

Procedury wyznaczania i realizacji sił reakcji w układzie elastycznego podparcia wału korbowego

Procedures of determining and realization of reaction forces in an elastic support system for crankshafts

KRZYSZTOF NOZDRZYKOWSKI*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2018.12.201>

Przedstawiono podstawowe elementy nowatorskiego systemu do pomiarów odchyłek geometrycznych wałów korbowych, zaopatrzonego w układ tzw. elastycznego podparcia. Umożliwia on wyeliminowanie występowania ugięć i odkształceń sprężystych obiektu mierzonego pod wpływem ciężaru własnego. Przedstawiono zasady wyznaczania najkorzystniejszych warunków podparcia, gwarantujących eliminację ugięć i odkształceń sprężystych wałów korbowych. Na podstawie sformułowanych zasad wykonano przykładowe obliczenia sił reakcji podpór, gwarantujących zerowe wartości ugięć na czopach głównych, w zależności od kąta obrotu wału, z wykorzystaniem programu do obliczeń wytrzymałościowych Nastran FX 2010. Wyniki zaproksymowano równaniem matematycznym z zastosowaniem aparatu obliczeniowego opartego na teorii analizy harmonicznej, a następnie dokonano oceny porównawczej wykresu sił otrzymanych drogą obliczeń wytrzymałościowych oraz zapisu matematycznego, wyliczając tzw. współczynnik interkorelacji wzajemnej. Ocena porównawcza wykazała wysoki stopień zgodności porównywanych wykresów. Przedstawione procedury wyznaczania sił gwarantujących eliminację ugięć i odkształceń sprężystych znajdują zastosowanie przy pomiarach odchyłek geometrycznych wałów korbowych, realizowanych na bazie zaprezentowanego systemu pomiarowego.

SŁOWA KLUCZOWE: wały korbowe, odchyłki geometryczne, odkształcenia sprężyste, warunki podparcia, analiza harmoniczna

The basic elements of an innovative system designed to measure geometric deviations of crankshafts provided with a so-called elastic support system are presented. The support system enables elimination of deflections and elastic deformations of the object measured under the influence of its own weight. The principles of the most suitable support conditions which enable elimination of deflections and elastic deformations of crankshafts under their self-weight were also presented. On the basis of the formulated principles sample calculations of force values of support reactions were performed. This guarantees zero value of deflections on main journals depending on the angle of rotation of the shaft, applying approximated with a mathematical equation applying the calculating method based on the harmonic analysis theory. Then a comparative assessment of the force diagram (the forces were obtained via strength calculations and mathematical model including so called mutual inter-correlation coefficient) was made. The results of comparative analysis showed high correspondence between the compared diagrams. Presented procedures of determining the required forces ensuring elimination of deflections and elastic deformations can be applied to measurements of crankshaft geometrical deviations on the basis of a measuring system with flexible support of a measured object. KEYWORDS: crankshafts, geometrical deviations, elastic deflections, support conditions, harmonic analysis

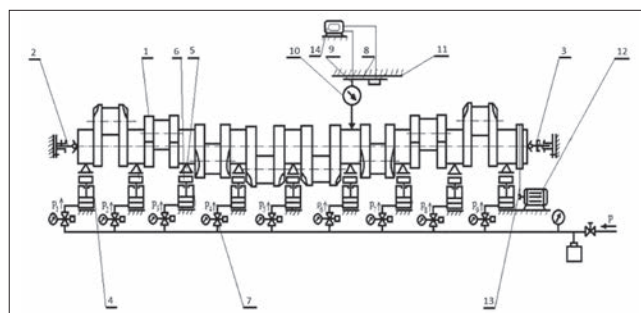
* Dr hab. inż. Krzysztof Nozdrzykowski prof. AM w Szczecinie (k.nozdrzykowski@am.szczecin.pl) – Akademia Morska w Szczecinie

Tym, co wyróżnia duże, w wielu miejscach podparte wały korbowe silników okrętowych z grupy wielkogabarytowych elementów maszyn, jest ich mała sztywność i wynikająca stąd wysoka podatność na odkształcenia giętne. Dlatego w przypadku tego typu części maszyn w zależności od warunków podparcia występują odkształcenia sprężyste o zmiennym znaku i wartości, na skutek zmian sztywności wału podczas obrotu.

Z punktu widzenia poprawności realizacji pomiarów istotnym zagadnieniem na etapie kontroli kształtowo-wymiarowej wałów korbowych jest dobór warunków podparcia eliminujących ugięcia i odkształcenia sprężyste wału występujące pod wpływem ciężaru własnego [8, 9].

