

Doświadczenia własne w wyciszaniu maszyn z napędem hydrostatycznym

Wacław Kollek, Zygmunt Kudźma

1. Wprowadzenie

Hydrostatyczne układy napędowe, obok powszechnie znanych zalet, mają też istotną wadę – są źródłem hałasu o stosunkowo wysokim poziomie, co może być czynnikiem dyskwalifikującym ten rodzaj napędu ze względu na przekroczenie normatywnych wartości hałasu (sukcesywnie obniżanych) określonych względami ergonomicznymi. Z tego też względu poprawnie skonstruowany układ, obok założonych właściwości statycznych i dynamicznych, powinien zapewnić możliwie najniższy poziom emitowanego hałasu [1]. Dyrektywa 98/37/WE zawiera ogólny wymóg zalecający, aby maszyna zaprojektowana była w taki sposób, aby zagrożenie wynikające z emisji wytwarzanego przez nią hałasu było zredukowane do najniższego poziomu, uwzględniając postęp techniczny i dostępne środki redukcji hałasu, szczególnie u źródeł jego powstawania. Dyrektywa ta nakazuje też podawanie w dokumentacji technicznej maszyny informacji o hałasie na stanowisku pracy operatora, a mianowicie: równoważnego poziomu ciśnienia akustycznego, szczytowej chwilowej wartości ciśnienia akustycznego, poziomu mocy akustycznej.

Dyrektywa 2000/14/WE [2] określa wymogi odnośnie do poziomu emitowanego hałasu dla wielu grup maszyn używanych na zewnątrz pomieszczeń. Podano w niej procedury pomiaru i warunki działania maszyny w odniesieniu do pomiaru poziomu mocy akustycznej, przy czym dla 22 typów maszyn ustalone są wartości dopuszczalne, a dotyczące poziomu mocy akustycznej urządzeń emitujących hałas do środowiska. Przykładem jest ładowarka kołowa o mocy do 55 kW, której dopuszczalny poziom mocy akustycznej do dnia 3 stycznia 2002 r. wynosił 104 dB(A), natomiast już od 3 stycznia 2006 poziom ten tego typu maszyny został obniżony do 101 dB(A). Należy tu nadmienić, że od 15 lutego 2006 roku obowiązuje w Polsce, tak jak we wszystkich krajach UE, nowa dyrektywa 2003/10/WE [3] dotycząca ochrony przed hałasem. Obniża ona dopuszczalną wartość maksymalną hałasu na stanowisku operatora, ustaloną z uśrednienia wartości z 8-godzinnej ekspozycji, do poziomu 80 dB(A) (dotychczasowa wartość 85 dB(A)).

Wzbudzenie hałasu w układzie hydraulicznym może odbywać się w dwojaki sposób:

- bezpośrednio – źródło hałasu wywołuje zmiany ciśnienia w otaczającym je powietrzu. Przykładem takiego źródła hałasu może być wirnik wentylatora w silniku elektrycznym napędzającym pompę;
- pośrednio – czasowo zmienne siły pobudzają do drgań elementy układu hydraulicznego. Na skutek drgań powierzchni tych elementów występuje emisja hałasu [8, 11, 25, 26].

Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym ma hałas powstający na drodze pośredniej.

Zmienne siły działające na elementy układu hydraulicznego powstają na skutek:

Streszczenie: W referacie przedstawiono główne aspekty działań walki z hałasem w maszynach budowlanych z napędem hydrostatycznym, prowadzonych w oparciu o metodę czynną i bierną. Przedstawiono wyniki badań akustycznych na obiektach rzeczywistych, które stanowiły ładowarki Ł-220, Ł-34 oraz dźwig samochodowy ZSH-6. Obniżenie hałasu układu napędowego tych maszyn osiągnięto za pomocą osłony dźwiękochłonnej oraz poprzez zastosowanie komorowego i niskoczęstotliwościowego tłumika pulsacji ciśnienia. Podstawą do wymiarowania tłumików komorowych jest analogia mechaniczna zespołu przewodów hydraulicznych – tłumik, na podstawie której opracowano program komputerowy, pozwalający określić objętość tłumika w zależności od parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych dla założonej skuteczności tłumienia. Dobór parametrów tłumika czynnego sprowadza się do zapewnienia warunków równości częstotliwości rezonansowej układu tłok – sprężyna hydropneumatyczna, z częstotliwością pulsacji ciśnienia f_w , która ma ulec zmniejszeniu.

Został potwierdzony wpływ amplitudy pulsacji ciśnienia na hałas układu hydraulicznego. Zmniejszając pulsację, obniżamy hałaśliwość układu hydraulicznego.

Słowa kluczowe: układ hydrostatyczny, pulsacja ciśnienia, hałas.

EXPERIENCE IN THE SILENCING MACHINERY WITH THE HYDROSTATIC DRIVE SYSTEMS

Abstract: The paper presents the main aspects of noise abatement measures in construction machinery conducted on the basis of active and passive methods. The results of research on the acoustics of real objects, which were the loader Ł-260, Ł-34 and car lift ZSH-6 are presented. Reducing noise of propulsion system of these machines has been achieved by a sound absorbing shield and through the use of pressure fluctuation damper and, therefore, based on the method of passive noise reduction. The article shows also a reduction of noise in transient states of hydrostatic drive systems using starting valve (own design) or proportional valves and appropriate control algorithm for them.

- pulsacji ciśnienia;
- powiązania w sposób mechaniczny elementów układu hydraulicznego, które realizowane jest za pośrednictwem przewodów i wspólnego zamocowania [16]. Wzbudzenie drgań pojedynczego elementu, np. zaworu, pochodzi z oddziaływania cieczy i powoduje drgania elementów z nim połączonych [8, 25, 26, 27].

Skuteczne wyeliminowanie dokuczliwego hałasu wiąże się z koniecznością podejmowania badań doświadczalnych, mających na celu lokalizację oraz identyfikowanie źródeł drgań i hałasu. Lokalizacja odnosi się do określenia miejsca w maszynie lub urządzeniu odpowiedzialnym za wysoki poziom hałasu, zaś przez identyfikację rozumiemy znalezienie przyczyny hałasu. W elementach hydraulicznych, zwłaszcza w pompach wyporowych, hałas jest wynikiem zjawisk związanych z przepływem czynnika roboczego (tzw. *Fluid Born Noise* – FBN) [12, 16].

W układzie hydraulicznym przyczyny hałaśliwości można podzielić na mechaniczne i hydrauliczne. W grupie przyczyn mechanicznych wyróżnia się takie, jak: błędy wykonania i montażu, nadmierne luzy we wszystkich połączeniach ruchowych, niewyrównoważenie części wirujących itp. Przyczyny hydrauliczne to przede wszystkim zjawiska kawitacji [12, 16, 19, 21], pulsacja ciśnienia tłoczenia [5, 6, 13, 17, 20, 22, 28] oraz uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy roboczej w komorach pompy lub silnika wyporowego. W poprawnie skonstruowanym układzie hydraulicznym kawitacja nie powinna wystąpić, natomiast uderzeniowe zmiany ciśnienia cieczy roboczej zależą w istotny sposób od rodzaju zastosowanej pompy. O najwyższym poziomie hałasu są pompy wielotłoczkowe osiowe, a najbardziej cichobieżne – pompy łopatkowe czy zębate o zazębieniu wewnętrznym. Dotychczasowe badania [3, 4, 5, 6, 13, 17, 20, 22, 28] mówią o wpływie pulsacji ciśnienia oraz będących jej następstwem drganiach jako o najistotniejszych przyczynach powstawania hałasu w układach hydraulicznych. Artykuł poświęcony jest metodom obniżenia hałasu maszyn roboczych głównie poprzez redukcję amplitud pulsacji ciśnienia.

2. Źródła pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym

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, jak np. rama ładowarki.

