

# Heuristic method for assessing the condition of the vacuum pump vanes

## Heurystyczna metoda oceny stanu łopatek pompy próżniowej

PAWEŁ ŁÓJ\*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2022.12.27>

Rotary vane vacuum pumps are used in many industries and are a critical component of many machines and technological processes. They require constant inspections, and their sudden breakdowns often result in costly downtimes. Therefore, there is a need to quickly assess the condition of the operating vanes, without the necessity to disassemble the pump. This article presents the results of an active diagnostic experiment carried out on a model laboratory stand, which satisfactorily represents industrial conditions. As a result of the research, a heuristic diagnostic method was developed that allows for a quick assessment of the condition of the vanes working in the pump, the minor damage of which leads to secondary failures generating high costs and unplanned downtime.

**KEYWORDS:** exploitation diagnostics, signal analysis, pump, vacuum

Rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe stosuje się w wielu gałęziach przemysłu; stanowią one krytyczne ogniwo wielu maszyn oraz procesów technologicznych. Wymagają stałych przeglądów, a ich nagłe awarie często skutkują kosztownymi przestojami. W związku z tym istnieje potrzeba szybkiej oceny stanu pracujących łopatek, bez konieczności demontażu pompy. Przedstawiono wyniki czynnego eksperymentu diagnostycznego przeprowadzonego na modelowym stanowisku laboratoryjnym, które dobrze odwzorowuje warunki przemysłowe. W wyniku przeprowadzonych badań opracowano heurystyczną metodę diagnostyczną pozwalającą na szybką ocenę stanu łopatek pracujących w pompie, których niewielkie uszkodzenia prowadzą do wtórnych awarii generujących duże koszty i nieplanowane przestoje.

**SŁOWA KLUCZOWE:** diagnostyka eksploatacyjna, analiza sygnałów, pompa, próżnia

### Wprowadzenie

Rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe znajdują zastosowanie w wielu branżach, m.in.: w przemyśle spożywczym, opakowaniowym, odlewniczym, w poligrafii i przetwórstwie tworzyw sztucznych oraz w transporcie próżniowym [1–4]. Mogą pracować zarówno samodzielnie, jak i współpracować z innymi typami pomp próżniowych w celu poprawy parametrów instalacji próżniowej [5].

Można wyróżnić dwie grupy rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych. Pierwszą stanowią pompy suche, w których wykorzystuje się samosmarowne łopatki grafitowe. Druga grupa obejmuje pompy olejowe, zwane również mokrymi, w których smarowanie współpracujących elementów jest realizowane poprzez zamknięty obieg oleju. Opis tych i innych typów pomp można znaleźć m.in. w [6]. Prowadzone są również badania [7] nad wdrożeniem nowych materiałów do produkcji łopatek, co ma pozytywnie wpłynąć na ich proces zużycia. Nominalne ciśnienie maksymalne dla pomp olejowych mieści się w zakresie 0,1÷20 hPa, a ich wydajność mieści się w zakresie 10÷1600 m<sup>3</sup>/h i jest uzależniona od rozmiaru urządzenia. Dane te są dostępne w katalogach producentów tych urządzeń, np. [8].

Stan wiedzy na temat eksploatacji rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych opiera się na cyklach serwisowych określanych przez producentów [8]. W zakładach przemysłowych wykorzystujących takie pompy nie są wdrażane techniki prognostycznego utrzymania ruchu, bazujące na monitorowaniu stanu tych urządzeń. Jedynym sprawdzanym parametrem pracy urządzenia, na podstawie którego dokonuje się oceny stanu pompy, jest jej ciśnienie maksymalne.

W literaturze można znaleźć metody oceny ilości zanieczyszczeń znajdujących się we wnętrzu pompy bezolejowej polegające na pomiarze prądu pobieranego przez silnik pompy [9]. W pracy [10] przedstawiono numeryczny model zużywania się pomp Roots'a oraz opisano teoretyczne podstawy i założenia pozwalające na zbudowanie systemu utrzymania ruchu bazującego na monitorowaniu stanu tych urządzeń. W pracy [11] przeprowadzono rozważania na temat diagnostyki stacji pomp próżniowych z wirującym pierścieniem wodnym, bazującej na pomiarze hałasu i drgań. Z kolei w [12] przedstawiono metodę diagnostyki pomp opartą na modelu, przeznaczoną do symulatora przestrzemi kosmicznego. W pracy [13] zaproponowano metodę diagnostyki próżniowych pomp śrubowych z wykorzystaniem pomiaru drgań podpór łożyskowych. Prowadzone są również badania eksperymentalne i numeryczne dotyczące pomiarów parametrów pracy pomp [14] i oceny zjawisk zachodzących w pracującej pompie [15].

\* Mgr inż. Paweł Łój – [pawel.loj@polsl.pl](mailto:pawel.loj@polsl.pl) <https://orcid.org/0000-0003-0908-6368> – Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska, Gliwice, Polska

## Budowa i zasada działania łopatkowych pomp próżniowych

Budowa rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych jest podobna w przypadku pomp olejowych i suchych. Najczęściej są one napędzane asynchronicznym trójfazowym silnikiem elektrycznym, na stałe zesprężonym z wirnikiem znajdującym się w zespole pompy, a ten z kolei jest połączony kołnierzowo z zespołem separatora. W przypadku pomp suchych zespół separatora oleju jest zastępowany układem filtrującym pył grafitowy pochodzący ze zużywających się łopatek.

