

Innowacyjna pompa zębata

Wacław Kolek, Piotr Osiński

1. Wprowadzenie

Podstawowym elementem każdego układu hydrostatycznego jest pompa wyporowa, spełniająca funkcję generatora energii strumienia cieczy. Historia rozwoju pomp ma swoje początki w starożytności. W połowie III w. p.n.e. grecki konstruktor Ktesibios (285 p.n.e. – 228 p.n.e.) wynalazł pompę tłokową używaną do gaszenia pożarów. Pierwsze przemysłowe zastosowanie pomp datuje się na XV w., kiedy to wykorzystywano je do odwadniania kopalń. Udokumentowana wzmianka o pompie wyporowej miała miejsce w 1604 roku; był to patent pompy zębatej niemieckiego astronoma i matematyka Johanna Keplera (1571–1630). Pierwotnym zastosowaniem zastrzeżonego rozwiązania w ówczesnym czasie było przepompowywanie wody w odwadnianych kopalniach [1, 8]. Z kolei pierwszy układ hydrostatyczny (prasa hydrauliczna) powstał w roku 1796 wraz z wynalezieniem pierścienia uszczelniającego tłok przez Anglika Johna Bramha. Następny krok w rozwoju to odkrycie w 1853 roku przez Ignacego Łukasiewicza destylacji ropy naftowej. Zastosowanie oleju mineralnego pozwoliło na wykorzystanie cieczy roboczej jako czynnika smarującego. Jednak pompy zaczęły być powszechnie stosowane dopiero pod koniec XIX w., gdy do ich napędu zostały użyte silniki elektryczne oraz spalinowe.

Obecnie pompy należą do najbardziej rozpowszechnionych maszyn roboczych i są stosowane we wszystkich dziedzinach techniki. Wśród pomp wyporowych, używanych w hydraulicznych układach napędowych jako generatory energii, pompy zębate są najbardziej rozpowszechnione. Ich udział jest oceniany na ponad połowę wszystkich wytwarzanych pomp. Tak powszechne zastosowanie wynika z prostej i zwartej konstrukcji, niezawodności działania, dużego współczynnika sprawności oraz niskiego kosztu produkcji. Rozwój nowoczesnych jednostek pompujących związany jest obecnie z dwoma trendami: minimalizacją masy, drgań, pulsacji wydajności oraz zmniejszeniem emisji hałasu do otoczenia. Wymienione wielkości i parametry zostały poprawione i udoskonalone w innowacyjnej pompie zębatej PZ5, powstałej w wyniku ścisłej współpracy Wytwórni Pomp Hydraulic SA z Politechniką Wrocławską.

2. Opis rozwiązania

Idea innowacyjnej jednostki PZ5 polega na przeprowadzeniu odpowiedniej modyfikacji ewolwentowego zarysu zęba. Modyfikacja może być wykonana za pomocą narzędzia skrawającego z tak zwaną protuberancją lub poprzez odpowiedni dobór korekcy ząbienia.

W niżej przedstawionym modelu modyfikacji ewolwentowego zarysu zęba (rys. 2) przyjęto, że w wyniku zaokrąglenia lub sfazowania krawędzi skrawającej miarodajna linia wierzchołkowa ulegnie przesunięciu w kierunku promienia stopy narzędzia o wartość luzu wierzchołkowego l_w . Założenie to jest słuszne dla narzędzi obróbczych wykonywanych zgodnie z obowiązującymi normami. Uwzględniono również przesunięcie zarysu

Streszczenie: W pracy przedstawiono matematyczny model podcinania kół zębatych podczas skrawania frezem ślimakowym o zarysie trapezowym. W kolejnym etapie przeprowadzono analizę wpływu modyfikacji ewolwentowego zarysu zęba na liczbę przyporu ϵ , przestrzeń zasklepioną, pulsację wydajności, obciążenie dynamiczne występujące w ząbieniu oraz na emisję hałasu do otoczenia.

Słowa kluczowe: pompa zębata, podcięcie stopy zęba.