Dobór warunków w układzie elastycznego podparcia wału

Z uwzględnieniem wymienionych spostrzeżeń w Zakładzie Podstaw Budowy i Eksploatacji Maszyn Akademii Morskiej w Szczecinie opracowano nowatorski system pomiarowy, którego podstawą jest tzw. układ elastycznego podparcia obiektu mierzonego. Poprzez odpowiedni dobór sił reakcji oddziaływania podpór odciążających układ umożliwia wyeliminowanie ugięć i odkształceń sprężystych wału [7–9]. Schemat najważniejszych elementów tego systemu zaprezentowano na rys. 1.



Rys. 1. Schemat głównych elementów systemu pomiarowego z tzw. elastycznym podparciem wału korbowego: 1 – wał korbowy, 2 i 3 – kły ustalające, 4 – podpora z siłownikiem pneumatycznym, 5 – głowica pryzmowa, 6 – czujnik siły, 7 – precyzyjny zawór sterowany prądem, 8 – wózek jezdny, 9 – statyw, 10 – czujnik pomiarowy, 11 – prowadnice, 12 – silnik z motoreduktorem, 13 – przekładnia pasowa, 14 – komputer PC z oprogramowaniem

Układ elastycznego podparcia składa się z zespołu elastycznych podpór, których liczba i rozmieszczenie zależą od liczby i rozmieszczenia czopów głównych wałów. Każda podpora jest wyposażona w siłownik pneumatyczny 4, pryzmową głowicę podpierającą 5 oraz czujnik siły 6. Wymagane wartości sił reakcji na styku głowic podpór odciążających z czopami głównymi, zapewniające eliminację ugięć i odkształceń sprężystych wału, realizowane przez podpory, są nadzorowane w układzie sprzężenia zwrotnego przez precyzyjne zawory sterowane 7, współpracujące z komputerem 14. Odpowiednie wartości sił reakcji są wcześniej wyznaczane za pomocą dostępnych programów

TABLICA. Wymagane wartości sił reakcji gwarantujące zerowe wartości ugięć na czopach przy zmianie kąta obrotu wału co 15°, pochodzące z programu do obliczeń wytrzymałościowych MES Nastran FX 2010

Journal number - value of reaction force [N]	Angular value [°]																									
	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360	
1	731,6	727,5	737,5	758,9	786,0	811,6	828,7	832,9	822,9	801,5	774,3	748,8	731,6	727,5	737,5	758,9	786,0	811,6	828,7	832,9	822,9	801,5	774,3	748,8	731,6	731,6
2	988,5	1 005,4	989,1	944,0	882,0	819,9	774,3	757,4	773,6	818,8	880,8	942,9	988,5	1 005,4	989,1	944,0	882,0	819,9	774,3	757,4	773,6	818,8	880,8	942,9	988,5	988,5
3	871,1	823,8	822,9	868,9	949,3	1 042,6	1 123,8	1 171,2	1 172,0	1 126,1	1 045,7	952,3	871,1	823,8	822,9	868,9	949,3	1 042,6	1 123,8	1 171,2	1 172,0	1 126,1	1 045,7	952,3	871,1	871,1
4	1 166,3	1 237,2	1 253,2	1 210,0	1 119,2	1 005,0	898,2	827,3	811,3	854,5	945,4	1 059,5	1 166,3	1 237,2	1 253,2	1 210,0	1 119,2	1 005,0	898,2	827,3	811,3	854,5	945,4	1 059,5	1 166,3	1 166,3
5	847,9	796,4	795,3	844,8	931,7	1 032,7	1 120,7	1 172,2	1 173,3	1 123,8	1 036,9	935,9	847,9	796,4	795,3	844,8	931,7	1 032,7	1 120,7	1 172,2	1 173,3	1 123,8	1 036,9	935,9	847,9	847,9
6	1 093,0	1 123,7	1 108,9	1 052,5	969,8	882,7	814,7	784,1	798,9	852,2	938,0	1 025,0	1 093,0	1 123,7	1 108,9	1 052,5	969,8	882,7	814,7	784,1	798,9	852,2	938,0	1 025,0	1 093,0	1 093,0
7	852,0	799,7	797,2	845,2	930,7	1 030,9	1 119,0	1 171,3	1 173,8	1 125,9	1 040,3	940,1	852,0	799,7	797,2	845,2	930,7	1 030,9	1 119,0	1 171,3	1 173,8	1 125,9	1 040,3	940,1	852,0	852,0
8	1 142,2	1 212,9	1 231,6	1 193,3	1 108,2	999,2	895,4	824,7	806,0	844,3	929,4	1 038,4	1 142,2	1 212,9	1 231,6	1 193,3	1 108,2	999,2	895,4	824,7	806,0	844,3	929,4	1 038,4	1 142,2	1 142,2
9	988,1	944,1	934,0	960,4	1 016,3	1 086,8	1 152,8	1 196,9	1 207,0	1 180,6	1 124,7	1 054,2	988,1	944,1	934,0	960,4	1 016,3	1 086,8	1 152,8	1 196,9	1 207,0	1 180,6	1 124,7	1 054,2	988,1	988,1
10	603,5	613,5	614,6	606,4	591,2	573,0	556,7	546,6	545,5	553,7	568,9	587,2	603,5	613,5	614,6	606,4	591,2	573,0	556,7	546,6	545,5	553,7	568,9	587,2	603,5	603,5