Głównym elementem odpowiedzialnym za wydajność i prawidłową pracę pompy próżniowej jest sam zespół pompy składający się z:

- cylindra z wlotowym zaworem grzybkowym i zwrotnymi zaworami wylotowymi,
- pokryw boczną z kanałami olejowymi oraz łożyskami i uszczelnieniami wału wirnika,
- wirnika z naciętymi rowkami łopatkowymi,
- łopatek, które cyklicznie wysuwają się i chowają w rowkach łopatkowych [16].

Liczba łopatek pracujących w urządzeniu mieści się zazwyczaj w zakresie 3÷5 i zależy od poziomu próżni generowanej przez urządzenie oraz od jego wydajności. Zassane powietrze przemieszcza się przez filtr oraz zawór wlotowy, jest oczyszczane z cząstek stałych, a następnie przekazywane dalej do zespołu pompy. Wysoka prędkość obrotowa wirnika wymusza cykliczne wysuwanie i chowanie się łopatek. To w połączeniu z mimośrodowym ułożeniem wirnika w cylindrze powoduje regularne zmniejszanie i zwiększanie objętości międzyłopatkowej, co prowadzi do wspomnianego ssania i kompresji powietrza.

Moment napędowy generowany przez silnik pompy wykorzystywany jest również do wymuszania obiegu oleju przez filtr oleju, przewody olejowe oraz chłodnicę oleju, jeżeli rozpatrywane urządzenie jest w nią wyposażone. Najczęściej spotykany cylinder rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej ma okrągły, symetryczny kształt.

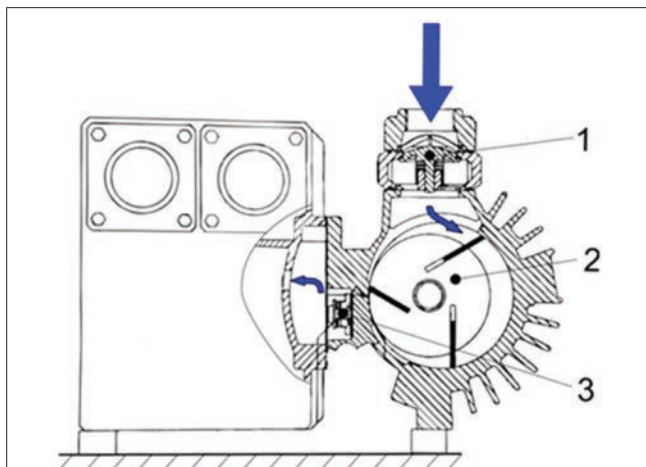


Fig. 1. A cross-section of a rotary vane vacuum pump illustrating its principle of operation: 1 – inlet check valve, 2 – impeller with cut vane grooves, 3 – outlet check valve [4]

Rys. 1. Przekrój rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej ilustrujący jej zasadę działania: 1 – wlotowy zawór zwrotny, 2 – wirnik wraz z naciętymi rowkami łopatkowymi, 3 – wylotowy zawór zwrotny [4]

## Cel i motywacja badań

Praktyka pokazuje, że prawidłowo obsługiwane i serwisowane rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe mogą pracować przez wiele lat bez dużych spadków ich ciśnienia maksymalnego w stosunku do ciśnienia nominalnego. Wielu użytkowników rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych bardzo rzadko praktykuje strategię prognostycznego utrzymania ruchu w stosunku do tych urządzeń. Bazują oni tylko na danych i wytycznych producentów, bez dodatkowego mierzenia parametrów tych urządzeń pomiędzy przeglądami. Taka polityka eksploatacyjna może prowadzić do niespodziewanych awarii i kosztownych przerw w produkcji, ponieważ w czasie normalnej eksploatacji z powodu różnych losowych przyczyn może dojść do uszkodzenia łopatek, czego przykład pokazano na rys. 2.

Na skutek uszkodzenia łopatki może dojść do niekontrolowanego jej przemieszczenia lub zaklinowania, prowadzącego do nagłego zablokowania wirnika w cylindrze. Taka sytuacja powoduje często poważne wtórne uszkodzenia pompy, których koszt naprawy jest nierzadko porównywalny z kosztem zakupu nowego urządzenia. Przykłady takich uszkodzeń pokazano na rys. 3 [13].

Opracowano zatem heurystyczną metodę oceny stanu łopatek rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej na podstawie analizy sygnału ciśnienia generowanego przez pompę. Przedstawiona metoda, ze względu na potrzebę ograniczenia kosztów i ryzyka uszkodzeń badanych obiektów, została opracowana na podstawie badań i pomiarów przeprowadzonych na olejowych łopatkowych pompach próżniowych [17–18].