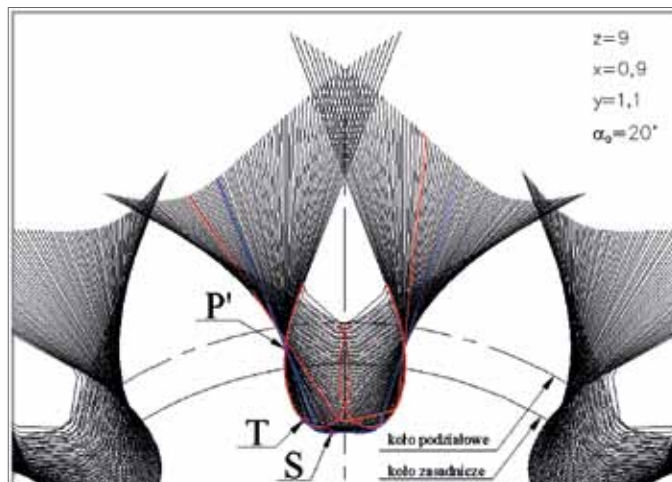
🇬🇧 INNOVATIVE GEAR PUMP

Abstract: in paper was presented a mathematical model of undercutting of gears when removing gear-cutting hob which having a profile in trapezoid. In the next stage of an analysis of the impact of the modification of teeth number of tooth contact, closed space, pulsation performance dynamic load in meshing and noise to ambient.

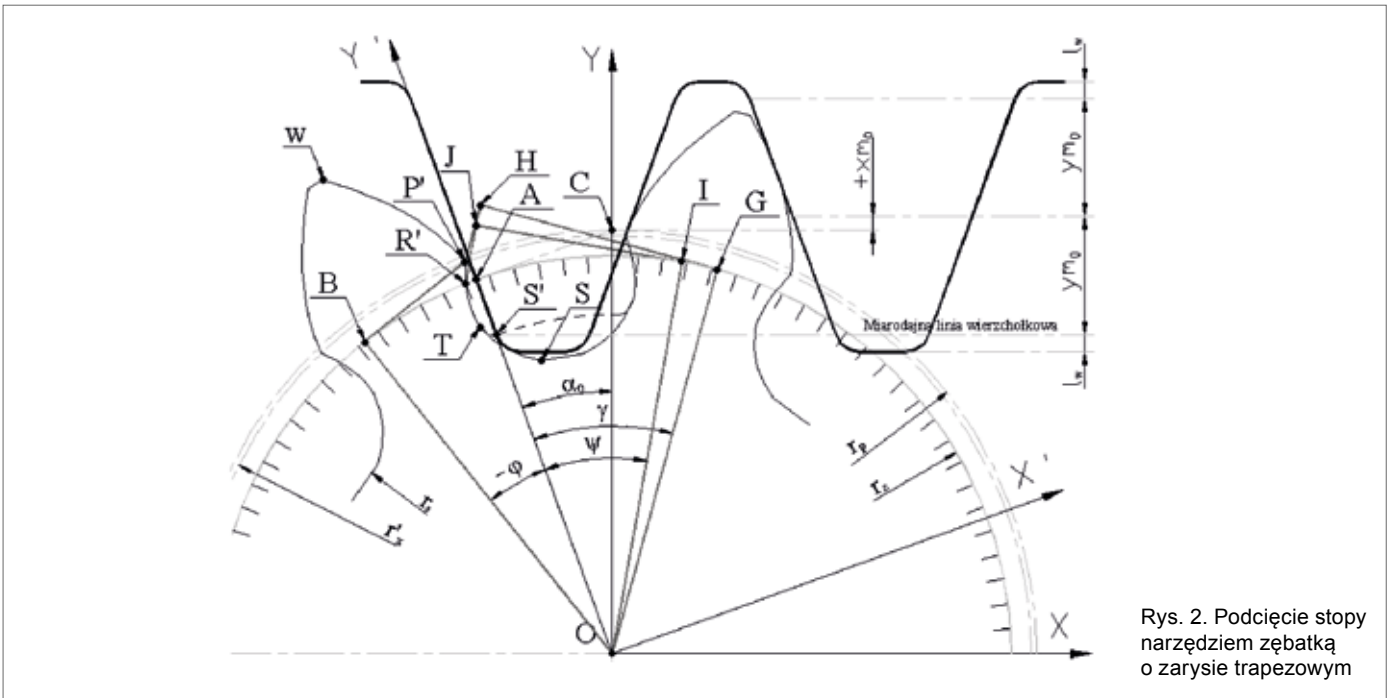
o wartość korekcy $+x \cdot m_0$. Na podstawie zamieszczonego rysunku w zarysie zęba można wyodrębnić następujące krzywe:

- od W do P' ewolwenta zwyczajna;
- od P' do T ewolwenta wydłużona;
- od T do S krzywa nacięta przez zaokrągloną krawędź narzędzia.