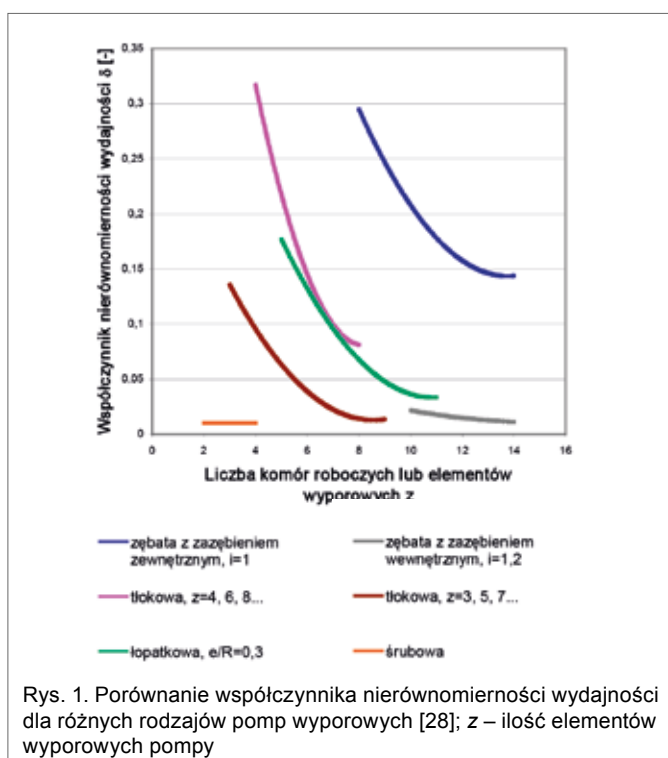
Innym źródłem występowania pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym jest zmienny charakter obciążeń silnika hydraulicznego oraz rozruch i hamowanie (stany nieustalone). Pulsacje ciśnienia w układach napędowych wywołane zmiennym obciążeniem systemów roboczych występują w niskim paśmie częstotliwości, tj. 0,5 do 10 Hz (zakres infradźwięków). Natomiast pulsacje pochodzące od pompy zawierają się w paśmie częstotliwości od 50 do 1500 Hz, a nawet więcej.

2.1. Pulsacja ciśnienia generowana przez pompę wyporową

Pulsacja wydajności pompy wyporowej opisywana może być bezwymiarowym współczynnikiem nierównomierności wydajności δ , definiowanym jako [29]:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{śr}}} \quad (1)$$

gdzie: $Q_{\max}$, $Q_{\min}$ oznaczają odpowiednio chwilową maksymalną i minimalną wydajność, a $Q_{\text{śr}}$ – wydajność średnią pompy.



Rys. 1. Porównanie współczynnika nierównomierności wydajności dla różnych rodzajów pomp wyporowych [28]; z – ilość elementów wyporowych pompy

Wartości współczynnika δ dla wybranych typów pomp wyporowych podane za [28] przedstawiono na wykresie rys. 1.

Z analizy powyższego wykresu wynika, że pompy tłokowe o parzystej liczbie elementów wyporowych cechują się większym współczynnikiem δ w stosunku do pomp o nieparzystej liczbie elementów wyporowych. Ponadto pompy śrubowe, tłokowe (o nieparzystej liczbie tłoków) i zębate z zazębieniem wewnętrznym charakteryzują się najmniejszymi wartościami współczynnika pulsacji wydajności δ . Współczynnik nierównomierności wydajności, jak wynika z (1), przyjmuje stałe wartości liczbowe dla rozpatrywanej pompy. Uniemożliwia to zatem analizę pulsacji wydajności w dziedzinie czasu i częstotliwości. Przeto przy analizie częstotliwościowej wykorzystywana jest wydajność chwilowa, definiująca pulsację wydajności pompy wyporowej funkcją $Q = f(t)$.

W zależności od rodzaju (odmiany konstrukcyjnej) pompy wyporowej do opisu pulsacji wydajności pompy, jako przyczyny pulsacji ciśnienia, przyjmuje się odpowiednie modele matematyczne, opisujące wydajność chwilową [28, 29].

reklama

W badaniach doświadczalnych wykorzystywana była pompa zębata typu 2110 prod. WZMB im. Waryńskiego, dlatego w sposób analityczny określono pulsację wydajności tego typu pompy. Opierając się na materiałach źródłowych [28], chwilową wydajność pompy zębatej o zazębieniu zewnętrznym można przedstawić jako:

$$Q = \frac{b_z \cdot \omega_1}{2} \cdot \left[r_{w1}^2 + \frac{r_{r1}}{r_{r2}} \cdot r_{w2}^2 - r_{r1} \cdot (r_{r1} + r_{r2}) - \left(1 + \frac{r_{r1}}{r_{r2}} \right) \cdot u^2 \right] \quad (2)$$

gdzie: b_z – szerokość kół; $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$ – prędkość kątowa koła

zębatego; r_w – promień koła wierzchołkowego; r_r – promień koła tocznego; $u = r_z \cdot \varphi_z$ – chwilowa odległość punktu styku zębów poruszającego się wzdłuż linii przyporu od bieguna zazębienia; r_z – promień koła zasadniczego; φ_z – kąt obrotu kół zębatych.

Model teoretyczny odzwierciedlający równanie (1) implementowano w programie Matlab 6.5 przy wykorzystaniu pakietu Simulink. W celu dokonania symulacji komputerowej wydajności chwilowej pompy zębatej skorzystano z dokumentacji technicznej pompy 2110.

W celu dokonania dyskretnej analizy widma amplitudowo-częstotliwościowego posłużono się programem Origin 7.5 Pro. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji wydajności pompy 2110 przedstawia się na rys. 3. Dominująca częstotliwość w widmie – rys. 4 – wynika z zależności [28]:

$$f = \frac{n_p \cdot z \cdot K}{60} \quad (3)$$

gdzie: n_p – prędkość obrotowa wału pompy [obr/min]; z – ilość elementów wyporowych (zębów) pompy; K – kolejny numer składowej = 1 ... K_r .

Podstawiając dane dla analizowanej pompy, uzyskano $f_1 = 250$ Hz, gdyż liczba zębów w pompie 2110 wynosi $z = 10$, a prędkość obrotowa wału pompy $n_p = 1500$ obr/min.

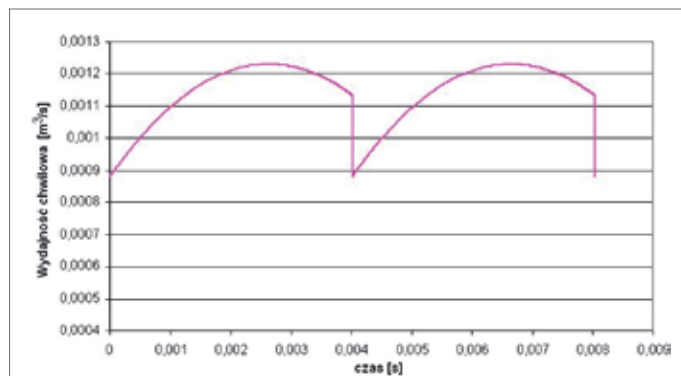
Na rysunku 4 przedstawiono za [28] składowe pulsacji wydajności typowych pomp wyporowych odniesione do wydajności średniej analizowanych pomp określonej zależnością:

$$Q_{sr} = q \cdot n \quad (4)$$

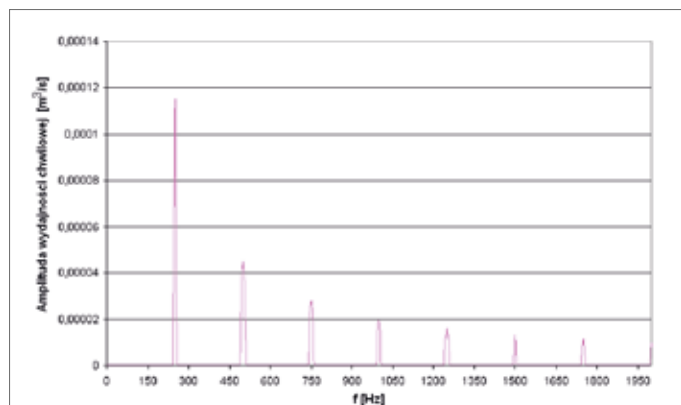
gdzie: q – wydajność właściwa (geometryczna) pompy; n – prędkość obrotowa wału pompy.

