

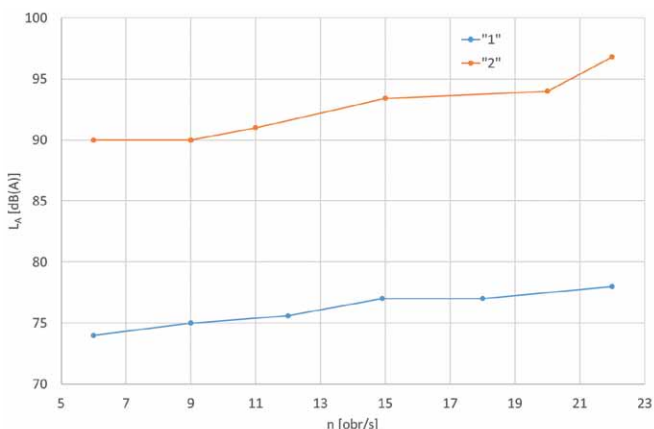
# Wybrane przyczyny pulsacji ciśnienia w układach hydrostatycznych

Michał Stosiak, Mykola Karpenko

## 1. Wstęp

Jedną z głównych przyczyn pulsacji ciśnienia w pracującym układzie hydrostatycznym jest pulsacja wydajności pompy wyporowej oraz impedancja układu hydraulicznego. Ponadto jest ona skutkiem wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych, których źródłem jest rama lub ustrój nośny maszyny wyposażonej w elementy układu hydrostatycznego. Drgania te nie pozostają bez wpływu na parametry hydrauliczne rozważanych układów. Z tego punktu widzenia celowe wydaje się dokonanie analizy i identyfikacji drgań mechanicznych maszyn i urządzeń wyposażonych w układy hydrauliczne. Z praktyki eksploatacyjnej hydrostatycznych układów napędowych wynika, że pomimo poprawnie skompletowanego układu sterowania, na przykład w technice proporcjonalnej, następuje nieraz odstępstwo od założonych parametrów napędu, wyrażające się nierównomiernym ruchem odbiornika, kłopotami z założoną dokładnością pozycjonowania i – co istotne – wzmożoną hałaśliwością przekraczającą wskaźniki normatywnie [2].

Zmienne siły działające na elementy układu hydraulicznego powstają na skutek:



**Rys. 1.** Przebieg wartości korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego  $L_A$  pompy wielotłoczkowej z wychylnym blokiem cylindrowym typu PNZ-25:

- 1 – zależność korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego  $L_A$  od prędkości obrotowej wału pompy  $L_A = f(n)$  przy odłączonym przewodzie ssawnym i tłocznym ( $p_t \approx 0$ ) – hałas pochodzenia mechanicznego;
- 2 – zależność korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego  $L_A = f(n)$  od prędkości obrotowej wału pompy przy parametrze nastawy  $\epsilon = 1$  (hałas pochodzenia mechanicznego i hydraulicznego) [19]

**Streszczenie:** W pracy przybliżono wybrane przyczyny pulsacji ciśnienia w układach hydrostatycznych. Wskazano na negatywne skutki tego zjawiska. Podkreślono, że w układach hydrostatycznych z hydrauliczną linią długą (HLD) dochodzić może o amplifikacji amplitud pulsacji ciśnienia dla rezonansowych długości przewodów hydraulicznych przy określonej częstotliwości wymuszenia. Wskazano również, że zewnętrzne drgania mechaniczne działające na zawory hydrauliczne mogą powodować zmiany w widmie pulsacji ciśnienia w układzie hydrostatycznym.

Słowa kluczowe: pulsacja ciśnienia, układ hydrostatyczny, drgania, hydrauliczna linia długa

## SELECTED REASONS FOR PRESSURE PULSATION IN HYDROSTATIC SYSTEMS

**Abstract:** In this paper, the selected reasons for the pressure pulsation in hydrostatic systems are introduced. The negative effects of this phenomenon are pointed out. It was emphasised that in hydrostatic systems with a hydraulic long line (HLD), amplification of pressure pulsation amplitudes may occur for resonant lengths of hydraulic lines at a specific forcing frequency. It was also indicated that external mechanical vibrations acting on hydraulic valves can cause changes in the pressure pulsation spectrum of the hydrostatic system.