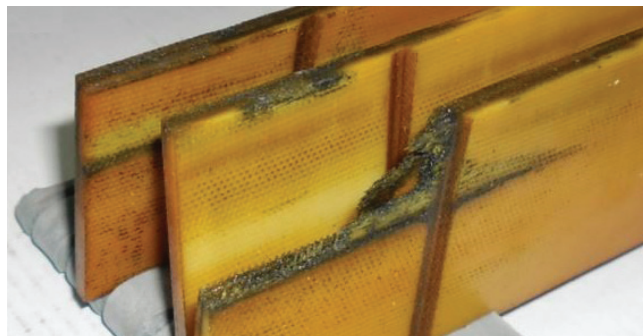


Fig. 2. An example of a vane damage [4]

Rys. 2. Przykład uszkodzenia łopatki [4]



Fig. 3. An example of permanent damage to pump parts due to the blockage of the cylinder because of a damaged vane [4]

Rys. 3. Przykład trwałych uszkodzeń korpusów pomp na skutek zablokowania cylindra przez uszkodzoną łopatkę [4]

## Pomiary i badania eksperymentalne

W badaniach przyjęto tezę, że sygnał ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową może nieść informację o stanie łopatek działających w urządzeniu. By to udowodnić, przeprowadzono testy polegające na rejestracji i analizie sygnałów ciśnienia generowanych przez urządzenie wyposażone w łopatki nieuszkodzone oraz takie, które charakteryzowały się różnym stopniem zużycia i uszkodzenia. Łopatki użyte w badaniach pokazano na rys. 4.

Do testów wybrano urządzenie, w którym działały trzy łopatki. Nominalna wydajność urządzenia deklarowana przez producenta wynosiła  $100 \text{ m}^3/\text{h}$ , a jego stopień zużycia określono jako mały. Wlot urządzenia został zaślepiony sondą, z otworem o średnicy 5 mm, co symulowało pracę urządzenia pod obciążeniem. Sygnał ciśnienia był rejestrowany z częstotliwością próbkowania  $4096 \text{ Hz}$ , a znamionowa częstotliwość obrotowa pracującego silnika wynosiła  $25 \text{ Hz}$ . Ciśnienie było mierzone we wlocie pompy przez analogowy czujnik ciśnienia. Czujnik był połączony z wlotem pompy poprzez krótki przewód próżniowy o średnicy  $\varnothing 2 \text{ mm}$  i długości  $50 \text{ mm}$ . Napięciowy sygnał analogowy otrzymany z czujnika poddano filtracji z użyciem

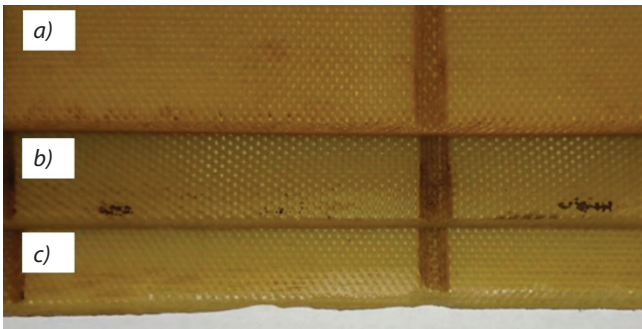


Fig. 4. The vanes used in the tests: a) undamaged vane, b) slightly damaged vane, c) severely damaged vane [18]

Rys. 4. Łopatki użyte w badaniach: a) łopatka nieuszkodzona, b) łopatka lekko uszkodzona, c) łopatka mocno uszkodzona [18]

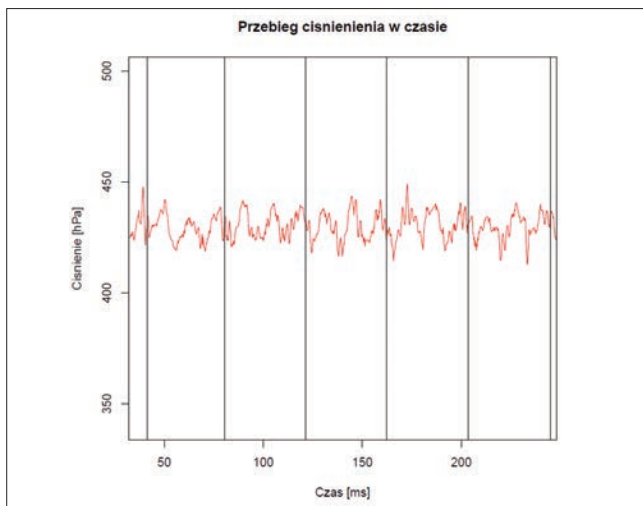


Fig. 5. Time course of the pressure value at the inlet of a vacuum pump equipped with undamaged vanes  
Rys. 5. Przebieg czasowy wartości ciśnienia we wlocie pompy próżniowej wyposażonej w sprawne łopatki

analogowego filtru Butterwortha o częstotliwości granicznej wynoszącej  $700 \text{ Hz}$ . Przefiltrowany sygnał wraz z sygnałem generowanym przez znacznik położenia kąтового wału wirnika był przesyłany, rejestrowany, a następnie poddawany obróbce na komputerze PC.

## Analiza zarejestrowanego sygnału

Podczas badań rejestrowano i analizowano sygnały ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w trzy łopatki. Testowano pompę w następujących konfiguracjach:

- wszystkie łopatki były nieuszkodzone,
- jedna łopatka była uszkodzona w małym stopniu,
- jedna łopatka była uszkodzona w dużym stopniu,
- dwie łopatki były uszkodzone w różnym stopniu.