Przedstawiony podział został potwierdzony [5, 9] podczas graficznej symulacji nacinania zębów (rys. 1). Ponieważ ostatnia krzywa TS nie uczestniczy w ząbieniu oraz nie ma żadnego wpływu na punkt podcięcia P' , w związku z tym w dalszych rozważaniach ograniczono się wyłącznie do zarysu ewolwenty zwyczajnej i wydłużonej. Matematyczny opis wymienionych



Rys. 1. Numeryczna symulacja nacinania zębów zębatką o profilu trapezowym



Rys. 2. Podcięcie stopy narzędziem zębatką o zarysie trapezowym

funkcji ewolwentowych przedstawiono w układzie współrzędnym (X', Y') obróconym o kąt obróbczo-toczny α_0 , względem głównego układu (X, Y) . Opis w nowych współrzędnych jest dużo wygodniejszy.

Powyższy model podcięcia stopy zęba opisano szczegółowo w pracach [5, 9]. Wyprowadzone zależności pozwalają przede wszystkim na określenie tzw. kąta podcięcia ϕ oraz promienia zasadniczego czynnego r'_z , gdzie promień zasadniczy czynny zdefiniowano jako odległość punktu podcięcia P' od środka koła zębatego O .

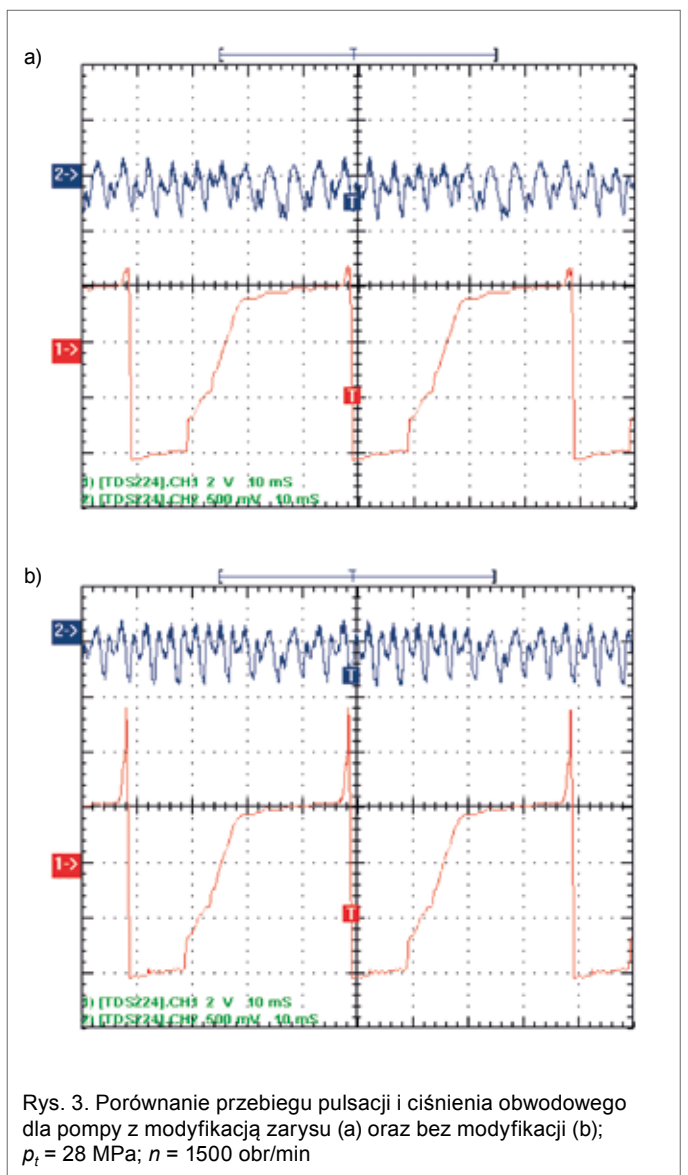
$$\left\{ \begin{aligned} p &= r_z - \frac{r_p - (y-x) \cdot m_0}{\cos \alpha_0} \\ \hat{\psi}^2 &= 2 \cdot \frac{p}{r_z} - \left(\frac{p}{r_z} \right)^2 \\ \frac{1}{45} \cdot \hat{v}^4 - \frac{1}{3} \cdot \hat{v}^2 + \hat{\psi}^2 &= 0 \\ \hat{\gamma} &= \frac{\sin v - \hat{v} \cdot \cos v}{1 - \cos v} \\ \hat{\phi} &= \hat{v} - \hat{\gamma} \\ r'_z &= r_z \sqrt{1 + (-\hat{\phi})^2} \end{aligned} \right. \quad (1)$$

3. Wpływ modyfikacji na właściwości pompy zębatej

3.1. Stopień pokrycia ϵ

Rysunek 4 przedstawia przykładowy nomogram pozwalający na określenie stopnia pokrycia ϵ dla $z = 11$, w zależności od współczynnika korekcji x i wysokości głowy zęba y . Na wykresie zamieszczono dodatkowo linie kreskowe określające granice podcięcia stopy zęba, wyznaczone z powszechnie znanych zależności opisujących:

- graniczny współczynnik korekcji x'_g ;
- praktyczny graniczny współczynnik korekcji x'_g .