2.2. Pulsacje ciśnienia generowane wymuszeniami zewnętrznymi

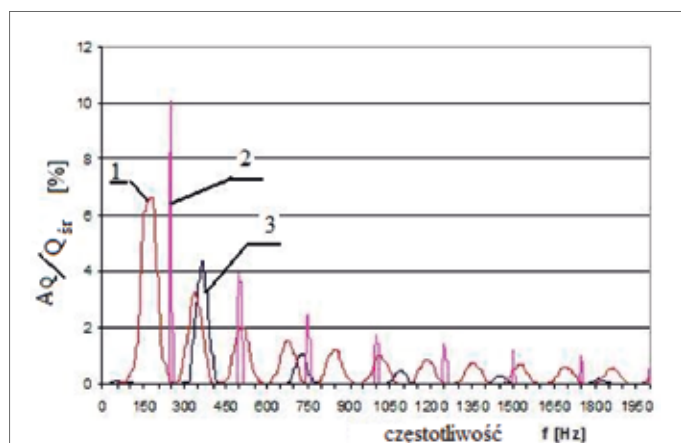
Elementy i układy hydrauliczne, pracując w określonych środowiskach pracy, narażone są również na wymuszenia w postaci zewnętrznych drgań mechanicznych o szerokim spektrum częstotliwości. Drgania te nie pozostają bez wpływu na parametry hydrauliczne rozważanych układów. Z tego punktu widzenia celowe wydaje się dokonanie analizy i identyfikacji drgań mechanicznych maszyn i urządzeń wyposażonych w układy hydrauliczne. Jako wygodne i czytelne narzędzie analizy składowych harmonicznych widma przyspieszenia drgań mechanicznych wykorzystywane jest często widmo amplitudowo-częstotliwościowe.



Rys. 2. Teoretyczny przebieg wydajności chwilowej w funkcji czasu dla pompy 2110, prędkość obrotowa 1500 obr/min



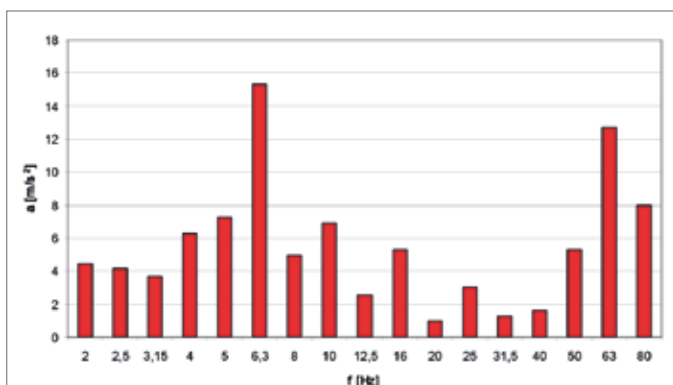
Rys. 3. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe wydajności chwilowej pompy zębatej 2110



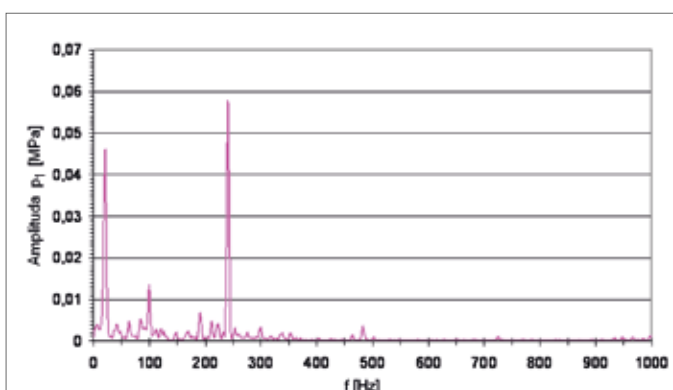
Rys. 4. Porównanie widma amplitudowo-częstotliwościowego maksymalnej wartości wydajności chwilowej A_Q odniesionej do wydajności średniej Q_{sr} typowych pomp wyporowych: 1 – pompa wielotłoczkowa osiowa PNZ25, (7 tłoczków, producent Hydroma Szczecin); 2 – pompa zębata typ 2110 (10 zębów, producent WZMB Waryński Warszawa); 3 – pompa łopatkowa typ V3-63 (15 łopatek, producent Fabryki Elementów Hydraulicznych Ponar-Wadowice S.A.), $n = 1500$ obr/min.

Przykład drgań ramy ładowarki kołowej w trakcie pracy eksploatacyjnej pokazano na rys. 5.

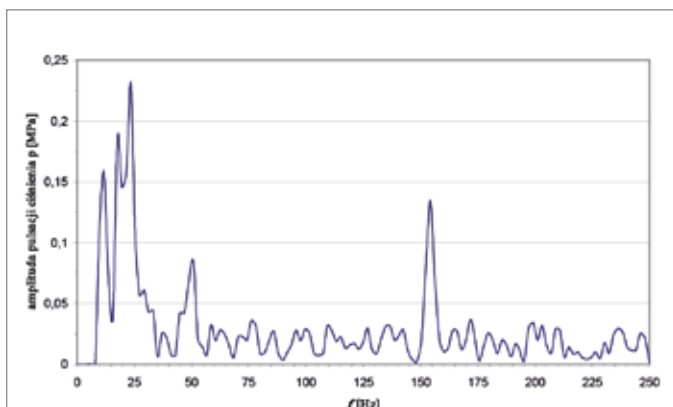
W celu potwierdzenia wpływu na pulsację ciśnienia drgań podłoża, na którym montowany jest element hydrauliczny, przeprowadzono badania doświadczalne w specjalnie zestawionym stanowisku pomiarowym. Jako przykład pokazano wyniki ana-



Rys. 5. Średnie tercjowe widmo przyspieszenia drgań ramy ładowarki budowlanej Ł-220 produkcji Bumar-Fadroma. Widmo ograniczone do częstotliwości 80 Hz [28]



Rys. 6. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym z zaworem przelewowym wymuszonym z częstotliwością $f = 20$ Hz



Rys. 7. Widmo amplitudowo-częstotliwościowe pulsacji ciśnienia podczas procesu rozruchu przekładni hydrostatycznej mechanizmu obrotu żurawia samochodowego z udziałem zaworu przelewowego

lizy widmowej pulsacji ciśnienia w układzie hydraulicznym, w którym zawór przelewowy umieszczony był na stole symulatora hydraulicznego i poddawany drganiom o parametrach zbliżonych do parametrów występujących w warunkach rzeczywistych maszyn roboczych (rys. 6). Stanowisko i warunki przeprowadzonych badań opisano w [16].

Jak wykazano w badaniach doświadczalnych, istnieją częstotliwości (w zakresie do 100 Hz) zewnętrznych wymuszeń, przy których obserwuje się wzrost amplitudy pulsacji ciśnie-

nia w układzie hydraulicznym i w konsekwencji wzrost hałasu w analizowanym zakresie. Przyczyn tego zjawiska należy upatrywać w wartości częstotliwości drgań własnych elementów sterujących zaworów hydraulicznych.

Analizując wykres rys. 6, można zauważyć, że w widmie amplitudowo-częstotliwościowym pulsacji ciśnienia układu hydraulicznego, w którym zawór przelewowy był poddawany drganiom z częstotliwością 20 Hz, obok znacznej amplitudy odpowiadającej podstawowej harmonicznej wynikającej z kinematyki pompy wyporowej (około 250 Hz), istotny jest też poziom amplitudy pulsacji odpowiadający właśnie częstotliwości wymuszenia zewnętrznego.

2.3. Pulsacje ciśnienia w stanach nieustalonych

Charakter rozruchu (oscylacyjny, asymptotyczny do wartości ciśnienia p_u w stanie ustalonym) zależy od wartości zredukowanego współczynnika tłumienia ζ .

Zredukowany współczynnik tłumienia ζ , po sprowadzeniu równania opisującego przebieg ciśnienia w drugim etapie rozruchu (gdy ciśnienie osiągnie wartość p_u) do postaci kanonicznej, określa wyrażenie [14] (w przypadku napędu liniowego):

$$\zeta = \frac{m_{zr} \cdot a + f \cdot K_c}{2A\sqrt{m_{zr} \cdot K_c}} \quad (5)$$

gdzie: m_{zr} – masa zredukowana; a – współczynnik przecieków; A – pole powierzchni czynnej tłoka; K_c – pojemność układu, zależna od objętości układu i wartości zastępczego modułu sprężystości objętościowej; f – współczynnik tarcia.

Mając do czynienia z napędem obrotowym m_{zr} zastępujemy J_{zr} [kgm²] (zredukowany masowy moment bezwładności), a A zastępujemy q_s [m³] (chłonność właściwa silnika).