Na rys. 5–8 pokazano zarejestrowane przebiegi czasowe wartości ciśnienia bezwzględego. Pionowymi czarnymi liniami zaznaczono początek i koniec pojedynczego obrotu wału wirnika.

Na podstawie pomiarów stwierdzono, że na ogół nie jest możliwe wyciąganie wartościowych wniosków na temat stanu technicznego łopatek pracujących w badanej rotacyjnej łopatkowej pompie próżniowej tylko na podstawie prostej analizy sygnału ciśnienia w dziedzinie czasu. Wyjątek stanowią tu duże uszkodzenia łopatek, które wyraźnie zmieniają kształt wykresu przebiegu czasowego ciśnienia. W tabl. I zebrano cechy punktowe wyznaczone na podstawie przebiegów czasowych wartości ciśnienia.

Na podstawie wartości zawartych w tabl. I można stwierdzić, że zmiana wartości takich cech punktowych jak odchylenie standardowe czy kurtoza może być nośnikiem informacji o stanie łopatek pracujących w badanej pompie. Jednakże wielkości te mogą zostać łatwo zaburzone, np. przez zmianę obciążenia pompy w czasie jej eksploatacji.

W pracy [18] na podstawie cech punktowych wyznaczonych z sygnałów ciśnienia podjęto próbę grupowania w klastry dużej liczby urządzeń.

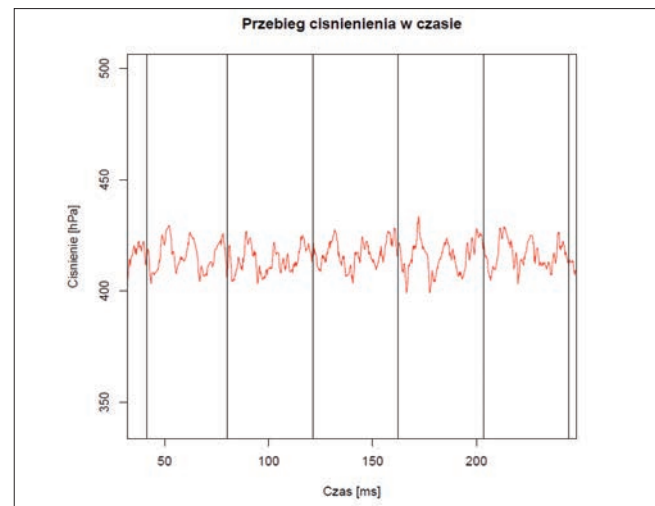


Fig. 6. The time course of the pressure value in the inlet of a vacuum pump with one slightly damaged vane  
Rys. 6. Przebieg czasowy wartości ciśnienia we wlocie pompy próżniowej wyposażonej w jedną lekko uszkodzoną łopatkę

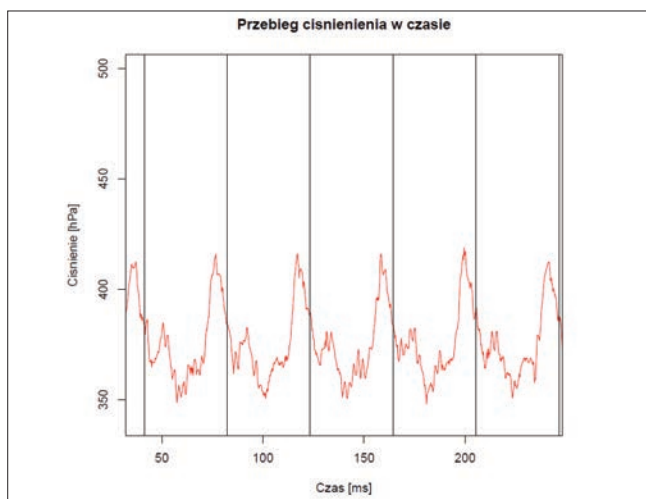


Fig. 7. Time course of the value at the inlet of a vacuum pump with one badly damaged vane  
Rys. 7. Przebieg czasowy wartości we wlocie pompy próżniowej wyposażonej w jedną mocno uszkodzoną łopatkę

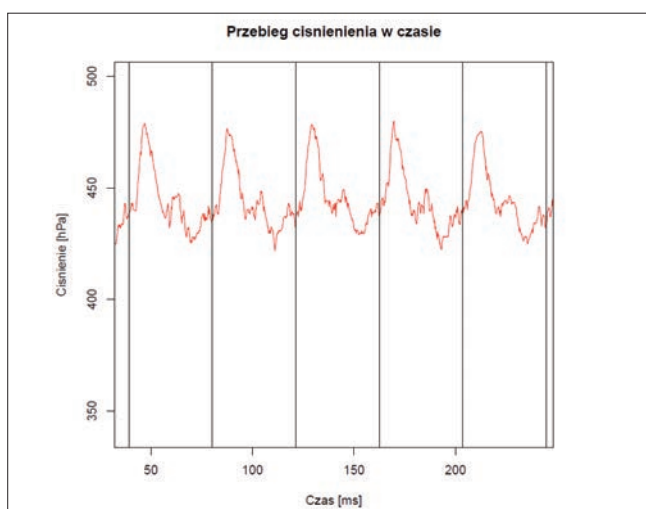


Fig. 8. Time course of the pressure value in the inlet of a vacuum pump equipped with two vanes with different degrees of damage  
Rys. 8. Przebieg czasowy wartości ciśnienia we wlocie pompy próżniowej wyposażonej w dwie łopatki o różnym stopniu uszkodzenia

