

Piotr OSIŃSKI¹

ZASTOSOWANIE HOLOGRAFII AKUSTYCZNEJ W OCENIE MOCY WYPROMIENIOWANEJ PRZEZ MIKROPOMPĘ ZĘBATĄ

W artykule przedstawiono przykładowe wyniki badań akustycznych wykonanych dla mikropompy zębatej. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem zestawu do holografii akustycznej. Wykorzystana aparatura pozwala na określenie wypromieniowanej mocy akustycznej oraz na przeprowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku, bazując na algorytmie STSF przestrzennej transformacji pól dźwiękowych.

1. WSTĘP

Dynamiczny rozwój mikroelektroniki oraz mikromechaniki w ostatniej dekadzie stwarza nowe możliwości rozwoju mikroukładów płynowych, a w szczególności mikrohydrauliki [12], [13]. Podstawowym elementem każdego układu hydrostatycznego jest pompa wyporowa spełniająca funkcję generatora energii strumienia cieczy. Wśród pomp wyporowych używanych w hydraulicznych układach napędowych jako generatory energii pompy zębate są najbardziej rozpowszechnione. 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 [10] oraz zmniejszeniem emisji hałasu do otoczenia.

Otoczenie, w którym znajduje się pracujące urządzenie ma istotny wpływ na panujące pole akustyczne, a więc również na zmierzone poziomy wielkości akustycznych. W celu ujednoczenia otrzymywanych wyników badania w głównej mierze przeprowadza się w pomieszczeniach z tzw. adaptacją akustyczną. Wyróżnić tutaj możemy komory bezechowe, semibezechowe oraz pogłosowe. Każde z tych pomieszczeń winno być zamknięte i odizolowane od zewnętrznych zakłóceń wibroakustycznych. Komory bezechowe i semibezechowe posiadają ściany i sufit pokryte ustrojami dźwiękochłonnymi, które dodatkowo znajdują się również na podłodze w przypadku komora bezechowej. W pomieszczeniach tego typu uzyskuje się warunki akustyczne zbliżone do przestrzeni otwartej i nieograniczonej, a więc typowe dla tzw. pola swobodnego. Zupełnie odmienny

¹ Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska

typ pola uzyskuje się w komorze pogłosowej. Pomieszczenia te posiadają gładkie ściany wyłożone twardym materiałem o małym współczynniku pochłaniania dźwięku. W celu uniknięcia powstawania fali stojącej przeciwległe ściany oraz sufit i podłoga powinny być wykonane względem siebie skośnie, tzn. żadna para przeciwległych elementów budowlanych nie może tworzyć płaszczyzn równoległych. Ułożenie takie ma za zadanie zapewnić możliwie równomierne rozproszenie fali tzn. takie, w którym w każdej chwili wartość energii akustycznej nie zależy od miejsca. Dla takiego przypadku uzyskuje się akustyczne pole określane mianem pola rozproszonego.

Niejednokrotnie ze względu na gabaryty badanego urządzenia oraz techniczne możliwości przyłączeniowe nie jest możliwe wykonywanie badań akustycznych w pomieszczeniach z adaptacją akustyczną. W takim przypadku prace badawcze można przeprowadzić z wykorzystaniem metod energetycznych (sondy lub holografii akustycznej). Metody te oparte na pomiarze natężenia dźwięku pozwalają na określenie mocy akustycznej dla wybranych podobszarów. Dodatkowo metody energetyczne umożliwiają pomiar mocy w otoczeniu, w którym pracują inne źródła hałasu, pod warunkiem, że sygnał zakłócający ma charakter stacjonarny.

Mikropompy zębate należą do grupy urządzeń, które ze względu na techniczne warunki przyłączeniowe mogą być badane pod kątem akustycznym praktycznie wyłącznie przy wykorzystaniu metod energetycznych. W związku z powyższym w niniejszym artykule przedstawiono przykładowe wyniki badań akustycznych oparte na pomiarach przeprowadzonych z wykorzystaniem holografii akustycznej. Zamieszczone materiały przedstawiają kompleksowe podejście do problemu identyfikacji źródeł dźwięku i pomiaru mocy akustycznej dla obiektów małogabarytowych, a zatem mogą być użyteczne podczas badań innych podzespołów i elementów, które ze względów eksploatacyjnych i ergonomicznych winny cechować się niską emisją hałasu do otoczenia.

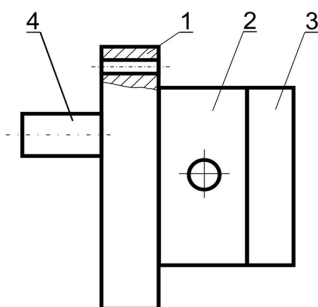
2. OBIEKT BADAŃ

Podczas realizacji grantu rozwojowego nr 03 0032 04/2008 zaprojektowano i wykonano typoszereg mikropomp zębatach serii PZO [10],[11]. Jednostki prototypowe posiadają konstrukcję trójplytową pokazaną schematycznie na rys.1. Płyta przednia – 1 służy do mocowania mikropompy do zespołu napędowego. W płycie środkowej – 2 umieszczone są koła zębate, korpusy łożysk ślizgowych oraz otwory ssawne i tłoczne służące do podłączenia instalacji. Całą konstrukcję zamyka płyta tylnia – 3. Płyty są wzajemnie ze sobą skręcone śrubami. Wzajemne ich osiowe położenie zapewnione jest za pomocą kołków ustalających. W płycie środkowej w odpowiednich wytoczeniach obracają się dwa koła zębate. Koło czynne napędzane jest wałkiem napędowym – 4 i współpracuje z kołem biernym. Budowa trójplytowa jest korzystna ze względów konstrukcyjnych, technologicznych oraz montażowych.

Założeniem konstrukcyjnym było zaprojektowanie mikropompy zębatej, tj. jednostki o wydajności właściwej nie przekraczającej $1 \text{ cm}^3/\text{obr}$, o zazębieniu zewnętrznym i zarysie ewolwentowym, który jest najczęściej stosowany i najlepiej opisany. Ze względu na jednostkowy charakter produkcji projektowanej pompy zdecydowano o wyborze kąta

przyporu $\alpha_0 = 20^\circ$ oraz o współczynniku wysokości głowy zęba $y = 1$ ponieważ znormalizowane narzędzia do nacinania kół zębatych o takich parametrach są ogólnodostępne.

W tabeli 1 zamieszczono parametry ząbienia wytworzonego typoszeregu o wydajnościach jednostkowych od 0,25 do 1,0 cm³/obr.



Rys. 1. Trójpłytowa konstrukcja mikropompy zębatej o ząbieniu zewnętrznym, 1 – płyta przednia (mocująca), 2 – płyta środkowa (okularowa), 3 – płyta tylna, 4 – wałek napędowy.

Fig. 1. Tri plate design of micro pump external gears, 1-front plate, 2 – Central plate, 3-rear plate, 4-shaft.

Tabela 1. Parametry ząbienia

Table 1. Parameters of the teeth

Parametry	Symbol i jednostka	Jednostkowa wydajność właściwa [cm ³ /obr]				
		0,25	0,315	0,5	0,8	1,0
Liczba zębów	z [-]	14	14	14	14	14
Moduł	m ₀ [mm]	1	1	1	1	1
Kąt przyporu	α_0 [°]	20	20	20	20	20
Współ. wysokości głowy zęba	y [-]	1	1	1	1	1
Współ. korekcyj	x [-]	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61
Szerokość wieńca zębatego	b [mm]	2,32	2,92	4,64	7,42	9,28
Odległość między osiami	a [-]	15	15	15	15	15
Toczny kąt przyporu	α_t [°]	28,71	28,71	28,71	28,71	28,71



Rys. 2. Zdjęcie prototypu pompy PZ0

Fig. 2. Photo of the prototype pump PZ0

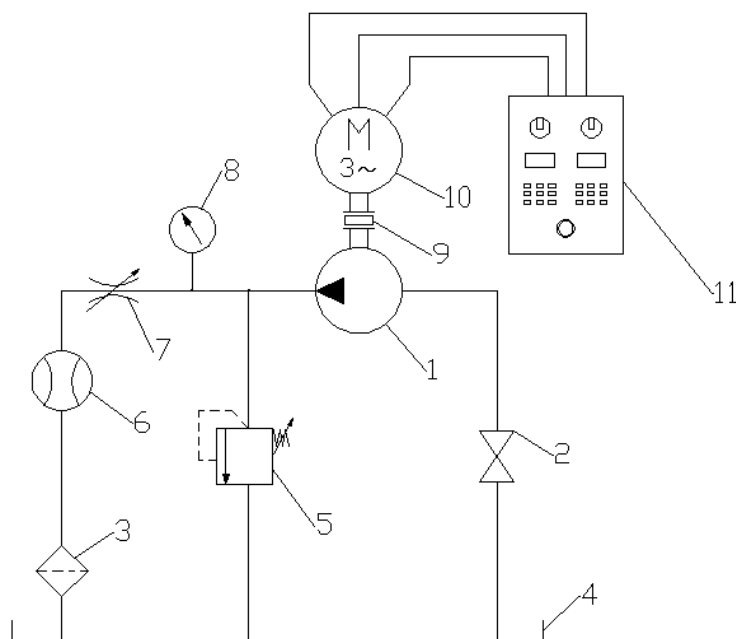
3. STANOWISKO POMIAROWE

Badanie właściwości akustycznych mikropompy zębatej przeprowadzono na stanowisku badawczym przedstawionym na rys. 3 [9]. Badana pompa wyporowa *1* napędzana jest silnikiem 3-fazowym typ *Slh80-4B2/PO* o mocy 0,75kW *10* wyprodukowanym przez firmę Besel S.A.

Silnik wyposażono w dodatkowe chłodzenie uzwojeń, zabezpieczające silnik przed przegrzaniem podczas pracy z niskimi prędkościami obrotowymi. Prędkość obrotowa silnika może być zmieniana płynnie dzięki zastosowaniu szafy sterującej z wbudowanym falownikiem *SS-01/07-10/PWR 11*. Układ ten pozwala na regulację prędkości obrotowej silnika w zakresie od 0 do 1750obr/min.

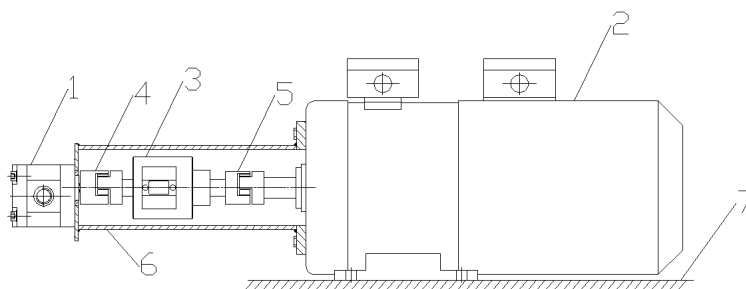
Badana pompa *1* jest zabezpieczona przed przeciążeniem przez nastawny zawór bezpieczeństwa *5*. Obciążenie badanej jednostki realizowane jest przez zawór dławiący *7*. Stanowisko umożliwia dodatkowo określenie parametrów hydraulicznych tj. wydajność rzeczywistą Q_{rz} pompy za pomocą przepływomierza typu *K-SCVF-002-10-07X* firmy Parker *6*, moment M i prędkość obrotową na wale pompy za pomocą momentomierza typu *MT5Nm-N24* firmy SensorAT.

Na rys. 4 i 5 przedstawiono przekrój przez zespół pompujący z zamontowaną mikropompą oraz stanowisko pomiarowe do badań właściwości hydraulicznych i akustycznych mikropomp zębatych.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego: *1* – badana pompa, *2* – zawór odcinający, *3* – filtr zlewowy, *4* – zbiornik, *5* – zawór bezpieczeństwa nastawny, *6* – przepływomierz, *7* – zawór dławiący, *8* - manometr, *9* – momentomierz, *10* – 3-fazowy silnik napędowy z chłodzeniem obcym, *11* – szafa sterownicza

Fig. 3. scheme of test bench: *1*-test pump, *2*-shut-off valve, *3*- filter, *4*-tank, *5* – safety valve, adjustable, *6*-flow meter, *7*-throttle valve, adjustable, *8*-pressure gauge, *9*-torque meter, *10*-3-phase propulsion engine cooling, *11*-wardrobe control gear



Rys. 4. Zespół pompujący: 1 – badana pompa, 2 – silnik napędowy 3-fazowy z chłodzeniem obcym, 3 – momentomierz *MT5Nm-N24*, 4,5 – sprzęgła podatne ROTEX GS, 6 – obudowa, 7 – podstawa

Fig. 4. Pumping device: 1-test pump, 2-3-phase motor drive with foreign cooling, 3- torque meter *MT5Nm-N24*, 4,5-clutch prone ROTEX GS, 6-housing, 7-suport

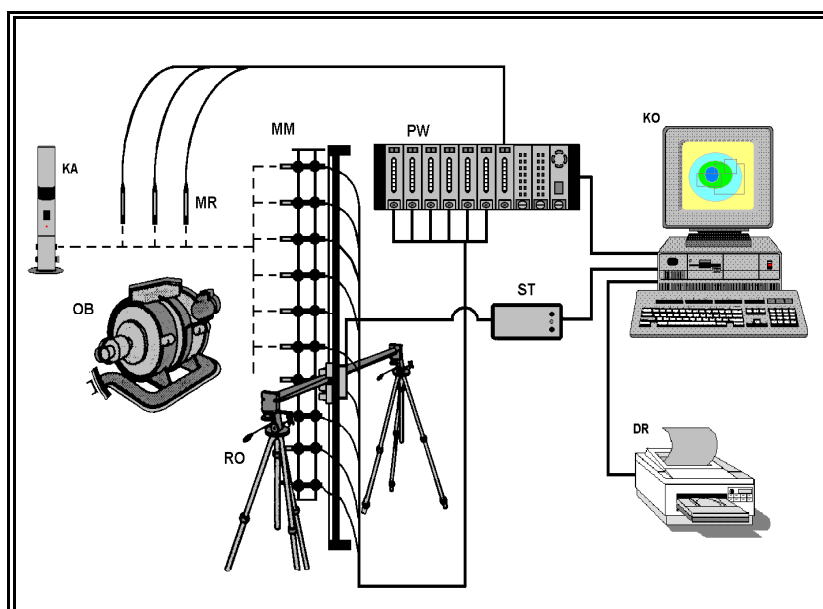


Rys. 5. Stanowisko pomiarowe
Fig. 5. Measuring equipment

4. OPIS ZESTAWU DO POMIARU METODĄ PRZESTRZENNEJ TRANSFORMACJI PÓL DŹWIĘKOWYCH

Schemat zestawu do pomiaru metodą holografii akustycznej przedstawiono na rys. 6. Sygnał akustyczny odbierany był przez dwuwymiarową matrycę mikrofonową złożoną z trzydziestu sześciu ciśnieniowych mikrofonów skanujących B&K typ 4196 (MM). Mikrofony ułożone były w 2 kolumnach i 18 wierszach, Odległość pomiędzy mikrofonami wynosiła 10cm. W każdym z mikrofonów wbudowany jest przedwzmacniacz. W następnym etapie wzmacniony sygnał napięciowy przechodził przez filtry cyfrowe znajdujące się w analizatorze wielokanałowym B&K typ 3561 (PW).

Otrzymane dane rejestrowano na dysku twardym stacji roboczej (KO). Liczba punktów pomiarowych uzależniona była od zakresu częstotliwości i wielkości badanego obiektu. W związku z tym w trakcie pomiarów zaszła konieczność sterowania położeniem mikrofonów skanujących. Za tę funkcję odpowiadał robot B&K typ 9655 (RO) podłączony do sterownika B&K typ 9655 (ST). Sterownik zarządzany był poprzez interfejs RS-232 i oprogramowanie B&K typ 7688 znajdujące się na stacji roboczej (KO). Dodatkowo w systemie znajdowało się sześć mikrofonów referencyjnych B&K typ 4196 (MR) umieszczonych w pobliżu głównego źródła hałasu, tj. silnika napędowego. Zadaniem tych mikrofonów było ustalenie funkcji koherencji pomiędzy akustycznym sygnałem skanującym i referencyjnym. Rozwiązanie takie pozwoliło na określenie jaka część globalnego poziomu hałasu pochodzi od poszczególnych źródeł. Ponadto wprowadzenie sygnału referencyjnego umożliwiło określenie stacjonarności mierzonego sygnału mającego decydujący wpływ na końcowe wyniki pomiarów. Kalibrację poszczególnych torów pomiarowych przeprowadzono, pistonfonem typ 4228 firmy Brüel & Kjaer (KA).



Rys. 6. Schemat blokowy zestawu do pomiaru metodą STSF [5]: KA - kalibrator natężenia B&K typ 3541, MR – mikrofony referencyjne B&K typ 4196, MM – matryca skanująca B&K typ WA0807 z mikrofonami B&K typ 4196, PW – przetwornik wielokanałowy B&K typ 3561, ST – sterownik robota B&K typ 9655, RO – robot pomiarowy B&K typ 9655 OB – obiekt badawczy KO – stacja robocza HP z oprogramowaniem B&K typ 7688, DR - drukarka

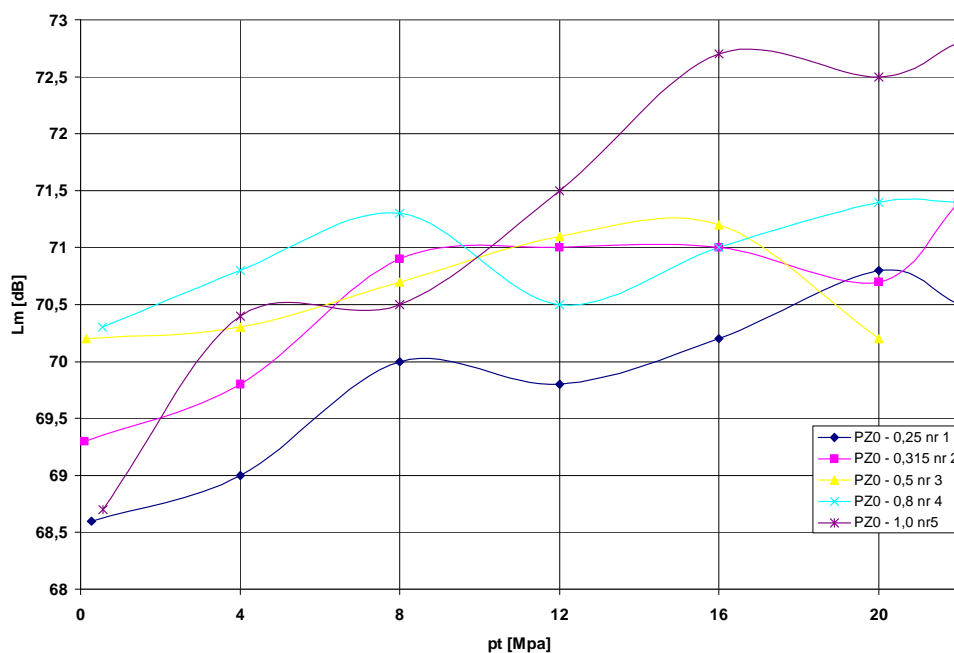
Fig. 6. Block diagram of a set of measurement method of STSF [5]: KA-calibrator B&K intensity type 3541, Mr.-B&K reference microphones type 4196, MM-Ms matrix B&K type WA0807 with the microphones B&K type 4196, PW-multichannel B&K transducer type 3561, ST-driver robot B&K type 9655, RO-measuring robot B&K type 9655, OB-object research, KO-HP workstation with software B&K type 7688, DR-printer

Metoda pomiaru STSF (*Spatial Transformation of Sound Fields*) nie jest objęta wprost żadną z norm, co wymagało opracowania indywidualnego programu pomiaru. Zachowane przy tym zostały wszelkie procedury związane z użyciem specjalistycznej aparatury pomiarowej.

Przed rozpoczęciem pomiarów poddano kalibracji cały tor pomiarowy. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego, pistonfonu typ 4228 firmy Brüel & Kjaer o ściśle określonym poziomie $L_m = 124,4\text{dB}$ dla częstotliwości nominalnej $f_w = 250\text{Hz}$. Poziom odniesienia dla pomiarów hałasu wynika z przyjętych wzorcowych wartości odpowiednio: ciśnienia akustycznego $p_o = 20\mu\text{Pa} = 2 \cdot 10^{-5}\text{Pa}$ (0dB), mocy akustycznej $P_o = 1\text{pW} = 2 \cdot 10^{-12}\text{W}$ (0 dB) oraz natężenia dźwięku $I_o = 1\text{pW/m}^2 = 2 \cdot 10^{-12}\text{W/m}^2$ (0dB).

5. WYNIKI BADAŃ AKUSTYCZNYCH PROTOTYPOWEGO MIKROZASILACZA HYDRAULICZNEGO

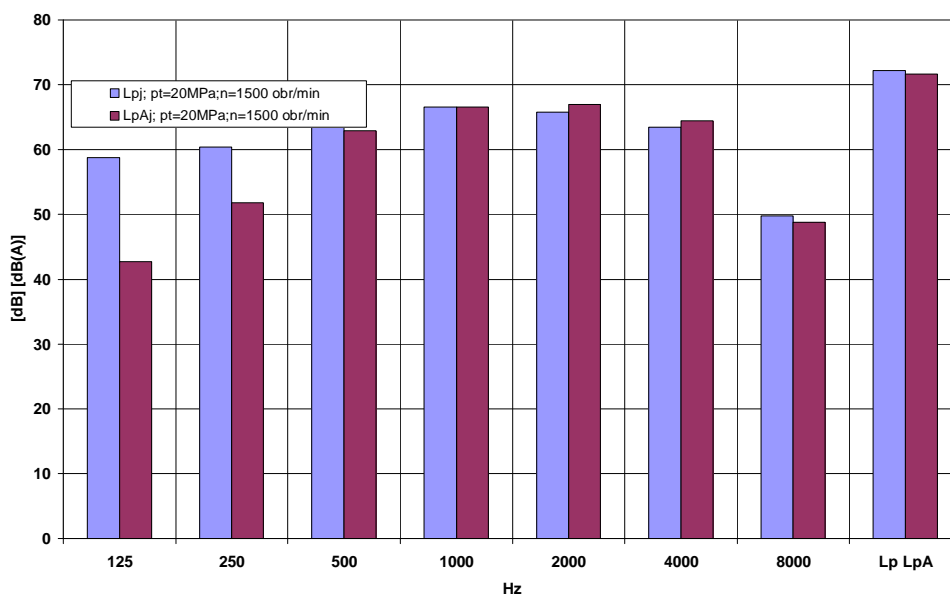
Przed przystąpieniem do badań z użyciem STSF, wykonano pomiary w komorze pogłosowej w celu określenia warunków i zakresu pomiarów, który należy zdefiniować dla holografii akustycznej. Podczas badań w komorze pogłosowej określono poziom ciśnienia akustycznego L_m zespołu pompującego dla siedmiu różnych ciśnień tłoczenia $p_t = \sim 0, 4, 8, 12, 16, 20$ i 22MPa oraz dla pięciu różnych mikrojednostek prototypowych o wydajnościach właściwych $q=0,25, 0,315, 0,5, 0,8$ i $1,0\text{cm}^3/\text{obr}$.



Rys. 7. Poziom ciśnienia akustycznego L_m w funkcji ciśnienia tłoczenia p_t mikropomp zębatych
Fig. 7. Sound pressure level L_m as a function of discharge pressure p_t micro gear pumps

Badania wstępne wykazały że najgłośniej pracuje zespół pompujący z pompą o wydajności jednostkowej wynoszącej $1\text{cm}^3/\text{obr}$. oraz dla ciśnieniu tłoczenia wynoszącego 22MPa . W związku z powyższym dalsze analizy przeprowadzono dla jednostki cechującej się najgłośniejszym parametrem pracy.

Charaktery widma oktawowego mocy akustycznej L_p dla każdego z ciśnień tłoczenia p_t wytypowanej jednostki prototypowej były podobne. Występowały bowiem w głównej mierze składowe średnioczęstotliwościowe tj. w zakresie oktaw od 1k do 2kHz. Na rys 8. przedstawiono przykładowe widmo dla pompy zębatej o wydajności jednostkowej $q=1\text{cm}^3/\text{obr}$, prędkości obrotowej $n=1500\text{obr}/\text{min}$ i ciśnieniu tłoczenia $p_t=20\text{MPa}$.



Rys. 8. Poziom mocy akustycznej emitowanej przez zespół pompujący z jednostką o wydajności właściwej $q=1\text{cm}^3/\text{obr}$
 Fig. 8. Sound power level emitted by the pumping unit for proper performance $q=1\text{cm}^3/\text{rev}$

W związku z powyższym dla pomiaru przy użyciu holografii akustycznej ustalono szerszy zakres pomiarowy od 350Hz do 3250Hz obejmujący swym pasmem oktawę 1k i 2kHz. Założono również najwęższą możliwą szerokość podpasma dla filtrów cyfrowych 50Hz. Dodatkowo określono wpływ tła akustycznego dla przyjętej metodologii badawczej. Warunki akustyczne miejsca pomiarowego, zapewniały możliwość wykonywania pomiarów w tzw. polu bliskim. W celu określenia poziomu zakłóceń przyjętego miejsca pomiarowego, przed rozpoczęciem pomiarów jak też po ich zakończeniu, określono poziom hałasu otoczenia. Określony poziom tła wynosił 23.3dB(A). Zatem stwierdzono zadowalającą różnicę (ponad 10dB(A)) pomiędzy poziomem tła akustycznego miejsca pomiarowego a poziomem hałasu wytwarzanego przez zespół pompujący.

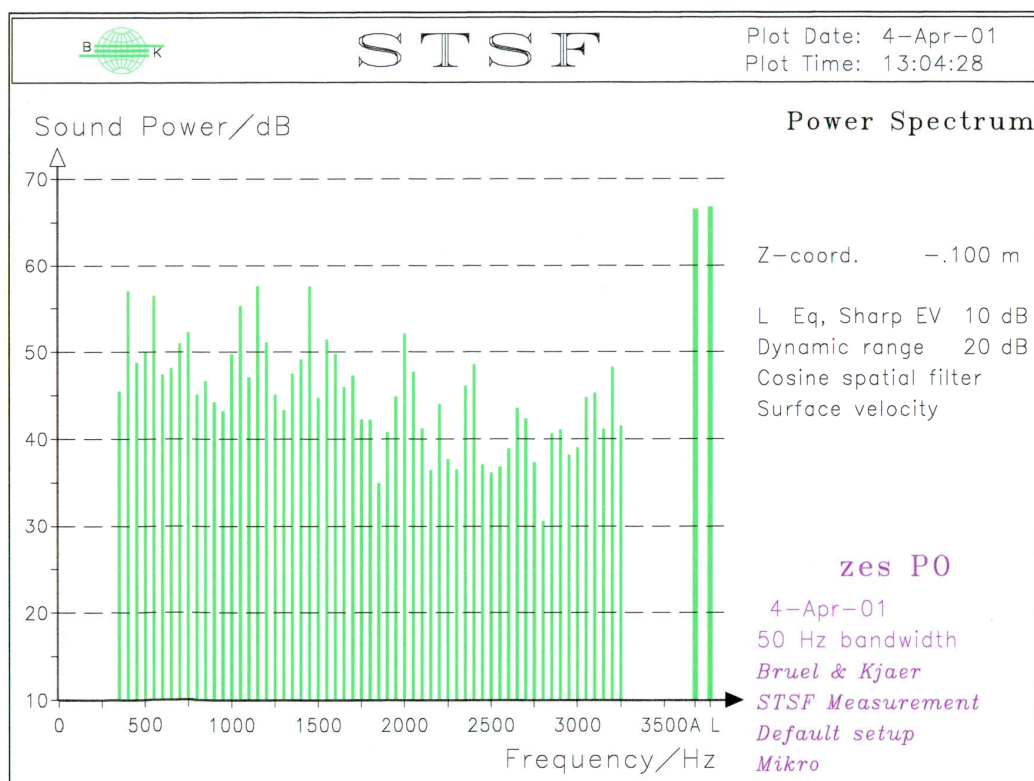
W celu zapewnienia stacjonarnego charakteru emitowanego hałasu do otoczenia w trakcie pomiaru przy użyciu holografii akustycznej, pompa pracowała przy zachowaniu stałych parametrów pracy, tj. ciśnienie tłoczenia wynosiło 22MPa a temp. oleju kształtowała się na poziomie $40\pm 1^\circ\text{C}$.

W trakcie pomiaru płaszczyzny pomiarowe znajdowały się w odległości 5cm od obiektu. Badania wykonano dla płaszczyzn pomiarowych wokół badanego zespołu pompującego. Poniżej przytoczono wyniki dla jednej wybranej płaszczyzny pomiarowej znajdującej się od frontu badanego zespołu. Gabaryty płaszczyzny pomiarowej oraz rozdzielczość skanowania spełniała wymogi związane z założonym wcześniej zakresem pomiarowym.

W trakcie badań zarejestrowano stacjonarny sygnał akustyczny dla tzw. płaszczyzny pomiarowej. W kolejnym etapie przeprowadzono obliczenia numeryczne wykorzystujące algorytm STSF przestrzennej transformacji pól dźwiękowych.

Algorytm bazując na wyznaczonym polu wektorowym oraz uwzględniając kierunek propagacji fali akustycznej pozwala na określenie dowolnych wielkości akustycznych w przestrzeni. Ponieważ celem badań było określenie dróg emisji hałasu do otoczenia, w związku z tym obliczenia i graficzną wizualizację wyników przeprowadzono dla płaszczyzny źródłowej. Zdefiniowana płaszczyzna źródłowa odsunięta jest o 5cm od płaszczyzny pomiarowej i pokrywa się z powierzchnią obiektu. Przeprowadzone pomiary i obliczenia numeryczne umożliwiły:

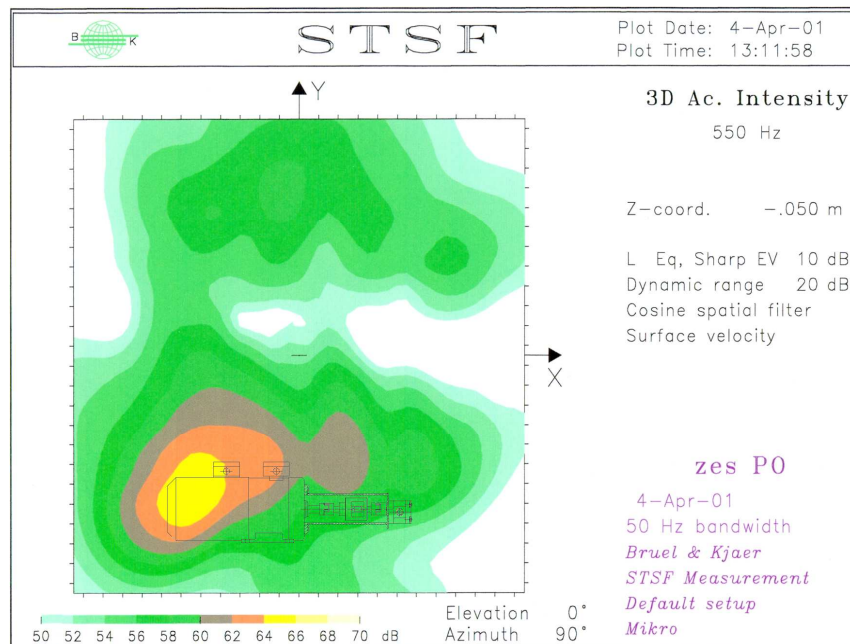
- wyznaczenie poziomu mocy akustycznej L_P [dB] w paśmie od 350 do 3250Hz,
- wyznaczenie korygowanego wg krzywej ważonej A poziomu mocy akustycznej L_{PA} [dB] w paśmie od 350 do 3250Hz,
- wyznaczenie widma poziomu mocy akustycznej L_P [dB] w paśmie od 350 do 3250Hz,
- wyznaczenie poziomu natężenia dźwięku L_I [dB] dla j pasm o szerokości 50Hz w zakresie pomiarowym od 350 do 3250Hz.



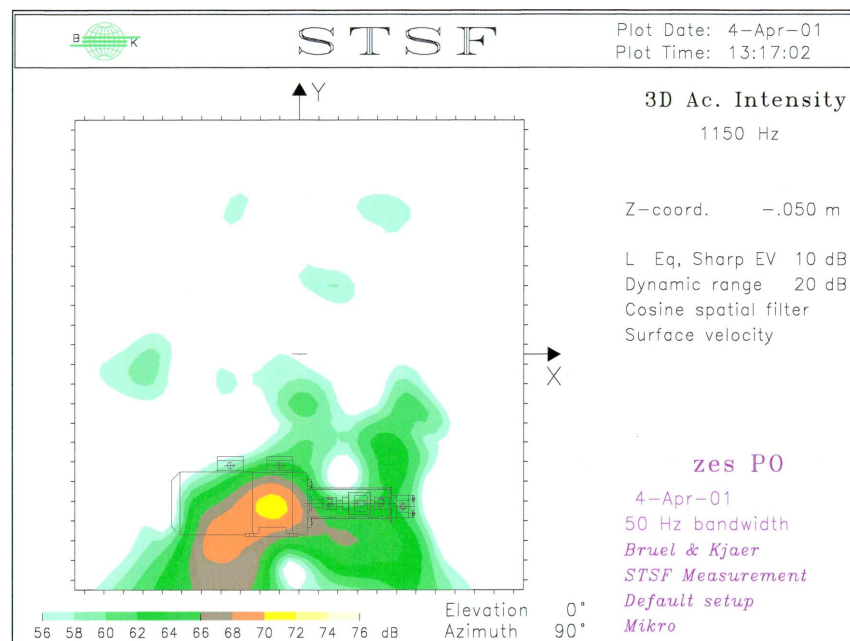
Rys. 9. Widmo poziomu mocy akustycznej badanego prototypu mikrozasilacza dla płaszczyzny źródłowej
Fig. 9. the spectrum of sound power level of the test prototype micro power unite for the source plane

W wyżej przedstawionym widmie o stałej bezwzględnej szerokości pasma (rys. 9) można wyróżnić następujące dominujące częstotliwości: 400, 550, 1050, 1150, 1450 oraz 2000Hz. W kolejnym etapie przeprowadzono analizę rozkładu natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej w funkcji wytypowanych częstotliwości. Poniżej przedstawiono przykładowe mapy obrazujące długość wektora natężenia dźwięku, takie zobrazowanie pozwala na przeprowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku i przyporządkowanie odpowiedniej częstotliwości do miejsca z którego następuje wypromieniowanie fali akustycznej do otoczenia [1-8]. W wyniku przeprowadzonej lokalizacji określono następujące miejsca generacji dźwięku:

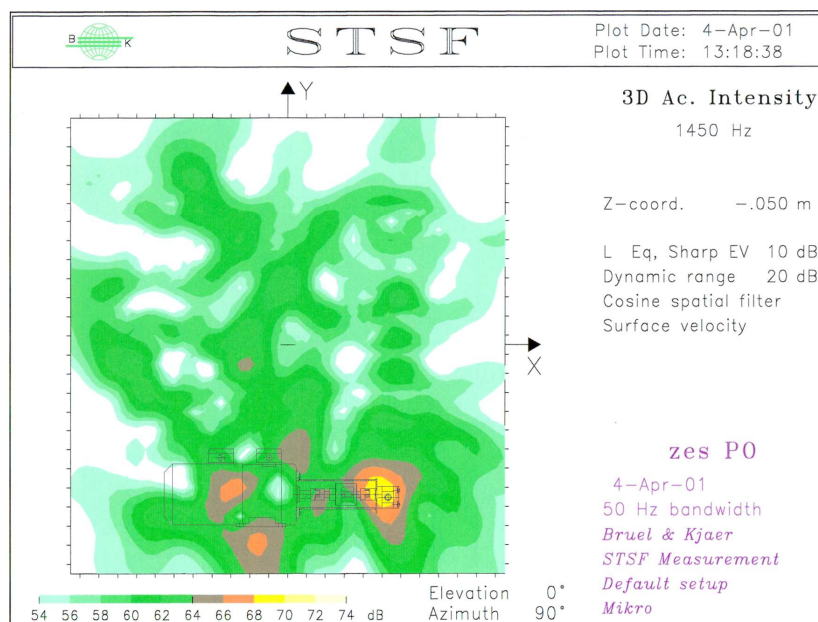
- 400Hz - elektryczny silnik napędowy w obszarze uzwojenia,
- 550Hz - elektryczny silnik napędowy w rejonie wentylatora (rys. 10),
- 1050Hz - elektryczny silnik napędowy w obszarze uzwojenia,
- 1150Hz- elektryczny silnik napędowy w obszarze uzwojenia (rys. 11),
- 1450Hz - pompa zębata (rys. 12),
- 1550Hz - silnik napędowy oraz sprzęgło podatne (rys. 13),
- 2000Hz - elektryczny silnik napędowy w obszarze uzwojenia.



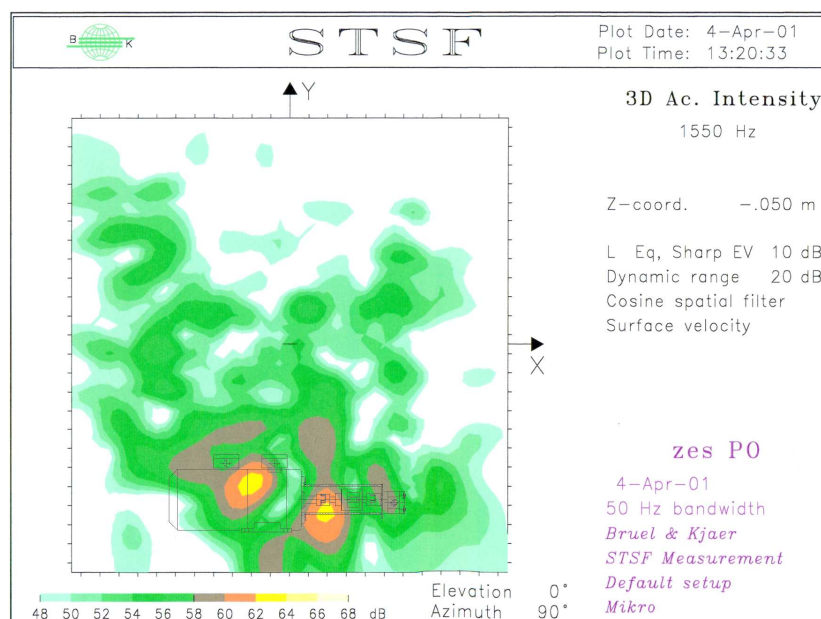
Rys. 10. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f=550\text{Hz}$
Fig. 10. Distribution of sound intensity on the surface of the source $f = 550\text{Hz}$



Rys. 11. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f=1150\text{Hz}$
Fig. 11. Distribution of sound intensity on the surface of the source $f = 1150\text{Hz}$



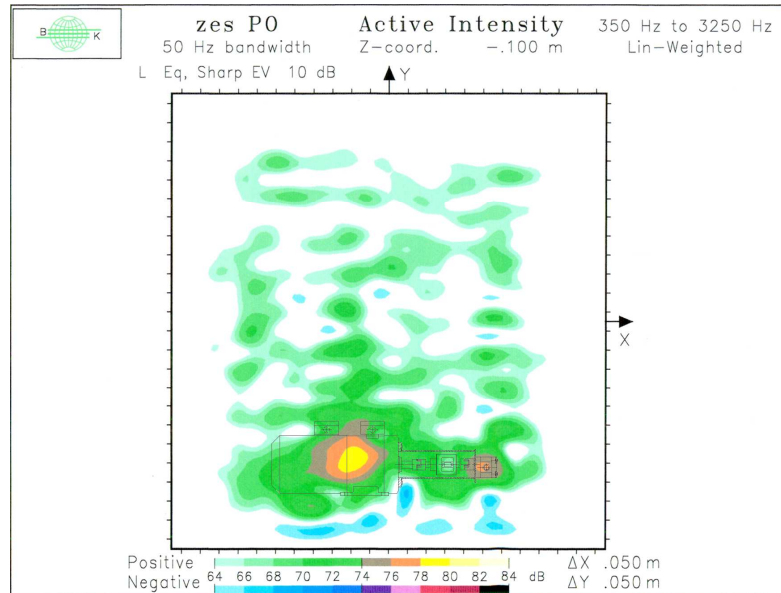
Rys. 12. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f=1450\text{Hz}$
 Fig. 12. Distribution of sound intensity on the surface of the source $f = 1450\text{Hz}$



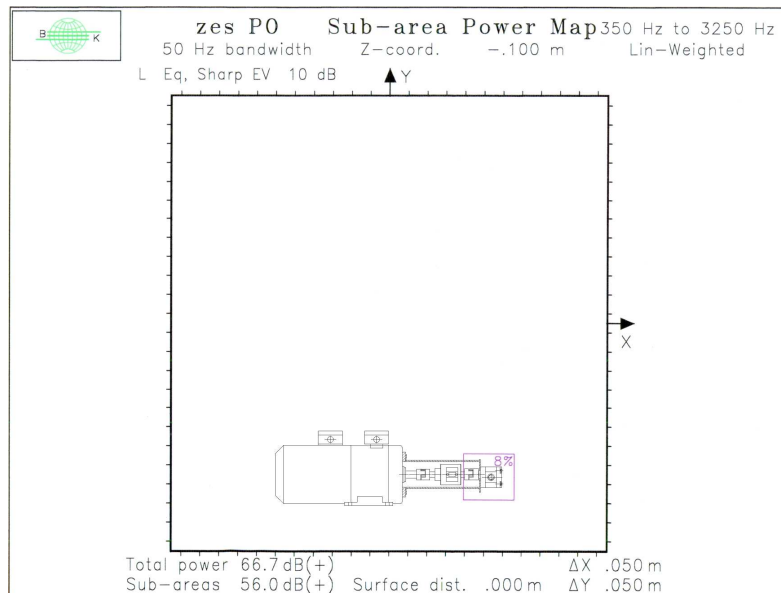
Rys. 13. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej $f=1550\text{Hz}$
 Fig. 13. Distribution of sound intensity on the surface of the source $f = 1550\text{Hz}$

Wyżej przedstawione wykresy wskazują na występowanie dwóch dominujących źródeł hałasu znajdujących się na powierzchni silnika elektrycznego oraz badanej jednostki waporowej. Badania nie wykazały występowania dominujących częstotliwości związanych z pulsacją ciśnienia oraz jej składowych harmonicznymi. Świadczy to o bardzo niskim poziomie dźwięku emitowanego do otoczenia przez ten typ źródła drgań dźwiękotwórczych. Częstotliwość 550Hz związana jest z hałasem dyskretnym wirnika wentylatora chłodzącego uzwojenie silnika. Hałas generowany z obszaru uzwojenia ma pochodzenie elektromagnetyczne i wynika z asymetrii i dyskretacji

oddziaływań w szczelinie między wirnikiem i stojanem. Tak więc istotnym czynnikiem wzbudzającym hałas są tutaj elementy dyskretyzujące, tj. żłobki twornika i bieguny stojana. Dodatkowo na hałas pochodzenia elektromagnetycznego nakłada się hałas aerodynamiczny spowodowany wymuszonym przez wentylator opływem powietrza chłodzącego. Główna przyczyna w tym przypadku związana jest z zawirowaniem strugi powietrza za wirnikiem. Dla tego typu źródła widmo hałasu ma charakter szerokopasmowy w zakresie średnich i wysokich częstotliwości.



Rys. 14 Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej w paśmie od 350 do 3250Hz
 Fig. 14 Distribution of sound intensity on the surface of the source in the range from 350 to 3250Hz



Rys. 15. Pomiar mocy akustycznej w paśmie od 350 do 3250Hz dla powierzchni źródłowej i dla podpowierzchni obejmującej obszar pompy wyporowej
 Fig. 15. Measurement of sound power level in the range from 350 to 3250Hz for surface source and for sub-areas covering the area of the positive displacement pump

Porównanie energii wypromieniowanej przez zespół pompujący w paśmie od 350 do 3250Hz zilustrowano na rys. 14. Maksymalna wartość natężenia dźwięku dla silnika elektrycznego wynosi 82dB, a dla mikropompy zębatej jest o blisko 6dB niższa i kształtuje się na poziomie 76dB. Całkowita wypromieniowana moc przechodząca przez powierzchnię źródłową wynosi 66,7dB, podczas gdy moc wypromieniowana przez pompę zębatą stanowi zaledwie 8% mocy całkowitej, co odpowiada 56dB (rys. 15). W związku z powyższym najgłośniejszym elementem jest elektryczny silnik napędowy. Mikropompa zębata nie generują dźwięków dominujących. Zatem z punktu widzenia głośności pracy urządzeń opartych na elementach mikrohydraulicznych należy skoncentrować się w głównej mierze na obniżeniu hałasu emitowanego do otoczenia przez napęd elektryczny.

6. PODSUMOWANIE

Określenie stanu akustycznego mikropomp zębatych ze względu na ich nieduże gabaryty nie jest możliwe przy wykorzystaniu tradycyjnych metod pomiarowych opartych na pomiarze ciśnienia akustycznego. W związku z powyższym przy ocenie stanu akustycznego prototypowej mikropompy wykorzystano metodę energetyczną - holografie akustyczną. Metoda umożliwia badanie pól dźwiękowych wokół obiektu. Trójwymiarowa wizualizacja takich wielkości akustycznych jak L_m , L_p , L_I , L_V , itd. pomaga na zlokalizowanie źródeł dźwięku, ale również na określenie wypromieniowanej mocy przez wybrane podzespoły. Fakt ten został wykorzystany przy ocenie stanu akustycznego prototypowej mikropompy zębatej, stanowiącej jedno z wielu źródeł hałasu generowanego przez cały zespół pompujący. Przedstawione wyżej wyniki wskazują, że najgłośniejszym elementem jest elektryczny silnik napędowy, a moc wypromieniowana przez pompę zębatą stanowi zaledwie 8% mocy całkowitej.

LITERATURA

- [1] GADE S., MICHEHEALSEN J.F., MOLLER N., 1982, *Sound Intensity. Instrumentation & Applications*, Technical Review, 4.
- [2] GADE S., GINN K. B., HALD J., 1989, *STSF-Practical instrumentation and application. Digital Filter Analysis: Real-time and Non Real-time Performance*, Technical Review, 2.
- [3] HALD J., 1989, *STSF- a unique technique for scan-based Near-field Acoustic Holography without restrictions on coherence*, Technical Review, 1.
- [4] KOLLEK W., OSIŃSKI P., 2006, *Ocena przydatności energetycznych metod pomiarowych do identyfikacji źródeł dźwięku w urządzeniach hydraulicznych*, Inżynieria maszyn, 11/2-3, Rozwój maszyn i urządzeń hydraulicznych, Wrocław.
- [5] KOLLEK W., OSIŃSKI P., 2000, *Zastosowanie metod energetycznych w diagnozowaniu stanu akustycznego maszyn i urządzeń*, XII Konferencja Naukowo – Techniczna: „Napęd, Sterowanie, Automatyzacja Maszyn Roboczych i Pojazdów, WAT, Warszawa.
- [6] KOLLEK W., OSIŃSKI P., 2001, *Możliwość diagnozowania i identyfikacji maszyn holografia akustyczną*, Napęd i Sterowanie, VII Seminarium towarzyszące VII Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania, Gdańsk.
- [7] KOLLEK W., OSIŃSKI P., 2001, *Zastosowanie holografii akustycznej w diagnozowaniu maszyn i urządzeń*, Napęd i Sterowanie, 3/23.

- [8] KOLLEK W., OSIŃSKI P., 2001, *Diagnozowanie maszyn i urządzeń hydraulicznych metodą holografii akustycznej*, Konferencja towarzysząca 73 Targom Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych, Hydropneumatica, Poznań.
- [9] KOLLEK W., OSIŃSKI P., WILCZYŃSKI A., 2011, *Budowa stanowisk do pomiaru układów mikrohydraulicznych*, Sprawozdanie nr S-08/2011, Politechnika Wroclawska, Wrocław.
- [10] KOLLEK W., OSIŃSKI P., RUTAŃSKI J., KUDŹMA Z., STOSIAK M., ŁOMOTOWSKI G., WILCZYŃSKI A., 2011, *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław.
- [11] KOLLEK W., OSIŃSKI P., WILCZYŃSKI A., T. BRZEZIŃSKI, 2011, *Dokumentacja konstrukcyjna mikropompy zębatej*, Sprawozdanie S-09/2011, Politechnika Wroclawska, Wrocław.
- [12] DINDORF R., WOŁKOW J., 2000, *Mikrohydraulika w pojazdach samochodowych*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, 20.
- [13] DINDORF R., WOŁKOW J., 1999, *Mikrohydraulika*, *Hydraulika i Pneumatyka*, 6.

APPLICATION OF ACOUSTIC HOLOGRAPHY IN ASSESSING THE POWER RADIATED BY MICRO GEAR PUMP

In article are examples of acoustic test results carried out on the microhydraulic gear pump. Testing was conducted using a set of sound to holografii. Used apparatus allows definition of radiated sound power and to carry out the location of the sound sources based on algorithm STSF spatial transformation of sound fields.