Pomijając współczynnik tarcia f (który z natury rzeczy w układach hydrostatycznych przyjmuje niskie wartości), charakter rozruchu określa nierówność:

$$\frac{a\sqrt{J_{zr}}}{\sqrt{K_c}} > < 2q \quad (6)$$

- > – narastanie ciśnienia asymptotycznie do wartości ciśnienia w ruchu ustalonym;
- < – drgania tłumione, rozruch z przeregulowaniem.

Z przedstawionych zależności wynika, że charakter narastania ciśnienia w momencie włączenia przekładni zależy od czterech podstawowych, związanych ze sobą wielkości: współczynnika strat wolumetrycznych a , współczynnika uwzględniającego sprężystość cieczy i ścianek elementów układu (kapacytancja K_c), chłonności właściwej silnika q_s oraz zredukowanego masowego momentu bezwładności J_{zr} mas napędzanych przez

reklama

silnik. Częstotliwość wzbudanych pulsacji f_w ciśnienia w trakcie rozruchu (gdy mamy do czynienia z przebiegiem oscylacyjnym $\zeta < 1$) określa wyrażenie:

$$f_w = \frac{1}{2\pi} \frac{q_s}{\sqrt{\frac{V_u}{B_z} I_{zr}}} \quad (7)$$

gdzie: q_s – chłonność właściwa silnika hydraulicznego; V_u – objętość początkowa cieczy w przewodach; B_z – zastępczy moduł sprężystości objętościowej, uwzględniający odkształcalność cieczy i przewodów; I_{zr} – zredukowany masowy moment bezwładności.

Przykład pulsacji ciśnienia w postaci widma amplitudowo-częstotliwościowego w trakcie rozruchu przekładni hydrostatycznej, stosowanej w mechanizmie obrotu żurawia samochodowego, pokazano na rys. 7. Z tego rysunku wynika, że istotne amplitudy pulsacji ciśnienia zawierają się w granicach 5–25 Hz i 160 Hz. Pierwszy zakres wynika z właściwości rezonansowych zaworu przelewowego i częstotliwości własnej mechanizmu obrotu, natomiast drugi zakres jest konsekwencją pulsacji wydajności pompy wielotłoczkowej typu PNZ 25, która to pompa była zainstalowana w badanej przekładni.

3. Transmitancja hydraulicznej linii długiej

Przewód hydrauliczny rozpatrzono jako hydrauliczną linię długą, w której parametry:

- rezystancja R_o (opór czynny będący efektem tarcia lepkiego cieczy o ścianki przewodu);
- inertancja M_o (opór bierny uwzględniający wpływ bezwładności cieczy);
- pojemność C_o (uwzględniająca wpływ ściśliwości cieczy i sprężystości materiału przewodu)

są równomiernie rozłożone i nie zmieniają się wzdłuż osi przewodów.

Macierzowa funkcja przejścia w formie operatorowej, wiążąca ciśnienie p i natężenie przepływu Q na dwóch końcach hydraulicznej linii długiej, ma postać [29, 30, 32]:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(L \cdot \Gamma(s)) & Z_c(s) \cdot \sinh(L \cdot \Gamma(s)) \\ Z_c^{-1}(s) \cdot \sinh(L \cdot \Gamma(s)) & \cosh(L \cdot \Gamma(s)) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

gdzie:

p_1, p_2, Q_1, Q_2 – ciśnienia i natężenia przepływu odpowiednio na wejściu i końcu przewodu;

L – długość przewodu.

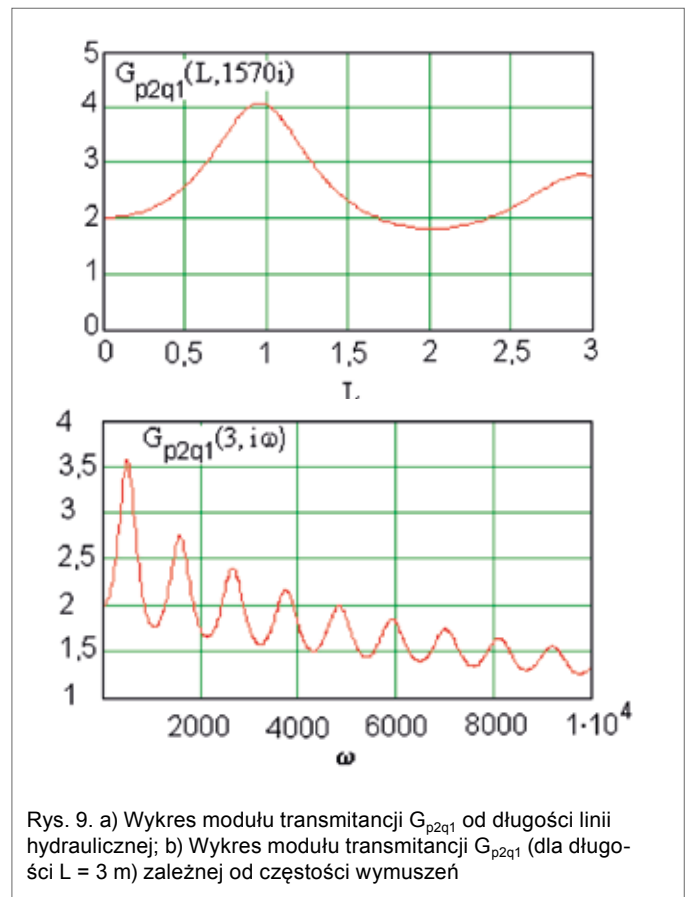
$$\Gamma - \text{operator propagacji } \Gamma(s) = \sqrt{Z_o \cdot Y_o}, \quad (9)$$

$$Z_c - \text{impedancja falowa } Z_c(s) = \sqrt{\frac{Z_o}{Y_o}}, \quad (10)$$

$$\text{gdzie: } Z_o = R_o + M_o \cdot s \quad (11)$$

$$Y_o = C_o \cdot s \quad (12)$$

$$M_o = \frac{\rho_o}{\pi \cdot r^4} \quad (13)$$



Rys. 9. a) Wykres modułu transmitancji G_{p2q1} od długości linii hydraulicznej; b) Wykres modułu transmitancji G_{p2q1} (dla długości $L = 3$ m) zależnej od częstości wymuszeń

$$C_o = \frac{\pi \cdot r^2}{\beta_z} \quad (14)$$

$$R_o = \frac{8 \cdot \mu}{\pi \cdot r^4} \quad (15)$$

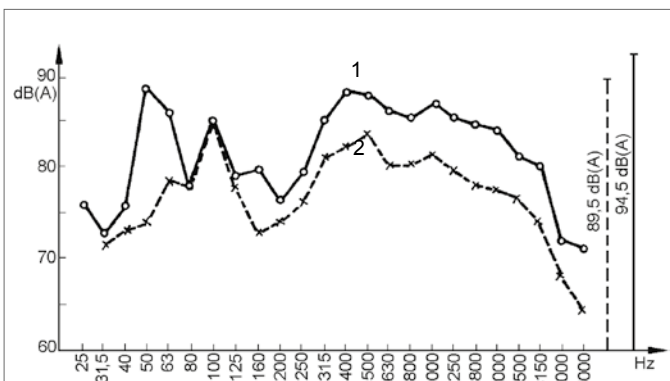
s – operator przekształcenia Laplace’a; ρ_o – gęstość czynnika roboczego; r – promień wewnętrzny rurociągu; β_z – zastępcza wartość modułu sprężystości objętościowej cieczy i przewodu; μ – lepkość dynamiczna cieczy.

Zastępując operator przekształcenia s wyrażeniem $i\omega$ (i – jednostka urojona; ω – częstość pulsacji), co odpowiada wymuszeniu harmonicznemu, można uzyskać transmitancje pozwalające przy znanym wymuszeniu (poszczególne składowe pulsacji wydajności pompy) określić pulsację ciśnienia. Sposób określania poszczególnych transmitancji dokładnie jest opisany w [20], a uzyskanie modułu transmitancji przy istniejących specjalistycznych programach, np. Matematica, nie stanowi problemu.

Przeprowadzono obliczenia dla układu hydraulicznego o parametrach: $q_o = 3,333 \cdot 10^{-4}$ [m³/s] – wydajność generatora (średnia w czasie); $p_o = 50 \cdot 10^5$ [Pa] – ciśnienie na końcu linii hydraulicznej (średnie w czasie); $r = 0,002$ [m], $\rho_o = 860$ [kg/m³]; lepkość kinematyczna $\nu = 0,5 \cdot 10^{-4}$ [m²/s]; prędkość propagacji fali ciśnienia $c_o = 1061$ [m/s].