obliczeń wytrzymałościowych MES – Nastran 2010 czy Inventor Professional 2017. Programy te, po zamodelowaniu obiektu przyjętego do badań, umożliwiają dokonanie niezbędnych obliczeń i wyznaczenie warunków podparcia gwarantujących eliminację ugięć sprężystych wału [8].

Przeprowadzone wcześniej badania wykazały, że aby wyeliminować ugięcia, wszystkie czopy główne wału powinny być podparte zespołem podpór odciążających, a wartości sił reakcji na styku główic podpór z czopami powinny się zmieniać nie tylko na długości wału, lecz także wraz ze zmianą kąta obrotu wału na podporach.

Przykładowe wyniki obliczeń wartości sił gwarantujących eliminację ugięć wału zrealizowanych dla przyjętego obiektu badań, którym był wał korbowy ośmiocyndrowego silnika średnioobrotowego napędu głównego statku Buckau Wolf R8 DV136, przedstawiono w tablicy. Był to wał o długości 3630 mm i masie 9360 N z 10 czopami głównymi o średnicy $\varnothing 149$ mm.

W tablicy zamieszczono wartości wymaganych sił reakcji na czopach gwarantujących zerowe wartości ugięć przy zmianie kąta obrotu wału co 15°, wyliczone w programie do obliczeń wytrzymałościowych MES Nastran FX 2010.

Graficzną interpretację wyników obliczeń przedstawiono na rys. 2.

Wyniki obliczeń przedstawione w układzie współrzędnych biegunowych wykazały, że rozpatrywany w zakresie kąta obrotu wału $0 \div 360^\circ$ rozkład sił tworzy obraz foremnej elipsy, co w układzie współrzędnych kartezjańskich odpowiada funkcji zbliżonej do cosinusoidy. Do opisu matematycznego takiej funkcji znajdują zastosowanie kryteria analizy harmonicznego zapisu matematycznego funkcji będzie druga składowa harmoniczna, obrazująca, w jakim stopniu zarys ten jest owalny.

Dla zaprezentowanych w tablicy wyników wartości sił przeprowadzono obliczenia składowych harmonicznego zapisu matematycznego funkcji w postaci:

$$R(\phi) = R_0 + \sum_{n=1}^k C_{Rn} \cos n(\phi - \phi_{Rn}) \quad (1)$$

gdzie: R_0 – uśredniona wartość wyliczonej siły reakcji; C_{Rn} – amplituda kolejnej n -harmonicznego zapisu matematycznego sił reakcji; ϕ_{Rn} – przesunięcie fazowe kolejnej n -harmonicznego zapisu matematycznego sił reakcji.

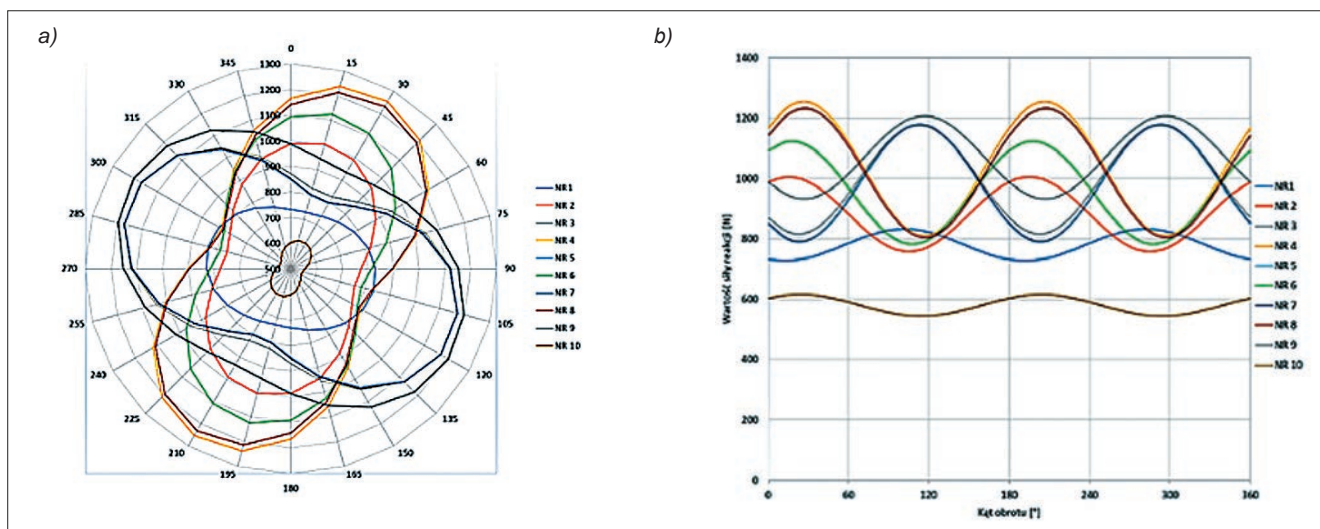
Lub jej odpowiadającą:

$$R(\phi) = R_0 + \sum_{n=1}^k A_{Rn} \cos n\phi + \sum_{n=1}^k B_{Rn} \sin n\phi \quad (2)$$

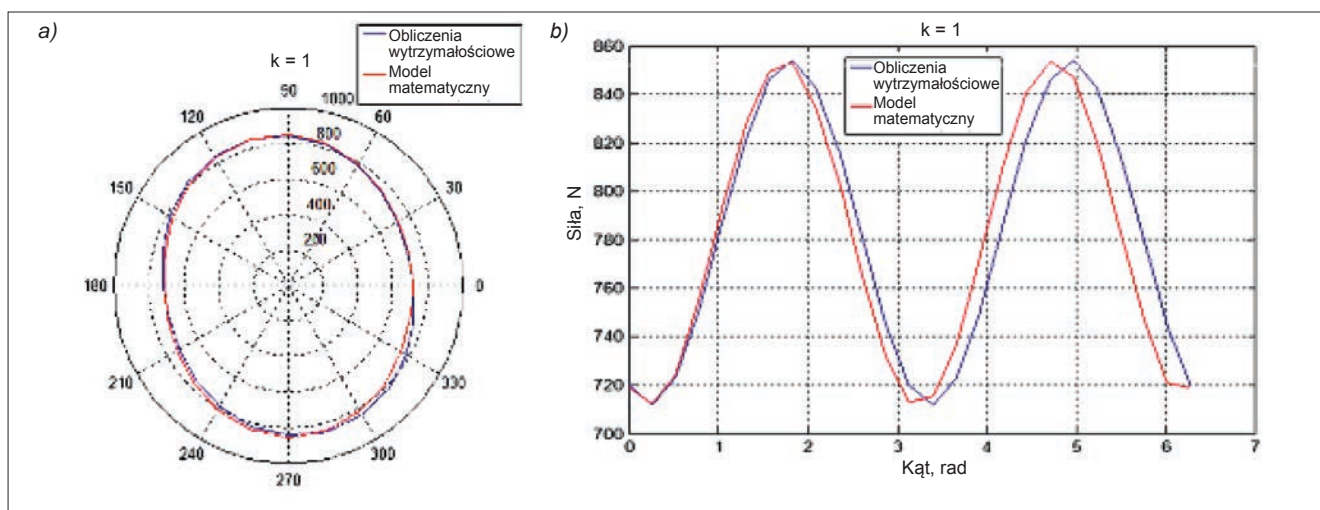
gdzie: A_{Rn} , B_{Rn} – składowe amplitud kolejnych n -harmonicznego zapisu matematycznego sił reakcji.

Ocena porównawcza zgodności wykresów wartości sił otrzymanych z obliczeń wytrzymałościowych i zapisu matematycznego przedstawionego w postaci trygonometrycznego szeregu Fouriera, której miarą był tzw. współczynnik interkorelacji wzajemnej [4–6, 8], wykazała, że wartość tego współczynnika dla zespołu czopów głównych badanego wału wynosiła od 0,9542 do 0,9578. Według przyjętej przez J.P. Guilforda skali oceny służącej do ustalania stopnia korelacji, odpowiada to bardzo wysokiej korelacji pomiędzy porównywanymi wykresami. Zgodnie z tą skalą oceny stopień zależności pomiędzy analizowanymi właściwościami wykresów jest pewny.