Key words: pressure pulsation, hydrostatic system, vibration, hydraulic long line

- pulsacji ciśnienia [14];
  - powiązania w sposób mechaniczny elementów układu hydraulicznego, które realizowane jest za pośrednictwem przewodów i wspólnego zamocowania [16, 17, 18].
- Wzbudzenie drgań pojedynczego elementu, np. zaworu, pochodzi z oddziaływania cieczy i powoduje drgania elementów z nim połączonych.
- Pulsacja ciśnienia oraz drgania mechaniczne są również przyczyną wzmożonej hałaśliwości pracy układów hydrostatycznych [15]. W elementach hydraulicznych, zwłaszcza w pompach wyporowych, hałas jest wynikiem zjawisk związanych z przepływem czynnika roboczego (tzw. *Fluid Born Noise* – FBN). Potwierdzeniem tego jest wykres (rys. 1) obrazujący korygowany poziom ciśnienia akustycznego pompy wielotłoczkowej typu PNZ 25, z wychylnym blokiem cylindrowym, dla przypadku braku przepływu (hałas pochodzenia mechanicznego) – dolna

krzywa- i z przepływem maksymalnym (parametr nastawy  $\epsilon = 1$ ) dla danej prędkości obrotowej (hałas pochodzenia mechanicznego i związane z przepływem).

Sposób i warunki przeprowadzenia pomiarów opisano w [1].

## 2. Niektóre źródła pulsacji ciśnienia w układzie hydrostatycznym

Zjawisko pulsacji ciśnienia jest konsekwencją, z jednej strony, okresowo zmiennego natężenia przepływu czynnika roboczego, co wynika z cyklicznego charakteru pracy elementów wyporowych pomp, z drugiej strony jest to skutek wymuszeń zewnętrznych w postaci drgań mechanicznych działających na elementy układu hydraulicznego mocowane do różnego typu konstrukcji nośnych, np. rama ładowarki.

Również zmienne obciążenie odbiornika hydraulicznego lub jego rozruch czy hamowanie może być przyczyną dynamicznych zmian ciśnienia w układzie hydrostatycznym. Zakres częstotliwości dynamicznych zmian ciśnienia wywołanych zmiennym obciążeniem hydraulicznych układów roboczych zawiera się w niskich częstotliwościach od 0,5 do 10 Hz. Natomiast w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia spowodowanej pulsacją wydajności pompy wyporowej rejestrujemy składowe w przedziale częstotliwości od ok. 150 do 1500 Hz, przy czym zazwyczaj dominująca jest tu składowa pierwsza, której wartość częstotliwości zależy od liczby elementów wyporowych pompy oraz prędkości obrotowej na wałku pompy. Istotne jest, że wskazane przedziały częstotliwości pulsacji ciśnienia, powodujące np. drgania przewodów hydraulicznych, pokrywają się z częstotliwościami rezonansowymi organów wewnętrznych człowieka.

### 2.1. Pulsacja ciśnienia powodowana pulsacją wydajności pompy wyporowej

Pulsacja wydajności pompy wyporowej jest funkcją poliharmoniczną i można ją rozwinąć w szereg Fouriera. Związek między harmonicznymi składowymi widma pulsacji wydajności i ciśnienia określa impedancja  $Z_m$ , która zdefiniowana jest zależnością [19]:

$$Z_m = \frac{\tilde{p}_m}{\tilde{q}_m} \quad (1)$$

gdzie:

- $\tilde{p}_m$  i  $\tilde{q}_m$  – odpowiednio chwilowa wartość ciśnienia i natężenia przepływu;
- $m$  – kolejne harmoniczne.

Impedancja hydrauliczna  $Z_m$  jest wielkością zespoloną zależną od struktury układu hydraulicznego. W pewnych przypadkach przewód zasilający może być traktowany jako hydrauliczna linia długa (HLD). Modele hydrauliczne HLD mogą być przedstawione w postaci czwórnik hydraulicznego, tj. jako dwuwrotny element układu o dwóch wejściach i wyjściach: ciśnienie  $p$  i natężenie przepływu  $q$  [2, 7, 8].