Podczas przeprowadzania badań na obiektach pracujących w warunkach przemysłowych zauważono, że wartość prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę ulega niewielkim wahaniom w zależności od obciążenia, pod którym pracuje pompa. Taka sytuacja znacznie utrudnia uśrednianie synchroniczne przebiegów czasowych wartości ciśnienia generowanych przez te urządzenia. Kolejną trudnością stwarzaną przez tak prowadzoną analizę jest konieczność posiadania wzorca charakterystyki pracy urządzenia sprawnego pracującego w podobnych warunkach obciążenia oraz współpracującego z instalacją próżniową o podobnej bezwładności i tłumieniu.

Podjęto więc próbę poszukiwania jednej cechy punktowej pozwalającej na klasyfikowanie stanu technicznego obiektu na podstawie wartości granicznych wspólnych dla rozpatrywanej wybranej grupy obiektów i różnych ich stanów obciążenia. Cecha taka pozwoliłaby na rezygnację z potrzeby ustalania indywidualnych wzorców charakterystyki działania każdego egzemplarza obiektu.

TABLE I. Point features determined on the basis of the time course of the pressure value generated by a rotary vane vacuum pump

TABLICA I. Cechy punktowe wyznaczone na podstawie przebiegu czasowego wartości ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową

Stan pompy	Wartość średnia [hPa]	Odchylenie standardowe [hPa]	Kurtoza
Pompa sprawna	428,38	5,99	-0,52
Pompa z jedną łopatką lekko uszkodzoną	416,84	6,14	-0,49
Pompa z jedną łopatką mocno uszkodzoną	375,76	16,24	-0,03
Pompa z dwoma łopatkami o różnym stopniu uszkodzenia	445,08	14,00	0,22
Pompa pracująca w warunkach niedostatecznego smarowania	432,73	10,22	-0,93

Dlatego właśnie podczas analizy sygnału ciśnienia zrezygnowano z dziedziny czasu, a zdecydowano się na analizę w dziedzinie drogi kątovej wału wirnika. Dla takiej analizy wynikiem pomiaru są szeregi wartości ciśnienia bezwzględnego  $p(t)$  dla chwil  $t$  wyznaczonych przez częstotliwość próbkowania. Zaproponowano rozpatrywanie szeregu wartości  $p(t)$  jako szeregu wartości zespolonych  $z(t)$ .

$$z(t) = (p(t) + b) e^{i\varphi t} \quad (1)$$

czyli

$$z(t) = (p(t) + b)(\cos\varphi(t) + i \sin\varphi t) \quad (2)$$

gdzie  $b$  jest offsetem przyjmowanym według zależności:

$$b = -1,1 \cdot \min(p(t)) \quad (3)$$

oraz  $\varphi(t)$  jest drogą kątovej wału wyznaczaną według zależności:

$$\varphi(t) = 2\pi \frac{t}{T} \quad (4)$$

dla  $T$  oznaczającego czas trwania jednego obrotu wału  $\varphi_n$ .

Na rys. 9 pokazano przykład wykresu szeregu wartości ciśnienia bezwzględnego  $z(t)$  według (1) z uwzględnieniem (4), obejmujący 500 kolejnych obrotów wału. Brak wyraźnej okresowości tego wykresu spowodowany jest fluktuacją czasu trwania obrotów wału, wywołaną przez przypadkowe zmiany warunków eksploatacji. Aby wyeliminować wpływ tych zmian, zastąpiono w (1) drogą kątovej  $\varphi(t)$  liczoną według (4) od początku obserwowanej serii obrotów przez drogą kątovej  $\varphi_n(t)$  liczoną według (5) dla aktualnego obrotu wału, który rozpoczął się w chwili  $t_n$  i którego czas trwania wynosił  $T_n$ :

$$\varphi_n(t) = 2\pi \frac{t - t_n}{T} \quad (5)$$

Na rys. 9 pokazano przykład wykresu wyznaczonego z uwzględnieniem  $\varphi_n(t)$  według (5), sporządzonego dla tego samego szeregu wartości podciśnienia, dla którego wykonano rys. 10.

Wykresy biegunowe, wygenerowane w opisany sposób, przedstawiono na rys. 11–14. Czerwoną, łamaną linią zaznaczono połączone ze sobą punkty, których współrzędne wyznaczano kolejno za pomocą zależności (1). Małym okręgiem zaznaczono środek ciężkości rozpatrywanej chmury punktów. Z kolei za pomocą linii zielonej zaznaczono przebieg uśredniony. Wykresy zostały wygenerowane na podstawie serii pomiarowej o długości 500 obrotów wału.

Na wykresach wyraźnie widać regularność pracy łopatek objawiającą się kształtem podobnym do trzylistnej koniczyny. Po pojawieniu się uszkodzenia łopatki (rys. 13) widoczny jest delikatny rozrost jed-

nego „liścia”, co wynika ze zmniejszonej sprawności ssania, spowodowanej przez uszkodzoną łopatkę. Wraz ze wzrostem stopnia uszkodzenia łopatki postępuje rozrost „liścia”, a obrys samego wykresu zaczyna przybierać kształt owalny.

