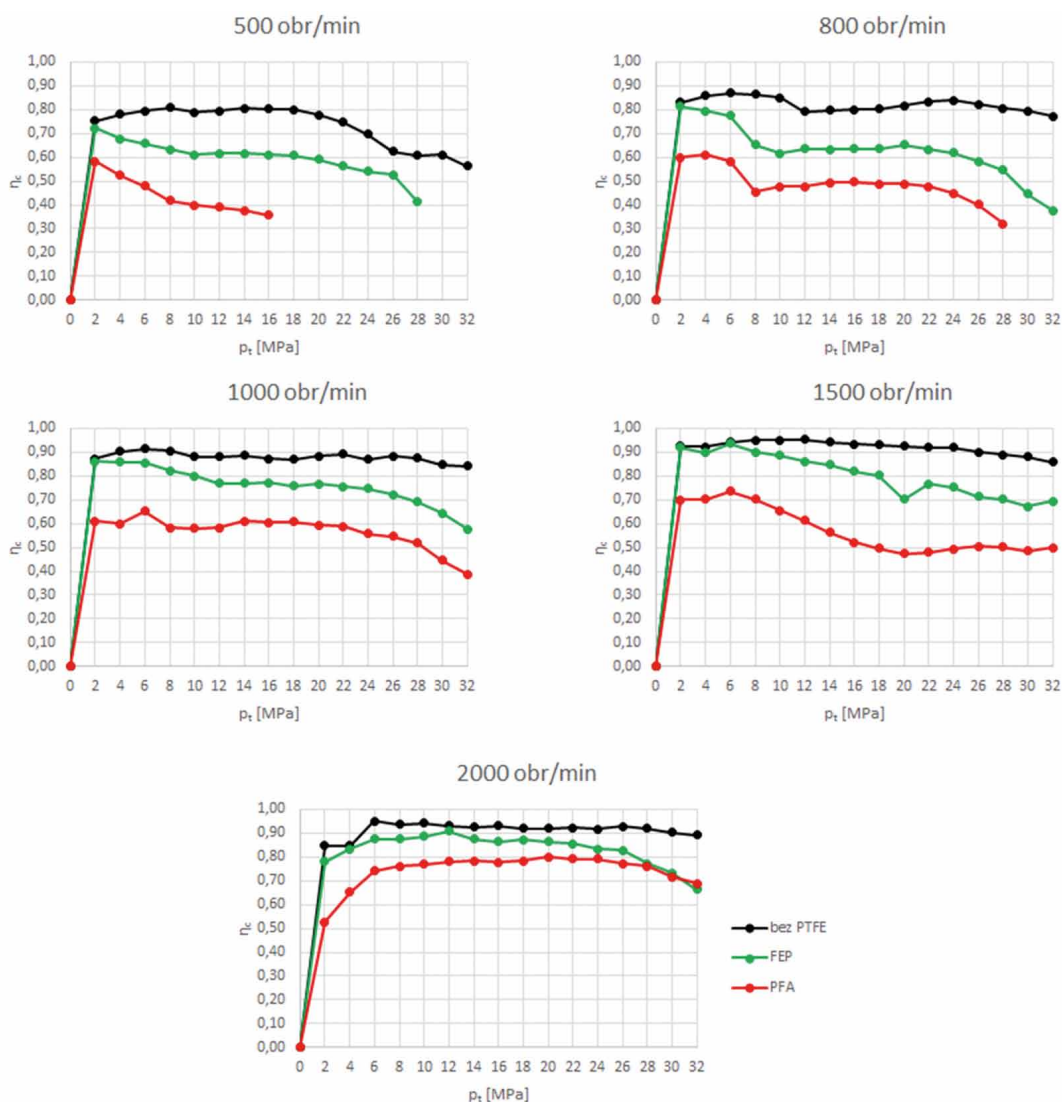
Wykresy na rysunku 12 przedstawiają wartości sprawności całkowitej badanej pompy w funkcji ciśnienia tłoczenia dla każdej z pięciu prędkości obrotowych.

Na rysunku 13 pokazane są przebiegi sprawności objętościowej badanej pompy w zależności od ciśnienia tłoczenia dla każdej z badanych prędkości obrotowych wału pompy.