Dla przykładu: na rys. 3 przedstawiono – w układzie współrzędnych biegunowych i kartezjańskich – rozkład sił otrzymanych z obliczeń wytrzymałościowych i zapisu matematycznego wyrażonego za pomocą trygonometrycznego szeregu Fouriera, w zakresie kąta obrotu wału $0 \div 360^\circ$ gwarantujących zerowe wartości ugięć na wybranym czopie głównym (czop nr 1, licząc od strony koła rozrządu).



Rys. 3. Rozkład sił w zakresie kąta obrotu wału 0÷360° gwarantujących zerowe wartości ugięć na czopie nr 1 (licząc od strony koła rozrządu), w układzie współrzędnych: a) biegunowych, b) kartezjańskich



Rys. 2. Rozkład sił reakcji gwarantujących zerowe wartości ugięć na czopach głównych dla wału korbowego o średnicach czopów głównych $\varnothing 149$ mm i średnicach czopów korbowych $\varnothing 144$ mm oraz owalnych ramion wykorbień o wymiarach 252×358 mm, w układzie współrzędnych: a) biegunowych, b) kartezjańskich

Podsumowanie

Przedstawione procedury wyznaczania wymaganych wartości sił reakcji gwarantujących eliminację ugięć i odkształceń sprężystych wału znalazły zastosowanie podczas pomiarów odchyłek geometrycznych wału korbowego, zrealizowanych z wykorzystaniem zaprezentowanego wcześniej systemu pomiarowego zaopatrzonego w układ elastycznego podparcia. Zapis matematyczny wartości sił reakcji umożliwił, w sposób ciągły, komputerowe nadzorowanie pracy precyzyjnych zaworów sterowanych, za pośrednictwem których regulowany jest dopływ medium zasilającego elastyczne podpory odciążające.

Funkcjonowanie systemu w zakresie poprawności doboru wymaganych sił reakcji eliminujących ugięcia i odkształcenia sprężyste wału pod wpływem ciężaru własnego oceniono poprzez pomiar odkształceń ramion wykorbień, który w technikach pomiarowych wałów jest określany pomiarem sprężynowania. Pomiary te, zrealizowane nową metodą, tzw. symetrycznego pomiaru odkształceń ramion wykorbień, nie wykazały ugięć i odkształceń sprężystych wału, co świadczy o poprawności doboru wymaganych sił reakcji oraz całego systemu pomiarowego.

LITERATURA

- Adamczak S. „Odniesieniowe metody pomiaru zarysów okrągłości części maszyn”. Monografie, Studia, Rozprawy. Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 1998.
- Adamczak S., Makiela W. „Metrologia w budowie maszyn, zadania z rozwiązaniami”. Wyd. II. Warszawa: WNT, 2007.
- Adamczak S., Makiela M., Stępień K. “Investigating advantages and disadvantages of the analysis of a geometrical surface structure with the use of Fourier and wavelet transform”. *Metrology and Measurement Systems*. XVII, 2 (2010): s. 233–244.
- Adamczak S., Janecki D., Makiela W., Stępień K. “Quantitative comparison of cylindricity profiles measured with different methods using Legendre–Fourier coefficients”. *Metrology and Measurement Systems*. XVII, 3 (2010): s. 397–404.
- Stępień K., Janecki D., Adamczak S. “Investigating the influence of selected factors on results of V-block cylindricity measurements”. *Measurement*. 44/4 (2011): s. 767–777.
- Nozdrzykowski K., Janecki D. “Comparative studies of reference measurements of cylindrical surface roundness profiles of large machine components”. *Metrology and Measurement System*. XXI, 1 (2014): s. 67–76.
- Nozdrzykowski K. “Prevention of elastic strains in flexible large size machine parts with the use of elastic support”. *Machine Dynamics Research*. 42, 4 (2015): 111–122.
- Nozdrzykowski K. “Metodyka pomiarów geometrycznych odchyłek powierzchni walcowych wielkogabarytowych elementów maszyn na przykładzie wałów korbowych silników okrętowych”. Szczecin: Wydawnictwo Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie, 2013.
- Sun J., Wang J., Gui C. “Whole crankshaft beam-element, finite-element method for calculating crankshaft deformation and bearing load of an engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part. J: Journal of Engineering Tribology*. 224 (2010): s. 299–303. ■