Rys. 3. Porównanie przebiegu pulsacji i ciśnienia obwodowego dla pompy z modyfikacją zarysu (a) oraz bez modyfikacji (b); $p_t = 28 \text{ MPa}$; $n = 1500 \text{ obr/min}$

Przyjęte graniczne współczynniki określają jedynie, czy ząb jest podcięty w pobliżu koła zasadniczego. W rzeczywistości, dla małych podcięć, zęby nie zazębiają się w punkcie podcięcia P' . Współpraca par zębów odbywa się w zakresie podcięcia „nieskutecznych”. Jeżeli współczynnik korekcji jest mniejszy od rzeczywistego granicznego współczynnika $x < x''_g$, wówczas na nomogramie można zaobserwować zmniejszanie się wartości stopnia pokrycia ϵ , spowodowane skróceniem odcinka przyporu. Duże nachylenie krzywej (dla $x < x''_g$) wskazuje na znaczny wpływ podcięcia na wartość ϵ .

Spadek liczby przyporu wraz z podcięciem zęba wpływa korzystnie na obniżenie nadwyżki ciśnienia Δp_z w przestrzeni zasklepionej. Dla przebadanej jednostki z liczbą przyporu bliską jedności uzyskano czteroipółkrotne obniżenie ciśnienia w porównaniu do jednostki konwencjonalnej bez modyfikacji (rys. 3).

3.2. Pulsacja wydajności

Cechą charakterystyczną przedstawionej powyżej konstrukcji o zmodyfikowanym zarysie jest uzyskanie kół zębatych o krótszym odcinku przyporu (a więc i o mniejszym stopniu pokrycia) w stosunku do uzębienia konwencjonalnego. W celu określenia wpływu modyfikacji zarysu ewolwenty na właściwości hydrauliczne w pracy [9] przeprowadzono dekompozycję funkcji chwilowej wydajności w szereg parzysty Fouriera.

$$q_s = Q_{\min} + b \cdot \omega \cdot (r_z \cdot \beta \cdot l - (r_z \cdot \beta)^2) \quad (2)$$

W wyniku rozwinięcia uzyskano następujące zależności:

$$q(\beta) = q_s - Q_{\min} = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cdot \cos \frac{n \cdot \pi \cdot x}{l} + b_n \cdot \sin \frac{n \cdot \pi \cdot x}{l} \right) \quad (3)$$

gdzie:

$$a_0 = b \cdot \omega \cdot t_z^2 \cdot \left(\frac{\epsilon}{2} - \frac{1}{3} \right) \quad (4)$$

$$a_{2n}^{(parzyste)} = b \cdot \omega \cdot t_z^2 \cdot \left(\frac{4}{(\pi \cdot n)^2} \right) \quad (5)$$

$$a_{2n+1}^{(nieparzyste)} = b \cdot \omega \cdot t_z^2 \cdot \left(\frac{4}{(\pi \cdot n)^2} (\epsilon - 1) \right) \quad (6)$$