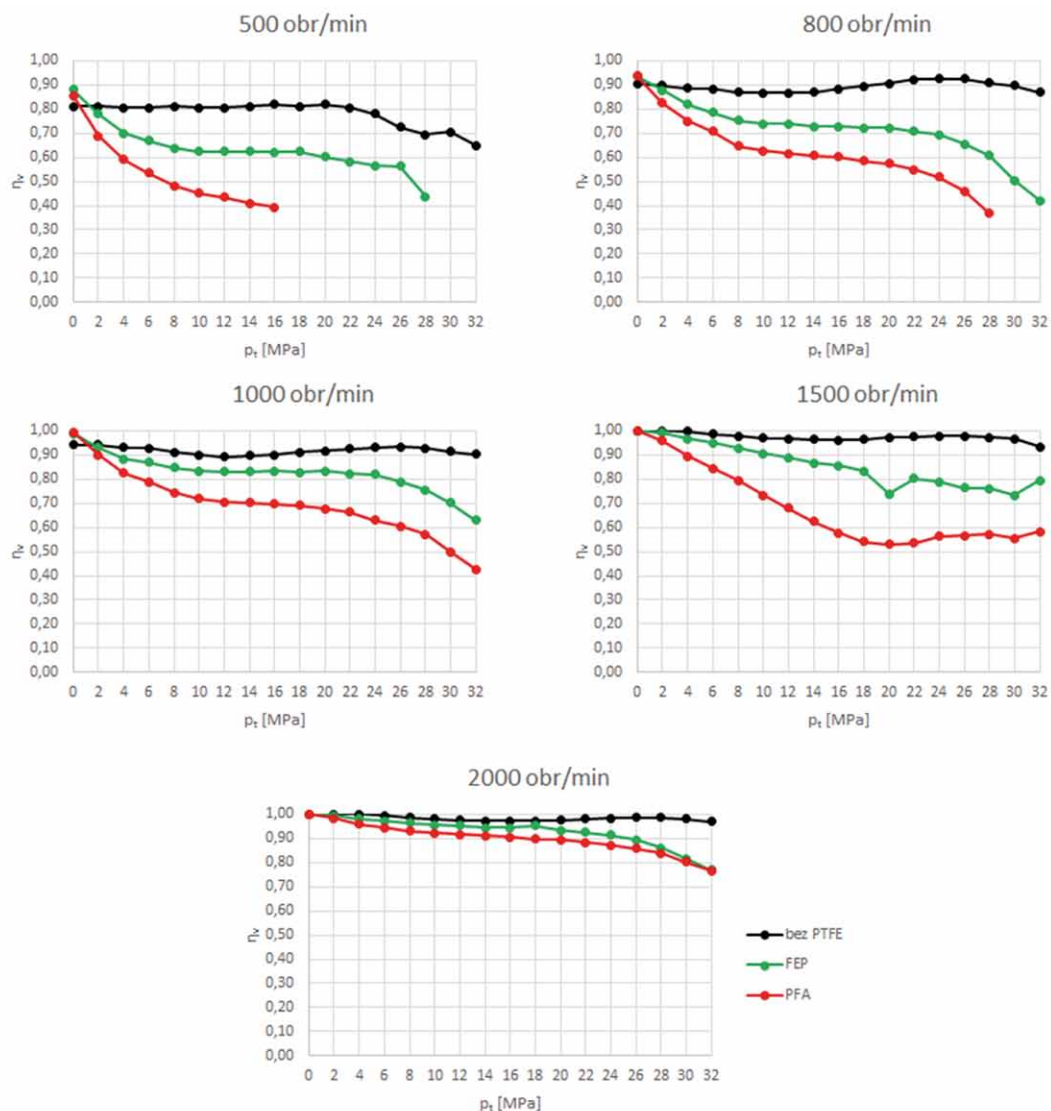
Rysunek 14 przedstawia wykresy sprawności hydrauliczno-mechanicznej badanej pompy w funkcji ciśnienia tłoczenia dla każdej z badanych prędkości obrotowych.

6. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych badań akustycznych jednoznacznie wskazują, że najmniejszym wypromieniowanym poziomem mocy akustycznej charakteryzuje się rozwiązanie dla korpusu łożyska ślizgowego pokrytego polimerem PFA. Tylko przy minimalnych prędkościach pracy pompy zastosowanie tego materiału skutkowało wyższymi wartościami poziomu mocy akustycznej, jednak tak niskie prędkości rzadko stosuje się w praktyce. Zastosowanie polimeru FEP również znacząco obniżyło poziom emitowanego do otoczenia hałasu w całym zakresie badanych ciśnień tłoczenia i prędkości obrotowych. Najlepiej zależność tę obrazuje autorski współczynnik nadwyżki akustycznej θ , którego wartości podano w tabeli 2. Wyniki badań dowodzą, że zmniejszenie współczynnika tarcia między



Rys. 12. Sprawność całkowita η_c

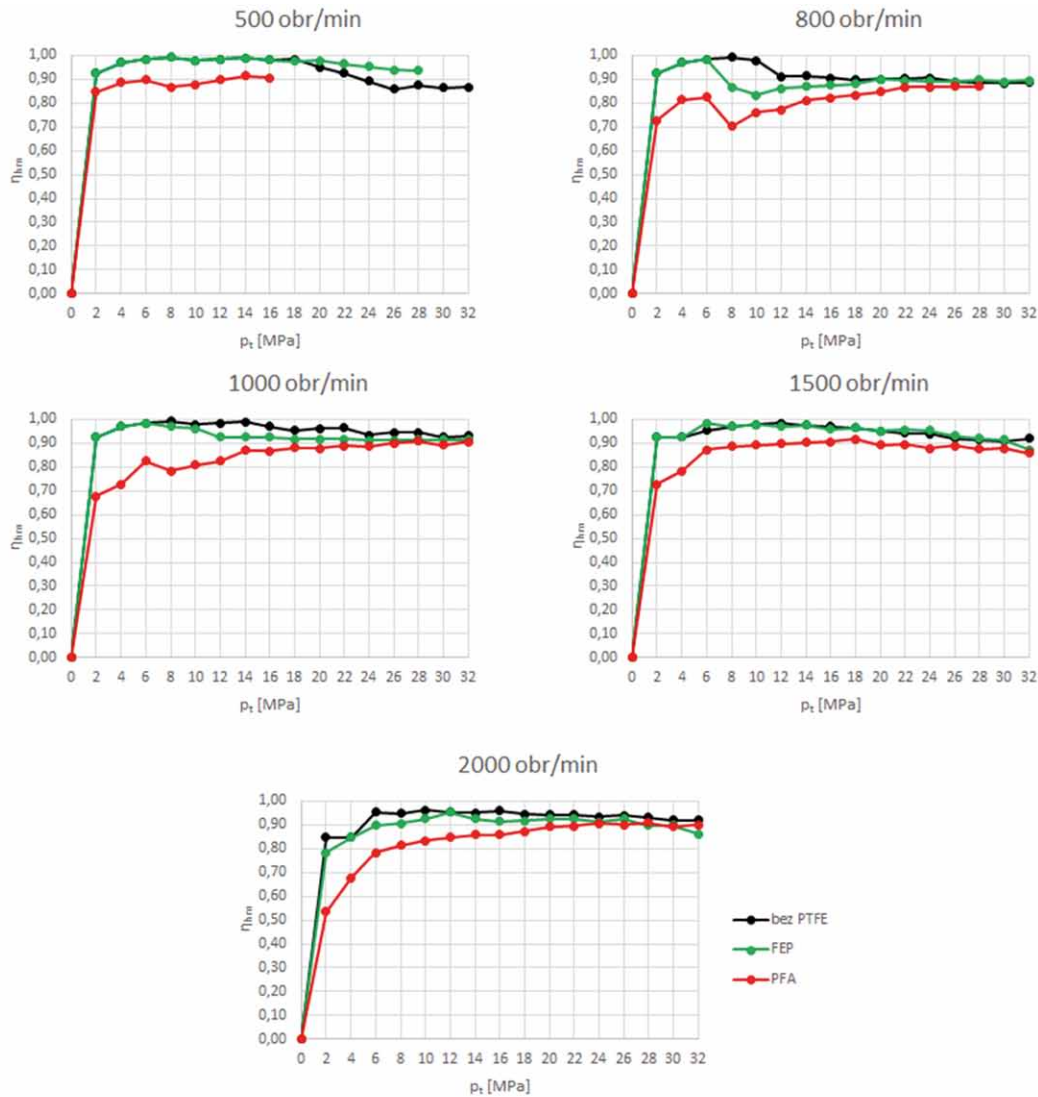
Rys. 13. Sprawność objętościowa η_v

korpusami łożysk a pracującymi bocznymi powierzchniami kół zębatych wpływa korzystnie na obniżenie hałaśliwości pompy.

Przeprowadzone badania wykazały niekorzystny wpływ zastosowanych powłok na sprawności zmodernizowanych jednostek. Zastosowanie pokrycia zmniejszającego współczynnik tarcia znacząco obniża energię użyteczną pompy. Sprawność całkowita takiej pompy spada o 20% dla nominalnych parametrów pracy dla pokrycia FEP i nawet o 40% w przypadku pokrycia PFA. Przebiegi sprawności objętościowej sugerują, że przyczyną takiego stanu rzeczy jest pogorszenie szczelności komór pompy i nieprzewidziany przepływ czynnika roboczego. Powodem może być szybkie zużywanie się materiału pokrycia (rys. 15), a także sam proces nakładania materiału na korpusy łożysk. Wysoka temperatura procesu powoduje mikroskopijne odkształcenia się elementów w wyniku odprężania, co skutkuje słabszym doleganiem korpusów łożysk do kół samej pompy oraz gorszym działaniem kompensacji.

Przeprowadzone badania są badaniami rozpoznawczymi i wytyczają nowy kierunek rozwoju konstrukcji pomp zębatych.