Na podstawie analizy wykresów biegunowych stwierdzono, że położenie środka ciężkości, a dokładnie jego odległość od środka układu współrzędnych, może być traktowane jako heurystyczna cecha sygnału niosąca informacje o stanie łopatek.

Odległość środka ciężkości wyznaczonej chmury punktów od początku układu współrzędnych oznaczono symbolem  $R$ . Wartość parametru  $R$ , wyznaczonego dla analizowanych danych pomiarowych, zestawiono w tabl. II. Można zauważyć, że występuje wyraźna tendencja wzrostowa wartości parametru  $R$  wraz ze wzrostem stopnia uszkodzeń występujących w pompie.

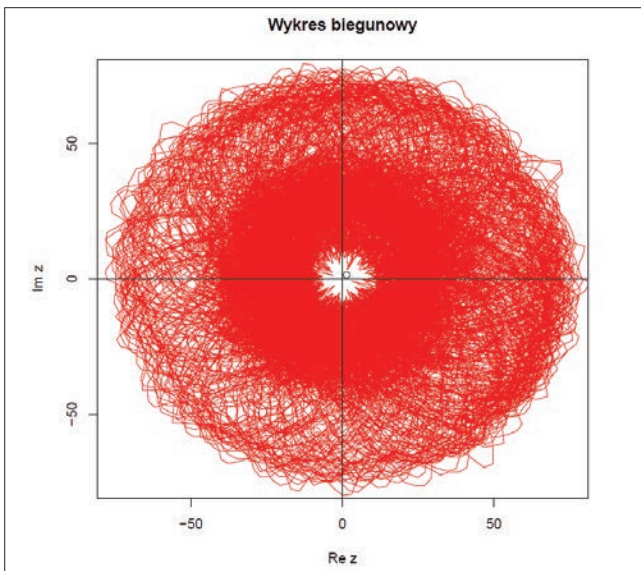


Fig. 9. Graph of the series of absolute pressure values  $z(t)$  according to (2) with the dependence (4)  
Rys. 9. Wykres szeregu wartości ciśnienia bezwzględnego  $z(t)$  według (2) z uwzględnieniem zależności (4)

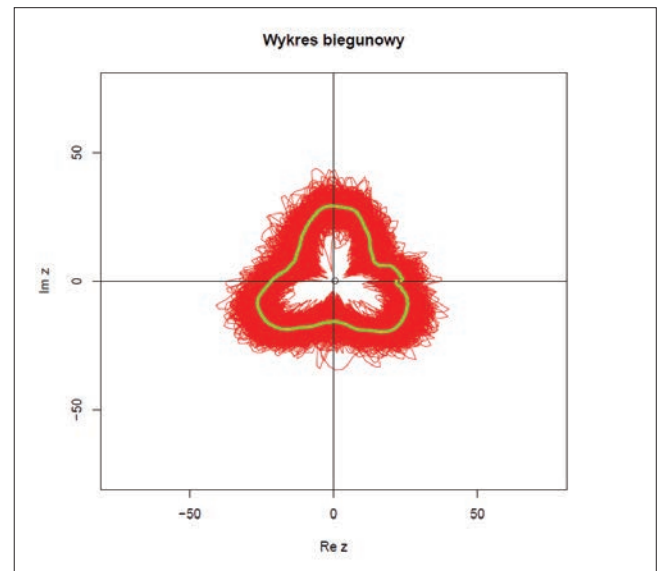


Fig. 11. Graph of the series of absolute pressure values generated by a vacuum pump equipped with functional vanes  
Rys. 11. Wykres szeregu wartości ciśnienia dla pompy próżniowej wyposażonej w sprawne łopatki

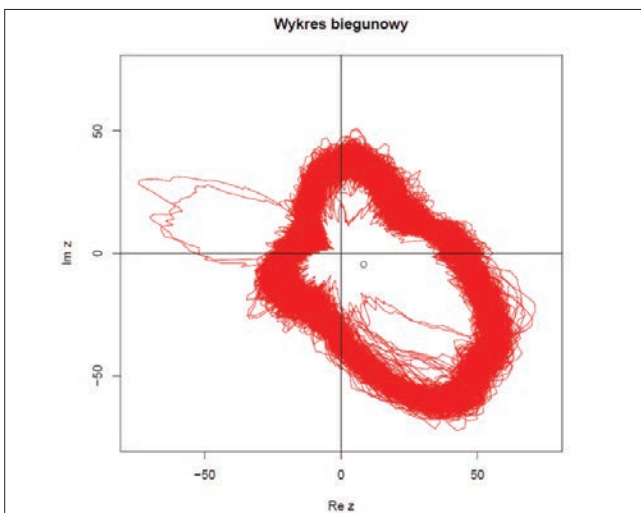


Fig. 10. Graph of the series of absolute pressure values  $z(t)$  according to (2) with the dependence (5)  
Rys. 10. Wykres szeregu wartości ciśnienia bezwzględnego  $z(t)$  według (2) z uwzględnieniem zależności (5)

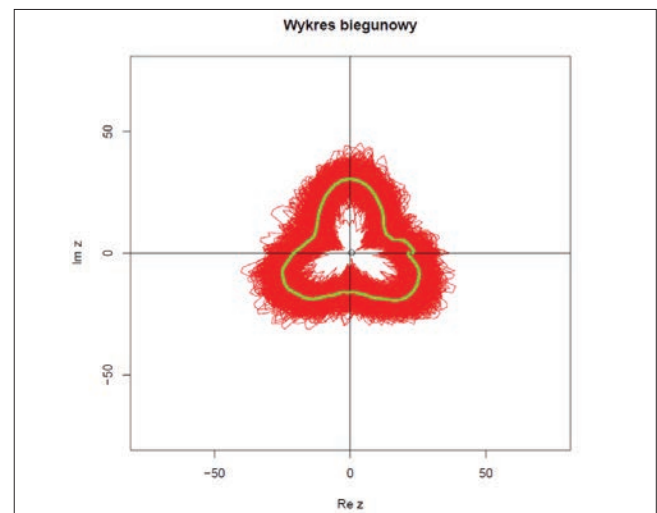


Fig. 12. Graph of the series of absolute pressure values generated by a vacuum pump with one slightly damaged vane  
Rys. 12. Wykres szeregu wartości ciśnienia dla pompy próżniowej z jedną lekko uszkodzoną łopatką

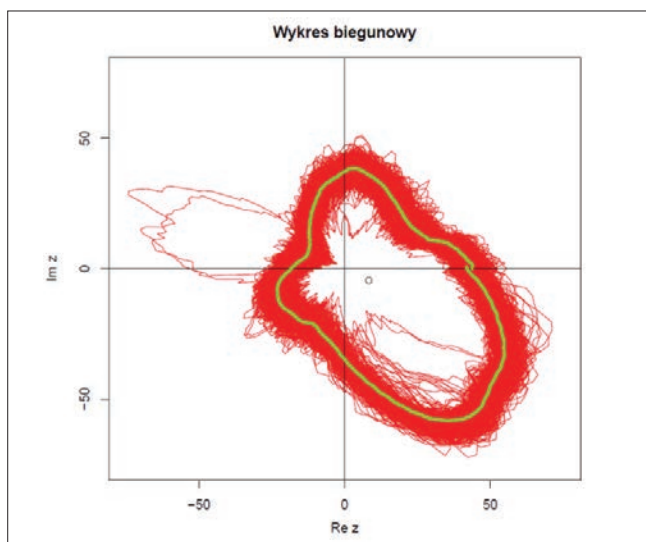


Fig. 13. Graph of the series of absolute pressure values generated by a vacuum pump with one heavily damaged vane  
Rys. 13. Wykres szeregu wartości ciśnienia dla pompy próżniowej z jedną uszkodzoną w dużym stopniu łopatką

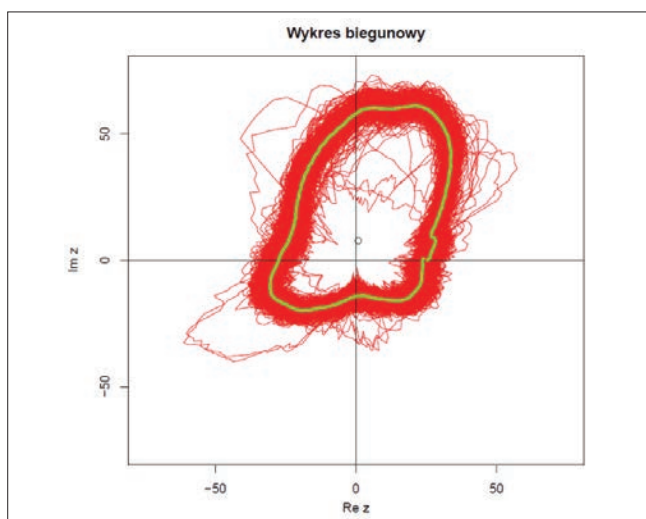


Fig. 14. Graph of the series of absolute pressure values generated by a vacuum pump with two vanes with different degrees of damage  
Rys. 14. Wykres szeregu wartości ciśnienia dla pompy próżniowej z dwoma łopatkami o różnym stopniu uszkodzenia

**TABLE II. The value of the distance of the center of gravity of the polar plot from the origin of the coordinate system – R parameter**  
**TABLICA II. Wartość odległości środka ciężkości wykresu biegunowego od początku układu współrzędnych – parametr R**

Stan pompy	R [mbar]
Pompa sprawna	0,46
Pompa z jedną lekko uszkodzoną łopatką	0,52
Pompa z jedną mocno uszkodzoną łopatką	9,36
Pompa z dwoma łopatkami o różnym stopniu uszkodzenia	7,81

## Podsumowanie i wnioski

Zaprezentowany heurystyczny sposób analizowania sygnału polegający na zmianie dziedzinę czasu na dziedzinę kąta obrotu wału wirnika pompy pozwala na wyznaczenie dodatkowego parametru sygnału, będącego odległością środka ciężkości wykresu biegunowego od początku układu współrzędnych. Umożliwia on łatwą i szybką ocenę stanu łopatek. Metoda ta po przeprowa-

dzeniu dalszych badań wymaga określenia dopuszczalnych przedziałów dla liczbowych wartości parametru R potrzebnych do klasyfikacji stanu obiektu na sprawny i uszkodzony.

## LITERATURA

- [1] Wojciechowski G. „Pompy niezbędne w przemyśle spożywczym”. *Przemysł spożywczy*. 70, 4 (2016): 20–22.
- [2] Bachmann P., Kuhn M. “Evaluation of dry pumps vs rotary vane pumps in aluminum etching”. *Vacuum*. 41, 7–9 (1990): 1825–1827, [https://doi.org/10.1016/0042-207X\(90\)94104-X](https://doi.org/10.1016/0042-207X(90)94104-X).
- [3] Zander Z., Zander L., Dajnowiec F. „Próżnia i pompy próżniowe w przemyśle spożywczym”. *Przemysł spożywczy*. 67, 4 (2019): 30–36. DOI, <http://yadda.icm.edu.pl/yadda/element/bwmeta1.element.baztech-65091761-c10d-4c2c-be9b-90d6c6696d15>.
- [4] Łój P. “Exploitation of rotary vane vacuum pumps”. *Modelowanie Inżynierskie*. 38, 69 (2018): 56–59.
- [5] Eckle F.J., Bickert P., Lachenmann R. “Rotary vane and roots pumps backed by diaphragm pumps – progress in corrosive applications and clean vacuum requirements”. *Vacuum*. 46, 8–10 (1995): 793–796, [https://doi.org/10.1016/0042-207X\(95\)00041-0](https://doi.org/10.1016/0042-207X(95)00041-0).
- [6] Cycklis P. „Sprężarki i pompy próżniowe różnych typów konstrukcyjnych”. *Przemysł Spożywczy*. 1, 4 (2015): 26–30, <https://doi.org/10.15199/65.2015.4.3>.
- [7] Gevorkian G., Schorcht H.J., Kern H. “Preliminary investigation of the wear behaviour of self-lubricating carbon fibre reinforced glass matrix composites in vacuum”. *Applied Composite Materials*. 9 (2022): 169–177, <https://doi.org/10.1023/A:1014755216027>.
- [8] BUSCH. [Online], <https://www.buschvacuum.com/pl/pl/company/busch-poland>.
- [9] Konishi S., Yamasawa K. “Diagnostic system to determine the in-service life of dry vacuum pumps”. *IEE Proceedings – Science, Measurement and Technology*. 146, 6 (1999): 270–276, <https://doi.org/10.1049/ip-smt:19990654>.
- [10] Zhang Q., Wang S., Wang S.J.X., Tomovic M. “Performance degradation model of roots pump in vacuum system based on leakage of rotor wear”. *IEEE 11<sup>th</sup> Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*. Hefei (2016), <https://doi.org/10.1109/ICIEA.2016.7603949>.
- [11] Appadoo R., Xu Y., Gu F., Ball A.D. “Performance monitoring and fault diagnosis of vacuum pumps based on airborne sounds”. *24<sup>th</sup> International Conference on Automation and Computing (ICAC)*. Newcastle Upon Tyne (2018), <https://doi.org/10.23919/IconAC.2018.8748969>.
- [12] Zhan H., Li N., Wang Y., Wang X., Lin S. “Fault diagnosis method for vacuum pump of space environment simulator”. *IEEE 11<sup>th</sup> Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*. Hefei (2016), <https://doi.org/10.1109/ICIEA.2016.7603860>.
- [13] Ainapure A., Li X., Singh J., Yahn Q., Lee J. “Deep learning-based cross-machine health identification method for vacuum pumps with domain adaptation”. *Procedia Manufacturing*. 48 (2020): 1088–1093, <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.05.149>.
- [14] Azam M., Umar M., Maqsood M., Akhtar I., Aziz I. “Pumping speed measurement of the rotary vane vacuum pump by using numerical and experimental approaches”. *Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. 7: Fluids Engineering Systems and Technologies*. Montreal (2014), <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-38412>.
- [15] Hong S., Son G. “Numerical study of a vane vacuum pump with two-phase flows”. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 31 (2017): 3329–3335, <https://doi.org/10.1007/s12206-017-0623-1>.
- [16] Lewicki P. „Zastosowanie niskiego ciśnienia w technologii żywności”. *Przemysł Spożywczy*. 65, 4 (2011): 8–13, [http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-LOD1-0025-0034?q=bwmeta1.element.baztech-volume-0033-250X-przemysl\\_spozywczy-2011-t\\_65\\_nr\\_4;1&qt=CHILDREN-STATELESS](http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-LOD1-0025-0034?q=bwmeta1.element.baztech-volume-0033-250X-przemysl_spozywczy-2011-t_65_nr_4;1&qt=CHILDREN-STATELESS).
- [17] Łój P., Cholewa W. “Diagnostics of rotary vane vacuum pumps using signal analysis and processing methods”. *Vibrations in Physical Systems*. 30, 2 (2019): 1–8. [bwmeta1.element.baztech-ea7ea8a0-5ab3-417b-a3ad-9d802d7a9b99](http://bwmeta1.element.baztech-ea7ea8a0-5ab3-417b-a3ad-9d802d7a9b99).
- [18] Łój P., Cholewa W. “Diagnostics of rotary vane vacuum pumps using signal processing, analysis and clustering methods”. *Advances in Diagnostics of Processes and Systems*. 313 (2021): 103–115. ■