$$b_n = 0 \quad (7)$$

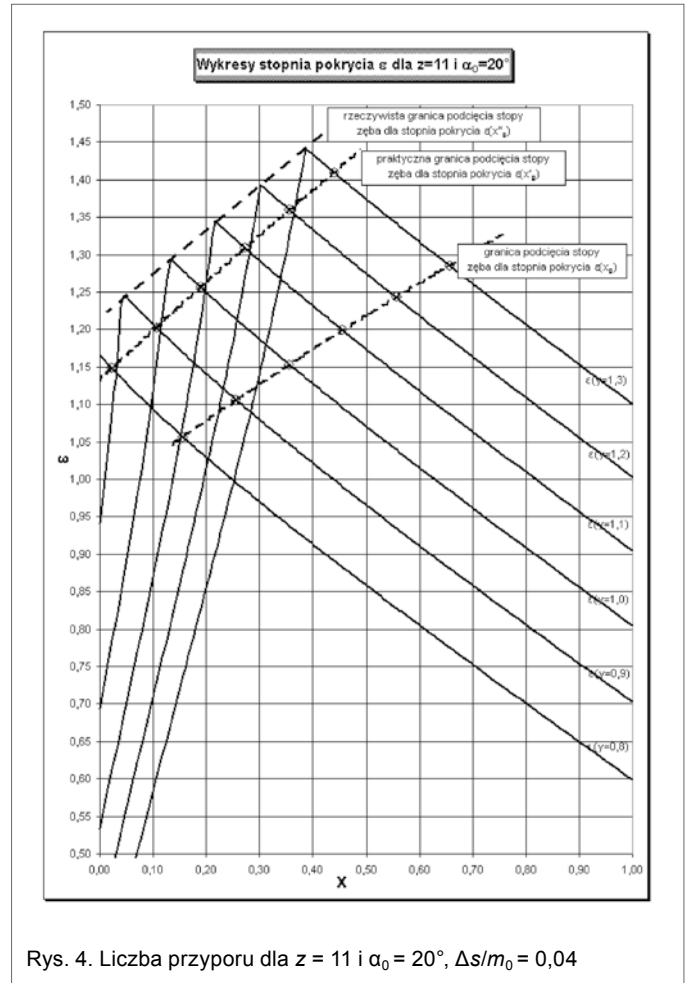
W modelu parzystej dekompozycji funkcji chwilowej wydajności widmo fazowe jest stałe w całym zakresie i nie zależy od stopnia pokrycia ϵ .

$$\varphi_n = \text{const} = 0 \quad (8)$$

W widmie amplitudowym zaobserwować można obniżenie wartości składowych nieparzystych w stosunku do sąsiednich amplitud parzystych. Amplitudy parzyste są stałe i nie zależą

od stopnia pokrycia $\frac{a_n}{b \cdot \omega \cdot t_z^2} = \left(\frac{4}{(\pi \cdot n)^2} \right)$.

Zmianie ulegają jedynie składowe nieparzyste, które zmniejszają się wraz z obniżeniem wskaźnika przyporu, a w skrajnym przypadku – dla kół zębatych o stopniu pokrycia równym jedności – amplitudy nieparzyste równe są zeru



Rys. 4. Liczba przyporu dla $z = 11$ i $\alpha_0 = 20^\circ$, $\Delta s/m_0 = 0,04$

$\frac{a_n}{b \cdot \omega \cdot t_z^2} = \left(\frac{4}{(\pi \cdot n)^2} \cdot (\epsilon - 1) \right)$. W pracach [5, 9] przedstawiono szczegó-

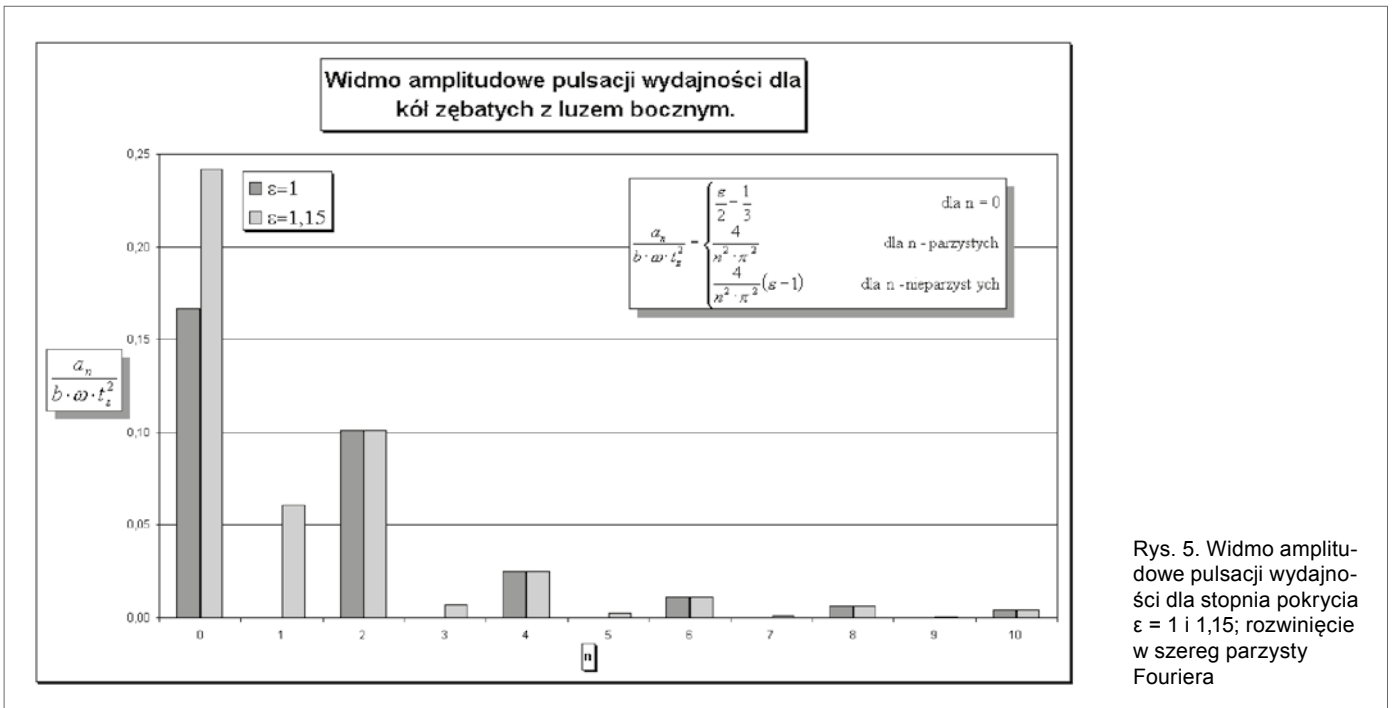
łowe badania konstrukcji z modyfikacją w rejonie stopy zęba. W wyniku przeprowadzonego kontrolowanego podcięcia uzyskano łagodniejszy przebieg funkcji wydajności chwilowej q_s (rys. 6).