Otrzymane wyniki jednoznacznie wskazują na obniżenie emitowanego hałasu dla jednostek zmodernizowanych, w których pokryto korpus łożyska materiałem obniżającym współczynnik tarcia. Zaproponowana koncepcja wymaga natomiast dopracowania technologii poprzez wybranie materiału o lepszej odporności na ścieranie i niższej temperaturze procesu pokrywania niż PTFE. Związane jest to z potrzebą zapewnienia odpowiednich wymiarów i parametrów powierzchni korpusów łożysk. Ostateczną obróbkę należy przeprowadzić po nałożeniu powłoki, aby wyeliminować niekorzystne efekty działania wysokiej temperatury i nadać gotowym wyrobom odpowiednie tolerancje wymiarów, chropowatości oraz płaskości powierzchni. Reasumując, przeprowadzone wstępne badania wskazują na nowy kierunek badań, który powinien koncentrować się na zmniejszeniu współczynnika tarcia pomiędzy kołami zębatymi i korpusami łożysk ślizgowych przy jednoczesnym zachowaniu trwałości i zapewnieniu wysokiej szczelności wewnętrznej.



Rys. 14. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna η_{hm}



Rys. 15. Zdjęcia powierzchni pokrytych materiałami polimerowymi wykonane po badaniach: FEP – po lewej; PFA – po prawej

- [3] OSIŃSKI P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawcza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
- [4] UZARCZYK A.: *Czynniki szkodliwe i uciążliwe w środowisku pracy*, Ośrodek Doradztwa i Doskonalenia Kadr Sp. z o.o., Gdańsk 2006.
- [5] WIELEBA W.: *Bezobsługowe łożyska ślizgowe z polimerów termoplastycznych*. Oficyna Wydawcza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.

Literatura

- [1] Centralny Instytut Ochrony Pracy, https://www.ciop.pl/CIOP-PortalWAR/appmanager/ciop/pl?_nfpb=true&_pageLabel=P620059861340178661073&html_tresc_root_id=32274&html_tresc_id=300002126&html_klucz=32274&html_klucz_spis (dostęp: 06.03.2018).
- [2] KOLLEK W.: *Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1996.

dr hab. inż. Piotr Osiński – Kierownik Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn, Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Politechnika Wrocławska;
inż. Kacper Leszczyński – absolwent studiów inżynierskich Politechniki Wrocławskiej, dyplomant na studiach magisterskich

artykuł recenzowany