Można zapisać związek między amplitudami zespolonymi harmonicznymi zmian wydajności i ciśnienia na początku i końcu przewodu [10, 12], zakładając, że mamy do czynienia

z harmonicznym wymuszeniem opisanym sinusoidalną zmianą wydajności na początku przewodu:

$$Q_p^m = Q_k \cdot \cos\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) + i \cdot \frac{p_k \cdot A}{\sqrt{\rho \cdot E}} \cdot \sin\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) \quad (2)$$

$$p_p^m = p_k \cdot \cos\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) + i \cdot Q_k \cdot \frac{\sqrt{\rho \cdot E}}{A} \cdot \sin\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) \quad (3)$$

gdzie:

- $Q_p^m$  – harmoniczna składowa zespolona wydajności na początku przewodu (w króćcu tłocznym pompy);
- $p_p^m$  – harmoniczna składowa zespolona ciśnienia na początku przewodu;
- $p_k$  – harmoniczna składowa ciśnienia na końcu przewodu;
- $Q_k$  – harmoniczna składowa natężenia przepływu na końcu przewodu;
- $l$  – długość przewodu;
- $c_0$  – prędkość propagacji fali ciśnienia;
- $A$  – pole powierzchni przewodu tłocznego;
- $\rho$  – gęstość oleju;
- $\omega$  – częstość wymuszeń;
- $E$  – zastępczy moduł sprężystości objętościowej przewodu zasilającego i oleju;

Jeśli impedancję obciążenia przyjmie się w postaci stałego oporu  $R$ , a model układu hydraulicznego z HLD odwzoruje się za pomocą złożonego jednowrotnika [2, 8, 7], to po przekształceniach otrzymuje się impedancję hydrauliczną na początku przewodu w postaci [19]:

$$z_m = \frac{R \left[ 1 + \tan^2\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) \right] + i \cdot \left( \frac{\sqrt{\rho \cdot E}}{A} - \frac{R^2 \cdot A}{\sqrt{\rho \cdot E}} \right) \cdot \tan\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right)}{1 + \left[ \frac{R \cdot A}{\sqrt{\rho \cdot E}} \cdot \tan\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) \right]^2} \quad (4)$$

Zależność (4) opisuje impedancję hydrauliczną, która jest wielkością zespoloną, i jako taka posiada część rzeczywistą ( $Re$ ) oraz urojoną ( $Im$ ), które opisują jej moduł i argument [19]:

$$|z_m| = \sqrt{(\operatorname{Re}(z_m))^2 + (\operatorname{Im}(z_m))^2} \quad (5)$$

$$\psi_m = \arg z_m = \arctan \frac{\operatorname{Im}(z_m)}{\operatorname{Re}(z_m)} \quad (6)$$

Wykorzystując powyższe zależności, można określić amplitudy poszczególnych harmonicznymi pulsacji ciśnienia jako skutku pulsacji wydajności pompy wyporowej [19]:

$$|p_m| = |c_m| \cdot |z_m| \quad (7)$$

gdzie:

- $|c_m|$  – moduł  $m$ -tej składowej harmonicznymi pulsacji wydajności;
- $|z_m|$  – moduł  $m$ -tej składowej harmonicznymi impedancji hydraulicznej.

Analiza zależności (4) i (5) wskazuje, że istnieją wartości częstości wymuszeń (np. pulsacji wydajności)  $\omega_{rez}$ , dla których wartość modułu impedancji  $Z_m$  osiąga maksimum, co skutkować będzie tym, że amplituda pulsacji ciśnienia na początku przewodu również będzie maksymalna. Częstość wymuszeń, przy których występuje maksimum  $|z_m|$ , można określić z warunku:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega\right) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{1}{c_0} \cdot m \cdot \omega = k \cdot \pi \quad (9)$$

gdzie:

- $k = 1$ ;
- $m = 1$ .