3.3. Obciążenie dynamiczne w zazębieniu

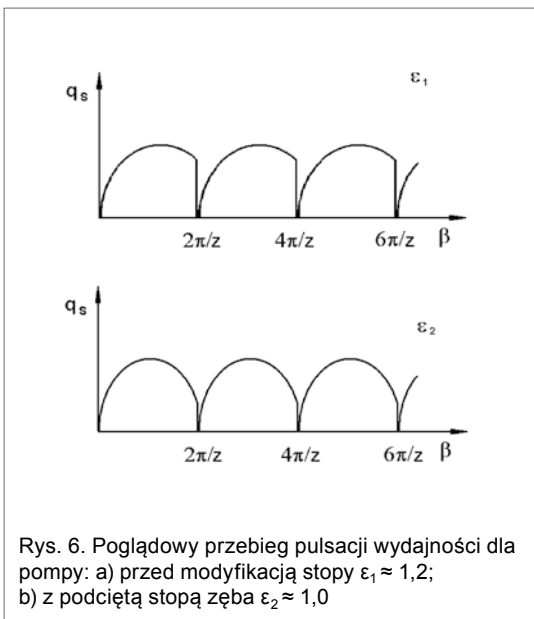
Przykładowe teoretyczne przebiegi obciążenia dynamicznego dla dwóch pomp: tradycyjnej oraz z przeprowadzoną modyfikacją przedstawiono na rys. 7. Podstawową częstotliwość wymuszającą zmiany obciążenia dynamicznego stanowi częstotliwość zazębienia f_z . Wartość f_z zależy liniowo od prędkości obrotowej. Na przebieg siły dynamicznej P_d z częstotliwością zazębienia f_z nakładają się dodatkowo zmiany z:

- częstotliwością f_w częstotliwość drgań własnych zależy w głównej mierze od sztywności wałka c_w ;
- oraz obciążenia impulsowego, wynikającego ze wzrostu sztywności na początku dwuparowego przyporu.

Periodyczna zmiana amplitudy z częstotliwością f_w zależna jest w głównej mierze od sztywności wałka c_w i wzbudzana jest w momencie wejścia we współpracę nowej pary zębów. Stopień zaniku częstotliwości f_w (w czasie trwania jednego cyklu) zależy w głównej mierze od tłumienia obwodowego k_f . Prędkość obrotowa wpływa jedynie na intensywność przebiegu. Najszybszy wzrost obciążenia dynamicznego występuje w momencie zmiany sztywności. Wzbudzona siła z częstotliwością drgań



Rys. 5. Widmo amplitudowe pulsacji wydajności dla stopnia pokrycia $\varepsilon = 1$ i $1,15$; rozwinięcie w szereg parzysty Fouriera



własnych zazębienia f_{oz} szybko zanika w wyniku dużego tłumienia k_z występującego w zazębieniu.

W wyniku modyfikacji dolnej części zarysu ewolwenty wartość siły dynamicznej uległa zmniejszeniu dla rozważanych jednostek wyporowych o ponad 4,5 kN (w stosunku do zębów niepodciętych), co stanowi blisko 75% maksymalnego obciążenia dynamicznego innowacyjnej pompy.