4. Metody bierne ograniczenia hałasu maszyn budowlanych

Maszyna robocza ciężka nie jest jednolitym źródłem dźwięku i na hałas jej składa się szereg istotnych i specyficznych dla da-



Rys. 9. Porównanie widma tercjowego hałasu zewnętrznego ładowarki Ł-260 w wersji fabrycznej (1) i w wersji eksperymentalnej (2) w warunkach pracy eksploatacyjnej

nego rodzaju maszyny źródeł dźwiękotwórczych. W ogólnym przypadku wyodrębnić jednakże można dwa główne źródła, które decydują o globalnym poziomie hałasu maszyny; stanowią je układ napędowy i układ hydrauliczny.

Układ napędowy samojezdnej maszyny budowlanej składa się zazwyczaj z silnika spalinowego, przekładni hydrokinetycznej, skrzyni biegów, przegubowych wałów napędowych, mostów napędowych z mechanizmami różnicowymi i zwolnicami w kołach. Zakładając ingerencję na drodze biernej w silnik spalinowy, opracowano osłony izolacyjno-pochłaniające. Zastosowane na osłonę dźwiękową materiały to włókno szklane, płyta z włókien szklanych i pasta tłumiąca [4].

Z przeprowadzonych badań porównawczych wynika, że drogą tą po odpowiednim doborze materiałów do emitowanego widma hałasu uzyskano istotne obniżenie hałasu zewnętrznego ładowarki, rys. 9.

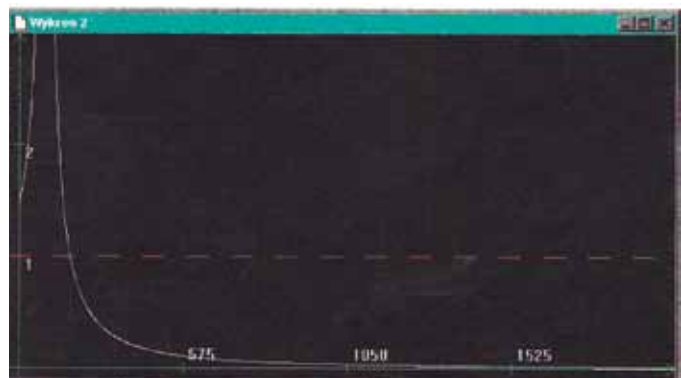
Dalsze obniżenie hałasu maszyny budowlanej można osiągnąć poprzez obniżenie hałasu układu hydraulicznego. Decydujące znaczenie w układzie hydraulicznym maszyny budowlanej ma hałas powstający na drodze pośredniej. Jest on efektem występowania zmiennych sił wynikających z pulsacji ciśnienia, oddziałujących za pośrednictwem cieczy roboczej na poszczególne elementy układu [8, 25, 26, 27, 31] i przewody. Cza-



Rys. 10. Przykład okna obliczającego minimalną objętość tłumika komorowego



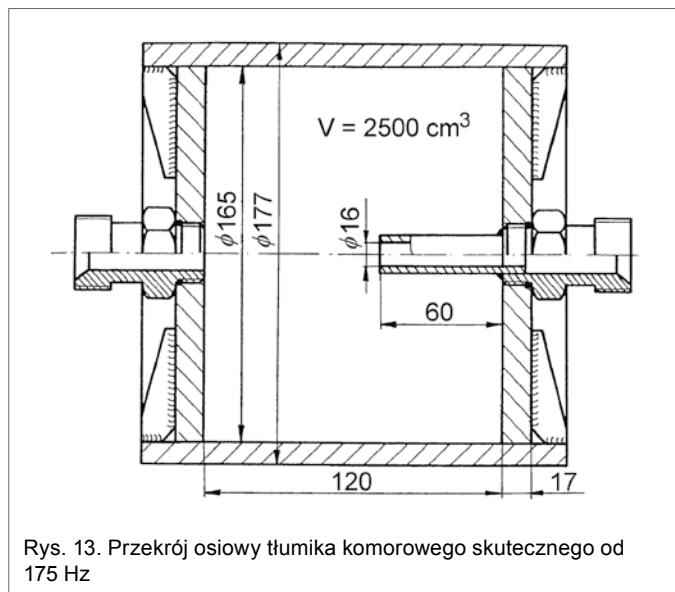
Rys. 11. Przykład okna rysującego wykres stosunków amplitud pulsacji ciśnienia przed tłumikiem Δp_1 i za tłumikiem Δp_2



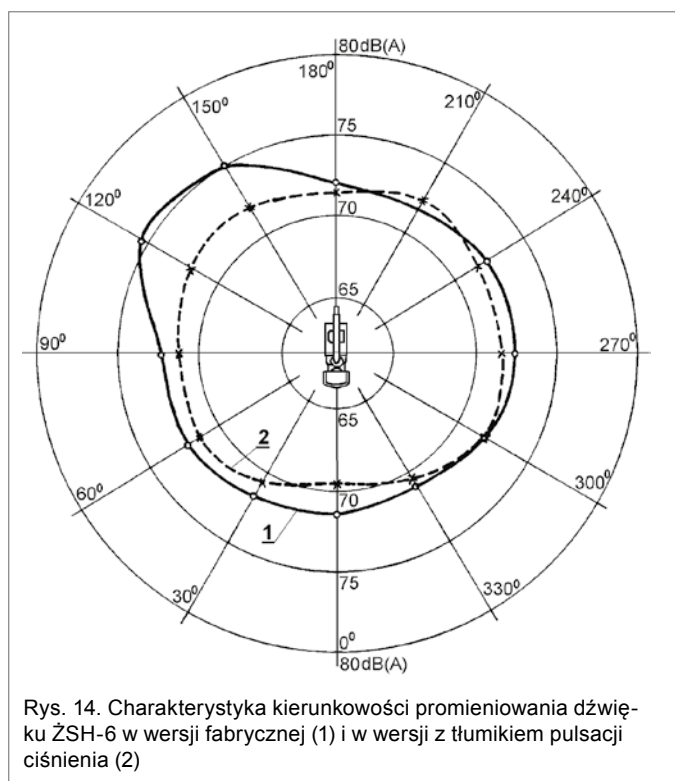
Rys. 12. Wykres obrazujący stosunek $\Delta p_2/\Delta p_1$

wo zmienne siły, będące efektem pulsacji ciśnienia, pobudzają do drgań poszczególne elementy układu i przewody. W konsekwencji drgania powierzchni tych elementów i instalacji powodują emisję hałasu do otoczenia.

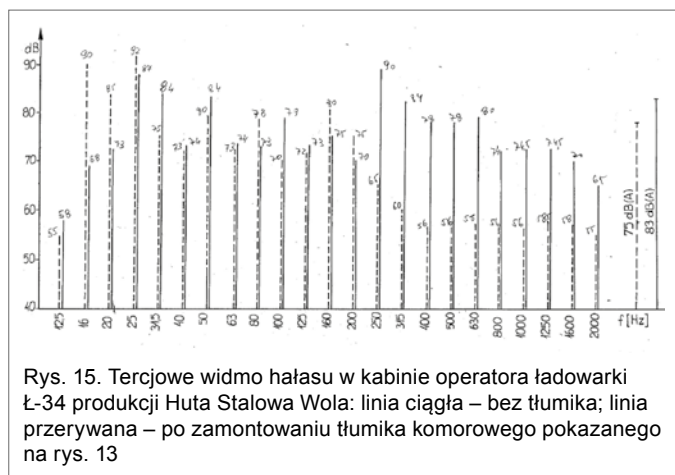
Obniżenie zatem pulsacji ciśnienia prowadzi do zmniejszenia hałasu poszczególnych elementów układu, zapewniając równocześnie podniesienie ich trwałości. Jednym ze skutecznych sposobów ograniczenia pulsacji, a tym samym obniżenia hała-



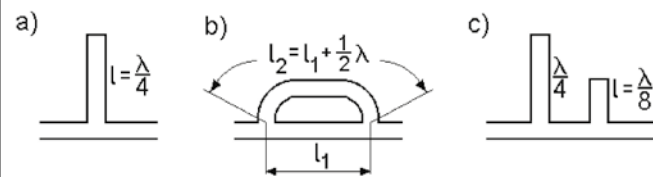
Rys. 13. Przekrój osiowy tłumika komorowego skutecznego od 175 Hz



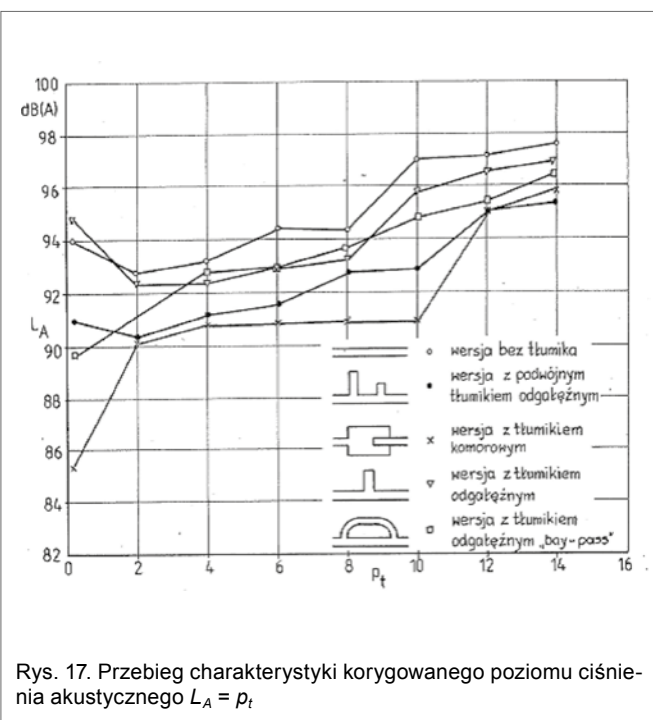
Rys. 14. Charakterystyka kierunkowości promieniowania dźwięku ŻSH-6 w wersji fabrycznej (1) i w wersji z tłumikiem pulsacji ciśnienia (2)



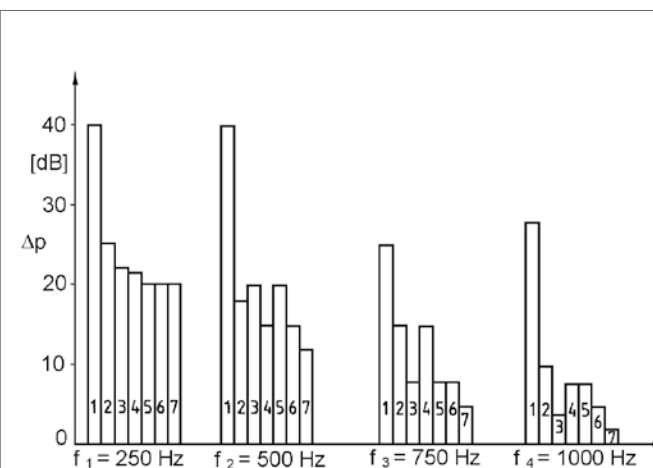
Rys. 15. Tercyjne widmo hałasu w kabinie operatora ładowarki Ł-34 produkcji Huta Stalowa Wola: linia ciągła – bez tłumika; linia przerywana – po zamontowaniu tłumika komorowego pokazanego na rys. 13



Rys. 16. Tłumiki typu biernego użyte do badań akustycznych i hydraulicznych. λ – długość fali ciśnienia w przewodzie

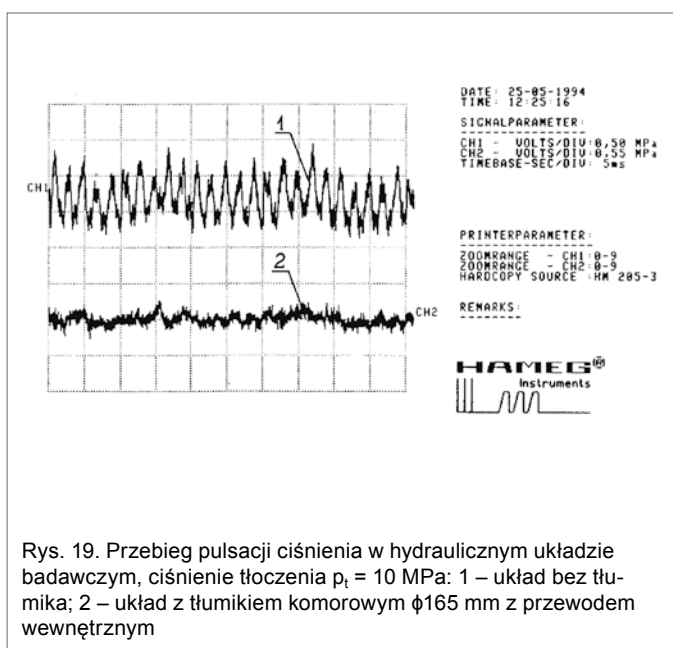


Rys. 17. Przebieg charakterystyki korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego $L_A = p_t$



Rys. 18. Porównanie wartości poziomu widma wąskopasmowego pulsacji ciśnienia. Ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ MPa.

- 1 – układ bez tłumika;
- 2 – tłumik komorowy $\phi 150$ mm;
- 3 – tłumik komorowy $\phi 165$ mm;
- 4 – układ tłumików komorowych;
- 5 – układ tłumików komorowych $\phi 150$ i $\phi 165$ mm z przewodem wewnętrznym;
- 6 – tłumik komorowy $\phi 150$ mm z przewodem wewnętrznym;
- 7 – tłumik komorowy $\phi 165$ mm z przewodem wewnętrznym



Rys. 19. Przebieg pulsacji ciśnienia w hydraulicznym układzie badawczym, ciśnienie tłoczenia $p_t = 10$ MPa: 1 – układ bez tłumika; 2 – układ z tłumikiem komorowym $\phi 165$ mm z przewodem wewnętrznym

su hydrostatycznego układu napędowego, jest stosowanie tłumików pulsacji ciśnienia.

4.1. Bierno tłumiki pulsacji ciśnienia

Podstawy teoretyczne projektowania najczęściej stosowanych tłumików pulsacji ciśnienia, takich jak tłumik komorowy z przewodem wewnętrznym, tłumik odgałęźny, tłumik typu *by-pass*, szczegółowo opisano w literaturze [4, 5, 6, 7, 10, 11, 13, 15, 17, 28]. W tym rozdziale pokazano konstrukcję i efekty stosowania poszczególnych tłumików biernych w układach hydrostatycznych.

W oparciu o przedstawione analogie mechaniczne filtrów biernych [28] opracowano program komputerowy pozwalający na etapie projektowania określić parametry tłumika w funkcji parametrów eksploatacyjnych, a także określić skuteczność tłumienia pulsacji w zależności od wyliczonej (minimalnej) lub założonej objętości tłumika. Program tłumiki, zaprojektowany w Zakładzie Napędów i Automatyki Hydraulicznej IKiEM Politechniki Wrocławskiej, ma za zadanie obliczać objętość tłumika komorowego przy zadanych parametrach oraz rysować wykres zależności $\Delta p_a/\Delta p_e$ od częstotliwości. Program ten jest aplikacją 16-bitową pracującą w systemie Windows 3.1, 3.11, 95, NT, napisaną w języku C++. Menu tłumiki zawiera dwie funkcje:

- tłumiki komorowe – licząc objętość tłumika komorowego, przykład na rys. 10;
- wykres – rysującą zależności $\Delta p_2/\Delta p_1$ od częstotliwości dla danej objętości tłumika, przykład na rys. 11.

Tłumik można uważać za skuteczny, gdy ten stosunek jest mniejszy od 1. Jak widać z przebiegu wykresu na rys. 12, przy niskich częstotliwościach następuje zwiększenie amplitudy pulsacji ciśnienia i wtedy należy stosować tłumik niskoczęstotliwościowy.

Przewiduje się weryfikację doświadczalną skuteczności tłumika szerokopasmowego dla różnych pomp wyporowych (zębate, wielotłoczkowe) różniących się, między innymi, ilością elementów wyporowych, prędkością obrotową wału – a te parametry decydują o częstotliwości wymuszeń. Przyjęto ostatecznie objętość tłumika komorowego i komorowego z przewodem wewnętrznym na poziomie $V = 2500$ cm³. Istnieje tutaj

zależność: im większa objętość tłumika, tym składowe pulsacje ciśnienia o niższych częstotliwościach są tłumione. Uwaga ta wynika z analizy modelu matematycznego tłumika.

4.2. Badania doświadczalne

Na rys. 14 przedstawiono wyniki badań weryfikacyjnych przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym, który stanowił dźwig ŻSH-6 w wersji fabrycznej oraz w wersji eksperymentalnej, po wprowadzeniu układu hydraulicznego obrotu wysięgnika komorowego tłumika pulsacji $\phi 165$ mm z przewodem wewnętrznym, który przedstawiono na rys. 13. Porównanie wielkości akustycznych, uzyskanych na podstawie badań przeprowadzonych w tych samych warunkach pomiarowych i eksploatacyjnych, pozwoliło ocenić skuteczność zastosowanej metody biernej w procesie ograniczenia hałasu maszyny budowlanej.

Poziom dźwięku, jak widać z rys. 14, dla wersji dźwigu z tłumikiem jest niższy na całym obwodzie z wyjątkiem obszaru kątownego 195° – 225° , maksymalnie o wartości 4,5 dB (A).

Na rysunku 16 pokazano schematycznie rodzaje przebadanych tłumików biernych w układzie zamykania łyżki ładowarki Ł-200 produkcji Fadroma Wrocław, umieszczonych w komorze akustycznej.

Sposób wymiarowania tych tłumików zamieszczono w [4, 17, 28]. Wyniki badań na rys. 17.

5. Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu niskoczęstotliwościowego

Aby stłumić pulsacje niskoczęstotliwościowe (do 150 Hz), tłumik komorowy, jak i tłumiki typu odgałęźnego, muszą przyjmować znaczne wymiary. Z tego powodu zaproponowano tłumik czynny, którego efekt obniżenia amplitud ciśnienia polega na wchłanianiu wahań wydajności. Konstrukcję i sposób wymiarowania takiego tłumika przedstawiono w [10, 15].

Na rys. 20 pokazano jego wersję laboratoryjną przyjętą do badań.

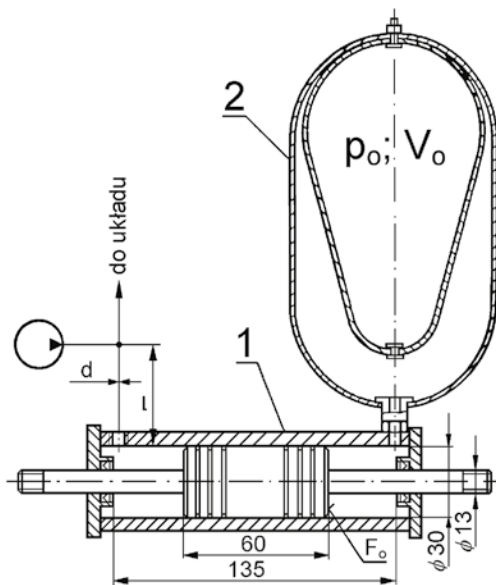
Dobór parametrów tłumika sprowadza się do zapewnienia warunków równości częstotliwości rezonansowej układu tłok – sprężyna hydropneumatyczna z częstotliwością pulsacji ciśnienia f_w , która ma ulec zmniejszeniu. Zagadnienie więc sprowadza się do określenia częstotliwości drgań własnych projektowanego tłumika. Badania weryfikacyjne przeprowadzono w układzie pokazanym na rys. 21, a układ pomiarowy na rys. 22.

Wyniki pomiarów akustycznych przedstawiono na rys. 23.

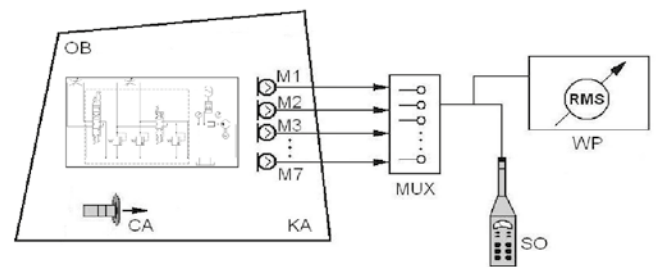
6. Podsumowanie

W referacie przedstawiono główne aspekty działań walki z hałasem w maszynach budowlanych, prowadzonych w oparciu o metodę czynną i bierną. Przedstawiono wyniki badań akustycznych na obiektach rzeczywistych, które stanowiły łądo-

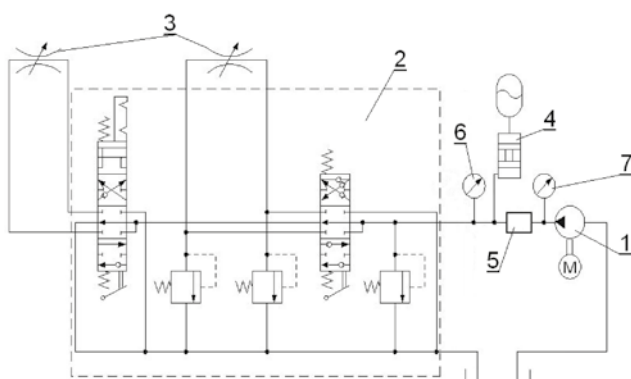
reklama



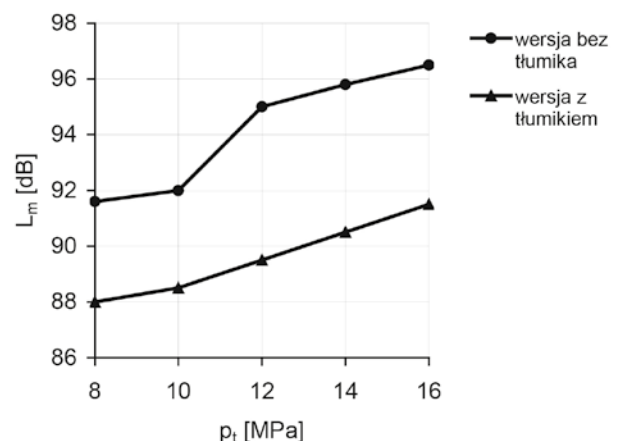
Rys. 20. Parametry czynnego tłumika pulsacji ciśnienia i sposób zamontowania w układzie hydraulicznym: 1 – cylinder hydrauliczny dwustronnego działania; 2 – akumulator firmy HYDAC, $V = 0,8 \text{ dm}^3$



Rys. 22. Schemat blokowy układu pomiarowego parametrów akustycznych:
KA – komora akustyczna dyfuzyjna, IKiEM Politechniki Wrocławskiej;
OB – obiekt badany – układ hydrauliczny podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200;
M1–M7 – pojemnościowe mikrofony pomiarowe z przedwzmacniającymi typ 4165 + 2639 firmy Brüel & Kjær;
MUX – multiplexer 8-kanalowy, typ 2811 firmy B&K;
WP – uniwersalny wzmacniacz pomiarowy, typ 2607 firmy B&K;
SO – całkujący miernik poziomu dźwięku z filtrem tercjo-oktawowym, typ 2231+1625 firmy B&K;
CA – kalibrator akustyczny (pistonfon), typ 4220 firmy B&K



Rys. 21. Schemat układu hydraulicznego podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200 z zaworami dławiącymi i tłumikami czynnym i komorowym: 1 – pompa; 2 – rozdzielacz R1011VF1V; 3 – zawór dławiący; 4 – tłumik czynny; 5 – tłumik komorowy; 6, 7 – czujniki ciśnienia



Rys. 23. Przebieg charakterystyki hałaśliwości $L_m = f(p_t)$ hydraulicznego układu podnoszenia wysięgnika ładowarki Ł-200: 1 – układ bez tłumika; 2 – układ z tłumikiem czynnym i komorowym. Prędkość obrotowa wału pompy $n = 900 \text{ obr/min}$

warki Ł-220, Ł-34 oraz dźwig samochodowy ZSH-6. Obniżenie hałasu układu napędowego tych maszyn osiągnięto za pomocą osłony dźwiękochłonnej oraz poprzez zastosowanie komorowego i niskoczęstotliwościowego tłumika pulsacji ciśnienia.

Podstawą do wymiarowania tłumików komorowych jest analogia mechaniczna zespołu przewod hydrauliczny – tłumik, na podstawie której opracowano program komputerowy pozwalający określić objętość tłumika w zależności od parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych dla założonej skuteczności tłumienia. Dobór parametrów tłumika czynnego sprowadza się do zapewnienia warunków równości częstotliwości rezonansowej układu tłok – sprężyna hydropneumatyczna, z częstotliwością pulsacji ciśnienia f_w , która ma ulec zmniejszeniu. Osiągnięto to,

przyjmując konstrukcję tłumika czynnego umożliwiającą łatwą zmianę masy zredukowanej M . W badaniach doświadczalnych została potwierdzona poprawność przyjętych metod obliczeniowych, które – oparte o modele uproszczone, jednak z dostateczną dla praktyki dokładnością – pozwalają dobrać podstawowe parametry konstrukcyjne tłumików biernych komorowych i czynnych w postaci akumulatora tłokowego ze sprężyną hydropneumatyczną. Został potwierdzony wpływ amplitudy pulsacji na hałas układu hydraulicznego.

Zmniejszając pulsację, obniżamy hałaśliwość układu hydraulicznego, a należy zaznaczyć, że w ostatnich latach jest to jeden z podstawowych parametrów decydujących o jakości rozwiązania konstrukcyjnego układów.

Literatura

- [1] Dyrektywa nr 98/37/WE
- [2] Dyrektywa 2000/14/WE
- [3] Dyrektywa 2003/10/WE
- [4] KOLLEK W., KUDŹMA Z., RUTAŃSKI J.: *Problemy zmniejszenia hałasu maszyn roboczych ciężkich z napędem hydrostatycznym*. Seminarium: Akustyka w technice, medycynie i kulturze, Kraków 1995.
- [5] 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.
- [6] KOLLEK W., KUDŹMA Z.: *Podstawy projektowania filtrów akustycznych hydraulicznych układów napędowych*. Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i sterowania hydrauliczne, Wrocław – Polanica Zdrój 1999.
- [7] KOLLEK W., KUDŹMA Z., RUTAŃSKI J.: *Możliwości skutecznego tłumienia hałasu układem filtrów akustycznych. Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich – w tym budowlanych*. V Konferencja. Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich PWarsz. Zakopane, 21–25 stycznia 1992. PW. Warszawa 1992, s. 203–208.
- [8] KOLLEK W., KUDŹMA Z.: *Untersuchung des Einflusses von Konstruktionsparametern auf Stromungserscheinungen in Sitzventilen mit kegelförmigem Sperrsystem Konstruktion*. 1988 Jg. 40 H. 7, s. 267–271.
- [9] KOLLEK W., KUDŹMA Z.: *Tłumiki pulsacji ciśnienia jako filtry akustyczne w układach hydraulicznych*. „Ster. Napęd Hydraul.” 6/1991, s. 8–11.
- [10] KOLLEK W., KUDŹMA Z., RUTAŃSKI J.: *Czynny tłumik pulsacji ciśnienia układów hydraulicznych maszyn roboczych ciężkich. Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich – w tym budowlanych*. VI Konferencja. Instytut Maszyn Roboczych Ciężkich PWarsz., Sekcja Podstaw Eksploatacji Komitetu Budowy Maszyn PAN. Zakopane, 18–21 stycznia 1993. Cz. 1. Warszawa 1993, s. 219–226.
- [11] KOLLEK W., KUDŹMA Z., OSIŃSKI P.: *Zastosowanie holografii akustycznej do lokalizacji źródeł hałasu w hydrostatycznych układach napędowych*. Problemy Maszyn Roboczych 2001, z. 17, s. 93–102.
- [12] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M., MACKIEWICZ J.: *Possibilities of diagnosing cavitation in hydraulic systems*. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2007. vol. 7, nr 1, s. 61–73.
- [13] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M., RUTAŃSKI J.: *Redukcja hałasu nisko- i wysokoczęstotliwościowego w układach hydraulicznych*. „Przegląd Mechaniczny” 4/2007, s. 26–30.
- [14] KOLLEK W., KUDŹMA S., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Wpływ akumulatora hydropneumatycznego na hałas podczas rozruchu hydrostatycznego układu napędowego*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 1/2010, s. 17–20.
- [15] KUDŹMA Z., KOLLEK W., RUTAŃSKI J.: *Czynny tłumik pulsacji ciśnienia*. Opis patentowy PL165398 WUP 12/94.
- [16] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Propagacja drgań elementów nośnych maszyny roboczej ciężkiej*. „Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze”, 2/2008, s. 50–53.
- [17] KUDŹMA Z., MACKIEWICZ J.: *Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość*. Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i sterowania hydrauliczne 1996. Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki przy Oddziale SIMP we Wrocławiu. Szklarska Poręba, 11–13 czerwca 1996. Oficyna Wydaw. PWr Wrocław 1996, s. 221–228.
- [18] KUDŹMA Z.: *Tłumik pulsacji ciśnienia o przestrajalnej częstotliwości własnej*. Konferencja Naukowo-Techniczna: Czynniki stymulujące rozwój maszyn i systemów hydraulicznych. Wrocław – Szklarska Poręba, 3–6.X.2001, Oficyna Wydaw. PWr. Wrocław 2001, s. 191–198.
- [19] KUDŹMA Z.: *Obniżenie hałasu przekładni hydrostatycznej podczas rozruchu*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 6/2001.
- [20] KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Rozpoznanie rozwoju kawitacji w układach hydraulicznych*. Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i sterowania hydrauliczne 2002. Stan, potrzeby, oczekiwania, możliwości. Wrocław, 22–24 maja 2002, s. 92–96.
- [21] KUDŹMA Z., KUDŹMA S.: *Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 6/2002, s. 15–17.
- [22] KUDŹMA Z., MACKIEWICZ J., STOSIAK M.: *Sonda akustyczna w procesie diagnozowania pracy pompy wyporowej podczas rozwoju kawitacji*. „Przegląd Mechaniczny”, 7–8/2004, s. 17–22.
- [23] KUDŹMA Z.: *Wpływ rodzaju przewodów zasilających na działanie układów hydraulicznych*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne 2005. Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku. Wrocław, 17–19 maja 2005. Wrocław: Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP [2005], s. 234–241.
- [24] KUDŹMA Z., ŁOMOTOWSKI G.: *Sterowanie rozruchem przekładni hydrostatycznej pod kątem minimalizacji hałasu*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 3/2009, s. 5–10.
- [25] KUDŹMA S., KUDŹMA Z.: *Wpływ rodzaju przewodów na stany nieustalone w układach hydraulicznych z linią długą*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Wrocław, 7–9 października 2009. Wrocław: Ośrodek Doskonalenia Kadr SIMP, [2009], s. 90–99.
- [26] KUDŹMA Z.: *Ocena właściwości dynamicznych jednostopniowych zaworów maksymalnych na podstawie charakterystyk statycznych*. „Sterowanie i Napęd Hydrauliczny”, 6/1989, s. 3–8.
- [27] KUDŹMA Z.: *Częstość drgań własnych zaworu maksymalnego i układu hydraulicznego*. „Sterowanie i Napęd Hydrauliczny”, 3/1990, s. 27–30.
- [28] KUDŹMA Z.: *Wpływ ukształtowania układu grzybek – gniazdo na własności statyczne zaworów maksymalnych*. „Maszyny i Ciągniki Rolnicze”, 2–3/1990, s. 12–15.
- [29] KUDŹMA Z. I INNI: *Szerokopasmowy tłumik pulsacji ciśnienia jako filtr akustyczny układów hydrostatycznych*. Raport: SPR nr 17/2006, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska.
- [30] KUDŹMA Z.: *Bierny tłumik pulsacji ciśnienia typu odgałęźnego*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 6/2006.
- [31] KUDŹMA Z.: *Właściwości dynamiczne przewodów hydraulicznych*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 6/2005.
- [32] KUDŹMA Z.: *Tłumienie w hydrostatycznych układach napędowych*. „Hydraulika i Pneumatyka”, 3/2002.
- [33] ZARZYCKI Z., KUDŹMA S., KUDŹMA Z., STOSIAK M.: *Simulation of transient flows in hydraulic system with a long liquid line*. „Journal of Theoretical and Applied Mechanics”, 2007, vol. 45, nr 4, p. 853–871.

Wacław Kollek, Zygmunt Kudźma – Politechnika Wrocławska

artykuł recenzowany