Zatem:

$$\omega_{rez} = \frac{\pi \cdot c_0}{l} \quad (10)$$

Dla zadanej częstości wymuszenia określić można rezonansową długość przewodu, tzn. taką długość przewodu, dla której występować będzie amplifikacja amplitudy pulsacji ciśnienia na jego początku:

$$l_{rez} = \frac{c_0}{2 \cdot f} \quad (11)$$

Wykorzystując wyrażenia na długość fali ciśnienia w przewodzie hydraulicznym  $\lambda = \frac{c_0}{f_1}$  i przyjmując oznaczenie  $L_1$ ,

określono długość przewodu tłocznego, przy którym impedancja hydrauliczna na początku przewodu przyjmuje maksymalną wartość. Odpowiada to maksymalnej wartości amplitudy pulsacji ciśnienia w tym miejscu przy częstości wymuszeń  $f_1$ , odpowiadającej pierwszej harmonicznymi pulsacji wydajności pompy:

$$L_1 = \frac{\lambda}{2} \quad (12)$$

Natomiast długość  $L_2$  przewodu, która skutkuje minimalną impedancją oraz minimalną amplitudą pulsacji ciśnienia, na początku przewodu wynosi:

$$L_2 = \frac{\lambda}{4} \quad (13)$$

W celu określenia poszczególnych harmonicznymi pulsacji wydajności można skorzystać ze znanych w literaturze zależności na wydajność chwilową pomp wyporowych. Otrzymany

przebieg czasowy należy rozłożyć w szereg Fouriera, otrzymując sumę poszczególnych jego składników – rys. 2.

W literaturze opisano zależnością analityczną wydajność pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylną tarczą oporową wiążącą parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne pompy. Jest to suma wydajności i tłoczków znajdujących się w strefie tłoczenia, rozstawionych na promieniu  $R$  z podziałką kątową  $\alpha = 2\pi/z$  [11]:

$$Q = \omega \cdot f \cdot R \cdot \text{tg} \gamma \cdot \sum_{k=0}^{i-1} \sin(\varphi + k \cdot \alpha) \quad (14)$$

gdzie:

- $\omega$  – prędkość kątowna wałka pompy;
- $f$  – pole powierzchni przekroju poprzecznego tłoczka;
- $R$  – promień rozstawienia tłoczków;
- $\gamma$  – kąt wychylenia tarczy oporowej w pompie;
- $\varphi$  – kąt obrotu wałka pompy;
- $\alpha$  – podziałka kątowa.

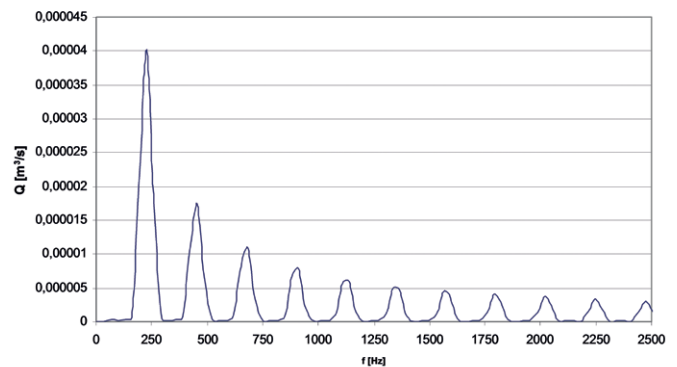
Ponadto  $i$  zależy od liczby tłoczków  $z$ . Dla pomp z nieparzystą liczbą tłoczków:

$$i = \frac{z+1}{2} \text{ dla } 0 \leq \varphi \leq \alpha/2$$

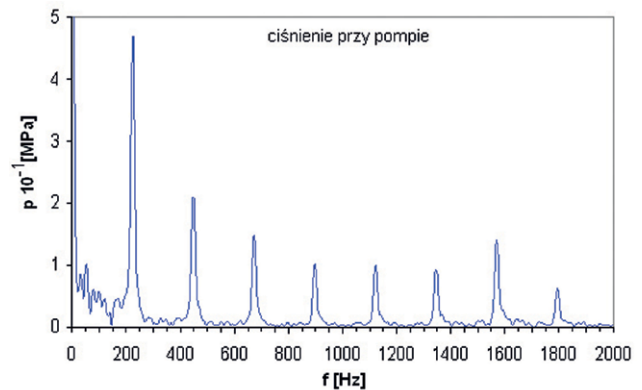
oraz

$$i = \frac{z-1}{2} \text{ dla } \alpha/2 \leq \varphi \leq \alpha \quad (15)$$

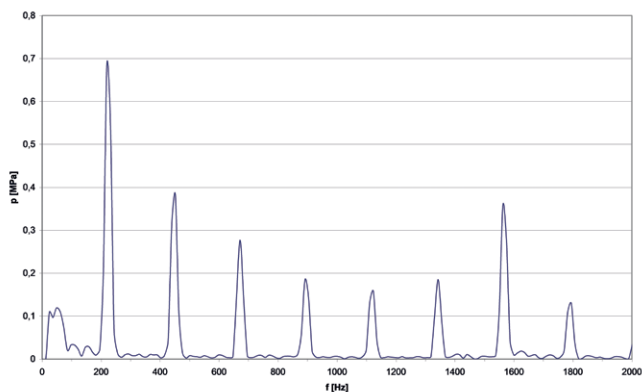
Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono wpływ długości przewodu w układzie z HLD na amplitudy pulsacji ciśnienia. W układzie badawczym wymuszenie stanowiła pulsacja wydajności generowana przez pompę wielotłoczkową osiową PTOZ-100R, której pierwsza składowa wynosiła  $f_1 = 222$  Hz. Przyjęto na podstawie badań własnych, że prędkość propagacji fali ciśnienia



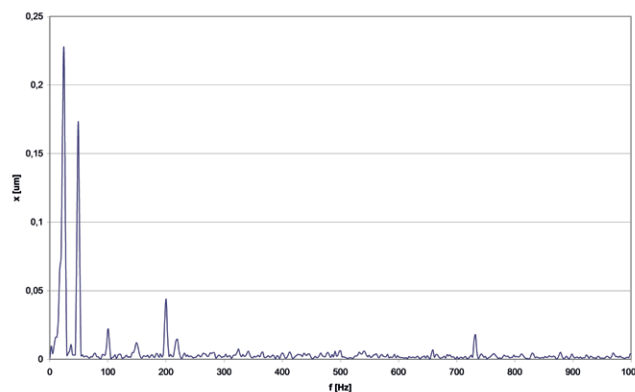
Rys. 2. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy wyporowej PTOZ-100 dla  $n = 1500$  obr./min,  $Q_{sr} = 50$  l/min,  $P_{sr} = 5$  MPa [17]



Rys. 3. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym spowodowanej nierównomiernością wydajności pompy. Długość przewodu  $L_2 = \frac{\lambda}{4} \cdot Q_{sr} = 50$  dm<sup>3</sup>/min [19]



**Rys. 4.** Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym spowodowanej nierównomiernością wydajności pompy. Długość przewodu  $L_1 = \frac{\lambda}{2} \cdot Q_{sr} = 50 \text{ dm}^3/\text{min}$  [19]



**Rys. 5.** Widmo amplitudowo-częstotliwościowe drgań górnej płyty zasilacza hydraulicznego [3, 17]

w przewodzie sztywnym  $c_0 = 1288 \text{ m/s}$  [13]. Przedstawiono wyniki dla dwóch długości przewodów  $L_1 = 2,90 \text{ m}$  i  $L_2 = 1,45 \text{ m}$ .

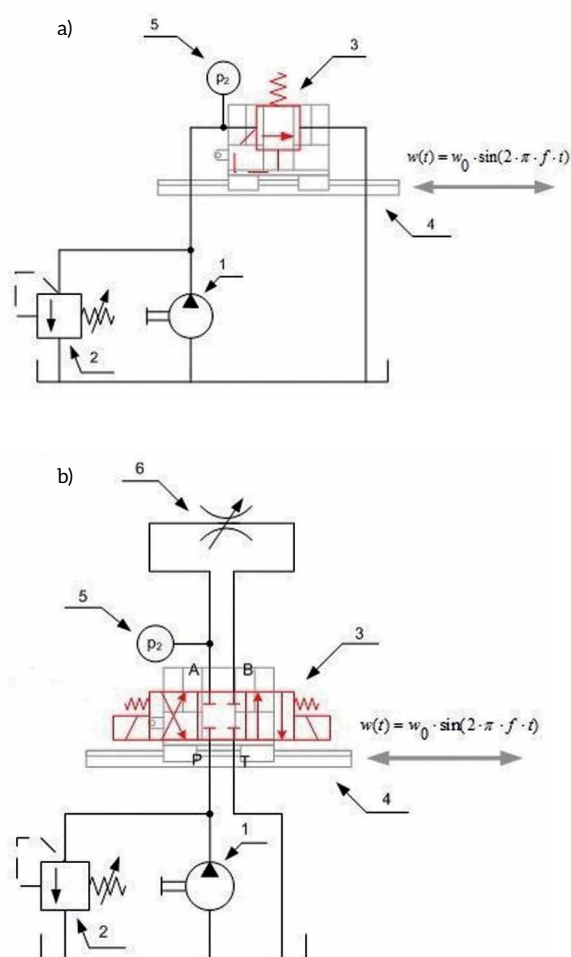
Wyniki zaprezentowane na rysunkach 3 i 4 wskazują, że długość przewodu hydraulicznego w układzie z HLD może mieć istotny wpływ na występujące amplitudy pulsacji ciśnienia. Przyjmując długość przewodu  $L_2 = \lambda/4$ , uzyskuje się na początku przewodu zmniejszenie amplitudy pulsacji ciśnienia pierwszej składowej harmonicznej o blisko 40% w porównaniu do przypadku, gdy stosujemy przewód o długości  $L_1 = \lambda/2$ .

## 2.2. Pulsacja ciśnienia generowana drganiami zewnętrznymi

Elementy i układy hydrauliczne, pracując w określonych środowiskach pracy, narażone są również na wymuszenia w postaci zewnętrznych drgań mechanicznych o szerokim spektrum częstotliwości. Drgania te nie pozostają bez wpływu na parametry hydrauliczne rozważanych układów. Do celów identyfikacji wymuszeń w postaci drgań mechanicznych występujących w układach hydraulicznych posłużyć mogą badania drgań zbiornika zasilacza hydraulicznego wykonane w kierunku osi głównej zamontowanego na nim elementu sterującego zaworu hydraulicznego, rys. 5. Budowa i sposób przeprowadzenia badań zasilacza przedstawiono w [3].

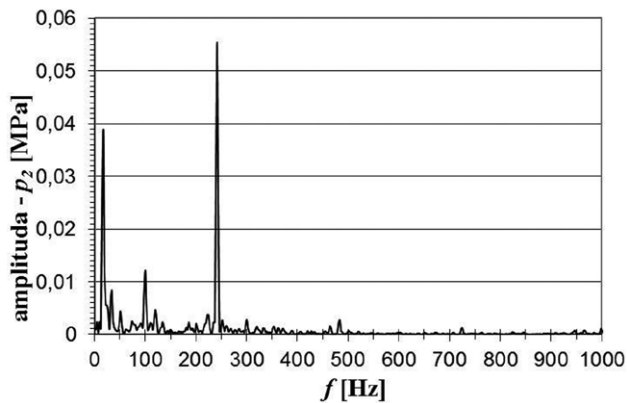
W celu potwierdzenia wpływu drgań podłoża, na którym montowany jest element hydrauliczny, na pulsację ciśnienia przeprowadzono badania doświadczalne w specjalnie zestawionym stanowisku pomiarowym. Jako przykład pokazano wyniki analizy widmowej pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym, w którym jednostopniowy zawór przelewowy bądź jednostopniowy rozdzielacz hydrauliczny 4/3 sterowany elektrycznie konwencjonalnie poddawany był zewnętrznym drganiami mechanicznym o określonych parametrach, rys. 6. Drgania generowane były przez hydrauliczny wzbudnik drgań [4]. Stanowisko i warunki przeprowadzonych badań opisano w [10, 17].

Analizując wykres z rys. 7, można zauważyć, że w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia układu hydraulicznego, w którym zawór przelewowy był poddawany drganiami z częstotliwością 15 Hz, obok znacznej amplitudy odpowiadającej podstawowej harmonicznej wynikającej

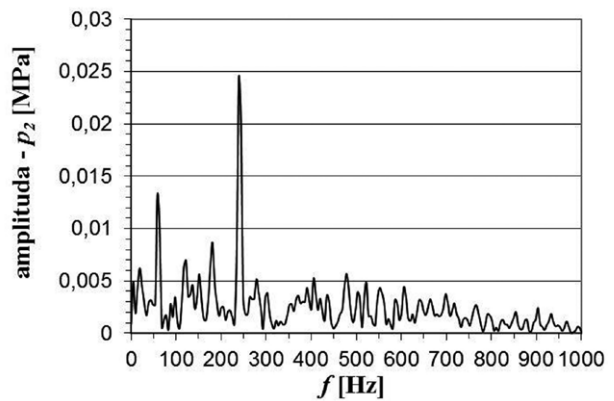


**Rys. 6.** Schemat układu hydraulicznego badanego zaworu [17]:

- 1 – pompa wporowa;
- 2 – zawór bezpieczeństwa;
- a) 3 – badany zawór przelewowy;
- b) 3 – badany rozdzielacz;
- 4 – drgający stół hydraulicznego wzbudnika drgań;
- 5 – punkt pomiaru zmiany wartości ciśnienia czujnikiem piezoelektrycznym M101A04 firmy Piezotronics;
- 6 – nastawny zawór dławiący



Rys. 7. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z zaworem przelewowym wymuszonym z częstotliwością  $f = 15$  Hz,  $Q_{sr} = 6$  dm<sup>3</sup>/min,  $p_{sr} = 2$  MPa [17]



Rys. 8. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z rozdzielaczem wymuszonym z częstotliwością  $f = 60$  Hz,  $Q_{sr} = 6$  dm<sup>3</sup>/min,  $p_{sr} = 2$  MPa [17]

z kinematyki pompy wporowej (około 242 Hz) istotny jest też poziom amplitudy pulsacji odpowiadający właśnie częstotliwości wymuszenia zewnętrznego. Również w widmie przedstawionym na rysunku 8 widać składową harmoniczną odpowiadającą częstotliwości zewnętrznych drgań mechanicznych, czyli 60 Hz.

### 3. Podsumowanie

W artykule zidentyfikowano źródła pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym, to jest pompa wporowa oraz drgania zewnętrzne oddziałujące na korpusy zaworów hydraulicznych. Dynamiczne zmiany ciśnienia są zjawiskiem zdecydowanie


reklama

reklama

niepożądanym, prowadząc do nieprawidłowej pracy układu hydrostatycznego, będąc przyczyną uszkodzeń elementów hydraulicznych [2, 3, 9, 18], a także skutkując wzrostem hałaśliwości pracy układu hydrostatycznego. Układ hydrostatyczny może być traktowany jako źródło i odbiornik drgań mechanicznych. Projektant układu hydraulicznego ma wpływ na amplitudy pulsacji ciśnienia w układzie z HLD. Poprzez odpowiedni dobór długości przewodu można wpłynąć na zmniejszenie amplitudy pulsacji ciśnienia pochodzącej od pulsacji wydajności. Natomiast w przypadkach, gdy nie istnieje możliwość zmiany długości przewodów zasilających np. z uwagi na panujące warunki zabudowy, jedną z metod minimalizacji amplitud pulsacji ciśnienia jest instalowanie w układzie odpowiednio dobranych tłumików pulsacji ciśnienia [5, 6, 16], działających również jako filtry akustyczne. Kolejną metodą może być odpowiedni dobór wibroizolatorów, na których montować można zawory hydrauliczne.

### Literatura

- [1] KUDŹMA Z., MACKIEWICZ J.: *Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość*. Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i sterowania hydrauliczne, Wrocław – Szklarska Poręba 1996.
- [2] KUDŹMA Z., KUDŹMA S.: *Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych w technice proporcjonalnej*. „Hydraulika i Pneumatyka” 6/2002.
- [3] DOMAGAŁA T., KOLLEK W., KUDŹMA Z.: *Wibroakustyczna diagnostyka zasilacza hydraulicznego*. Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i sterowanie hydrauliczne. Wrocław – Szklarska Poręba 1996.
- [4] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Symulator liniowego napędu hydrostatycznego źródłem nowych możliwości badawczych*. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Wrocław, 17–19 maja 2005.
- [5] WACKER K.: *Schalldämpfer auslagen zum Vermindern des Lärmes von Hydraulik-anlagen*. Maschinenmarkt 1985.
- [6] KOLLEK W., KUDŹMA Z.: *Passive und aktive Methoden der Druckpulsation und Lärminderung in Hydrostatischen Systemen*. II Deutsch – Polnisches Seminar Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik. Warszawa 1997.
- [7] ZARZYCKI Z.: *Modelowanie własności dynamicznych hydraulicznych przewodów zamkniętych. Porównanie modeli o parametrach rozłożonych z modelami o parametrach skupionych*. „Mechanika Teoretyczna i Stosowana”, t. 27, z. 4, 1989.
- [8] ZARZYCKI Z.: *Opory niestacjonarnego ruchu cieczy w przewodach zamkniętych*. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej, nr 516, Szczecin 1994.
- [9] ICKIEWICZ J.: *Wybrane zagadnienia drgań przewodów w układach hydraulicznych zasilanych pompami wyporowymi*. Materiały XII konferencji CYLINDER 2002: Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Szczyrke 2002. str. 175–182.
- [10] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Zakłócenia pracy hydrostatycznych układów sterowanych w technice proporcjonalnej*. „Napędy i Sterowanie” 5/2004.
- [11] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 2005.
- [12] HOFFMAN D.: *Entstehung von Druckschwingungen in Flüssigkeitssäulen von Hydraulikanlagen*. O + P Nr 10 1975.
- [13] KUDŹMA Z.: *Właściwości dynamiczne przewodów hydraulicznych*. „Hydraulika i Pneumatyka” 6/2005.
- [14] GAWRYŚ E., KUDŹMA Z.: *Tłumienie w hydrostatycznych układach napędowych*. „Hydraulika i Pneumatyka” 3/2002.
- [15] KOLLEK W., KUDŹMA Z., OSIŃSKI P., RUTAŃSKI J.: *Badania akustyczne i energetyczne mechanizmu obrotu żurawia*. „Transp. Przem.” 4/2003.
- [16] KUDŹMA Z.: *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
- [17] STOSIAK M.: *Identyfikacja oddziaływania drgań i metody ich redukcji w wybranych zaworach hydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2015.
- [18] KARPENKO M., PRENTKOVSKIS O., ŠUKEVIČIUS Š.: *Research on high-pressure hose with repairing fitting and influence on energy parameter of the hydraulic drive*. Eksploatacja i Niezawodność - Maintenance and Reliability. Lublin: Polish Maintenance Society. ISSN 1507-2711. vol. 24, iss. 1 (2022), p. 25–32.
- [19] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Identyfikacja pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym*. Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne. Krajowy sektor wobec wyzwań konkurencyjności. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Wrocław, 10–12 października 2007. Wrocław: Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP, [2007], s. 205–217.

 dr hab. inż. Michał Stosiak, prof. Politechniki Wrocławskiej  
Politechnika Wrocławska  
Wydział Mechaniczny  
Katedra Eksploatacji Systemów Technicznych  
michal.stosiak@pwr.edu.pl

dr Mykola Karpenko, prof. Wileńskiego Uniwersytetu Technicznego im. Giedymina  
Wileński Uniwersytet Techniczny im. Giedymina  
Wydział Inżynierii Transportu  
Katedra Maszyn Mobilnych i Pojazdów Szynowych  
mykola.karpenko@vilniustech.lt

artykuł recenzowany