3.4. Badania akustyczne

Przeprowadzone w komorze pogłosowej badania akustyczne wykazały, że w widmie hałasu występuje podstawowa dominująca częstotliwości o charakterze tonalnym dla 250 Hz. Częstotliwość ta wynika z pulsacji ciśnienia czynnika ro-

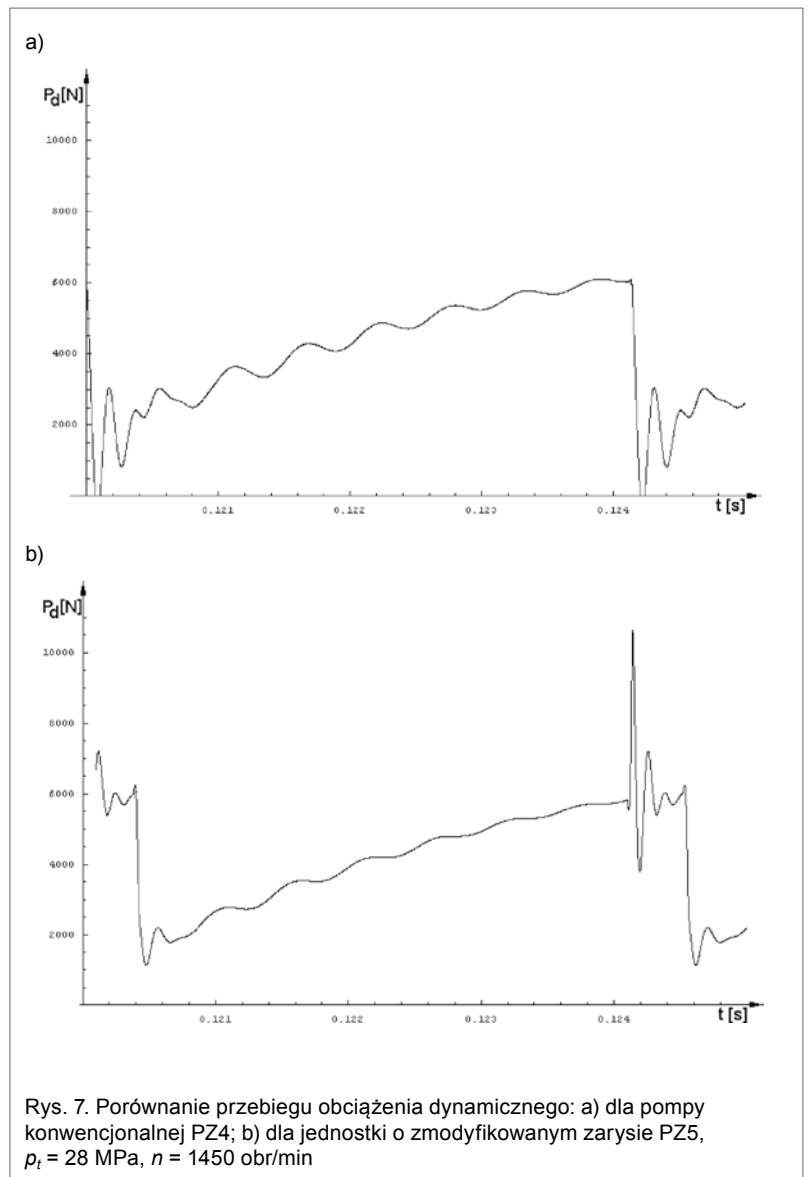
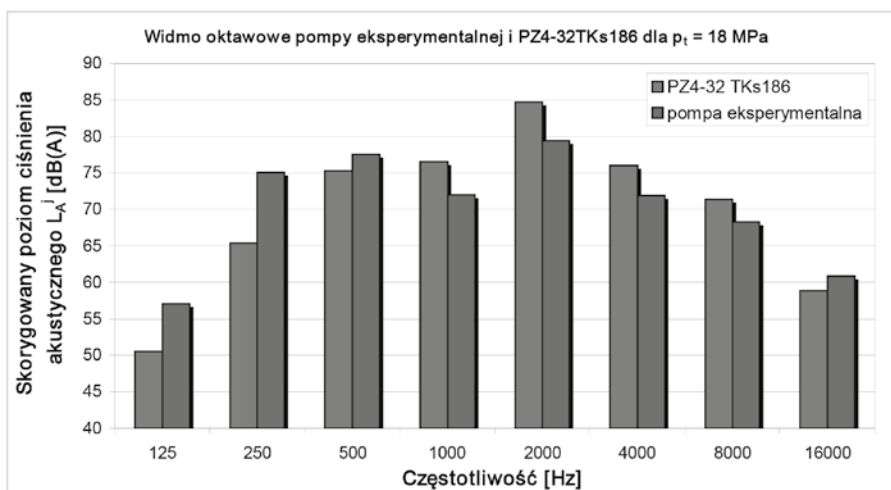


Tabela 1. Porównanie oktaw o częstotliwości środkowej 2 k Hz dla pompy eksperymentalnej i PZ4 TKs 186

Pt [Mpa]	Pompa badawcza $L_{A(1)}^{2000}$	PZ4-32 TKs 186 $L_{A(2)}^{2000}$	ΔL_A^{2000}	Różnica $L_{A(2)}^{2000} - L_{A(1)}^{2000}$
6	74,7 [dB]	79,5 [dB]	4,8 [dB]	77,8 [dB]
12	74,8 [dB]	79,5 [dB]	4,7 [dB]	77,7 [dB]
18	78,2 [dB]	83,6 [dB]	5,4 [dB]	82,1 [dB]
24	81,0 [dB]	83 [dB]	2,0 [dB]	78,7 [dB]
28	82,9 [dB]	83,6 [dB]	0,7 [dB]	75,3 [dB]

Rys. 8. Widmo oktauw pompy eksperymentalnej i PZ4-32 TKs186 dla $p_t = 18$ MPa

boczego (9). Dodatkowo w widmie zaobserwować można harmoniczne dla 500, 1 k, 2 k, 4 k Hz

$$f_p = \frac{n \cdot z}{60} = 250 \text{ Hz} \quad (9)$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa [obr/min];

z – liczba zębów koła zębatego.

Z punktu widzenia percepcji dźwięku przez człowieka najbardziej dokuczliwe są częstotliwości od 1 k do 4 k Hz. Jedną z podstawowych zalet modyfikowanych kół zębatych jest łagodniejszy kształt wydajności chwilowej. Przeprowadzone badania [9] wykazały, że pompy z taką modyfikacją cechują się niższym poziomem ciśnienia akustycznego w zakresie od 1 k do 4 k Hz. Na rysunku 8 porównano przykładowe widmo oktauw pompy eksperymentalnej o zmodyfikowanym zarysie oraz jednostki PZ4-32 TKs-186.

Dominujący poziom w całym zakresie ciśnień tłoczenia występuje dla oktawy o częstotliwości środkowej 2 k Hz. Powyżej, w tabeli 1, porównano dane otrzymane dla jednostki eksperymentalnej oraz pompy PZ4-32 TKs 186.

Szczegółowe badania akustyczne wykazały zmniejszenie skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego od 2 dB do 4 dB w stosunku do rozwiązania, w którym nie przeprowadzono modyfikacji. Obniżenie poziomu emitowanego hałasu należy tłumaczyć wygaszeniem składowych średniczycząstotliwościowych oraz zmniejszeniem sił dynamicznych występujących w zazębieniu. Rozwiązanie po pomyślnym przejściu prób zasobu pracy znalazło zastosowanie w pompach zębatych serii PZ5, produkowanych przez Wytwórnę Pomp Hydraulicznych we Wrocławiu.

Literatura

- [1] WOJNOWSKI J. (red.): *Wielka Encyklopedia PWN*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2005.
- [2] JUDIN E.M.: *Pompy zębate*, PWT, Warszawa 1958.
- [3] KOLLEK W.: *Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja*. Wyd. Ossolineum, Wrocław 1996.
- [4] KOLLEK W., MAĆKIEWICZ J.: *Teoria i obliczenia pomp zębatych. Kadłuby i układy napięte wstępnie*. Wyd. Ossolineum, Wrocław 1999.
- [5] KOLLEK W., OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps*. Wydawnictwo PWT, Wrocław 2009.
- [6] KOLLEK W., KUDZMA Z., RUTAŃSKI J., ŁABIK M.: *Podstawy projektowania hydrostatycznych układów napędowych o obniżonym poziomie hałasu*. Raport Nr S-006/2001 Politechnika Wroclawska. Wrocław 2001.
- [7] KOLLEK W., OSIŃSKI P.: *Możliwości diagnozowania i identyfikacji maszyn holografia akustyczna*. VII Seminarium: Napędy i Sterowanie 2001. Gdańsk 2001.
- [8] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. Tom I i II. WNT, Warszawa 1990.
- [9] OSIŃSKI P.: *Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości hydrauliczne i akustyczne pomp zębatych*. Raport PRE nr 14/2005 Politechnika Wroclawska. Wrocław 2005.

Wacław Kollek, Piotr Osiński – Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska