

Analiza drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego

KRZYSZTOF WITUSZYŃSKI, GRZEGORZ PONIEWAŻ

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska

W artykule przedstawiono wyniki badań własnych wału korbowego silnika spalinowego, przy wykorzystaniu metod analitycznych oraz metody elementów skończonych. Przeprowadzono obliczenia częstości drgań własnych oraz odpowiadającym im postaci dla 2 sposobów modelowania trójpodporowego wału korbowego czterocylindrowego silnika spalinowego samochodu Polonez 1.5 GLi, przy zastosowaniu różnych wariantów warunków brzegowych. Celem rozwiązania tego zadania posłużono się systemem obliczeniowym MES firmy ALGOR.INC. Rezultaty badań pokazują istotny wpływ zmian warunków brzegowych modeli, na uzyskiwane wartości częstości oraz postaci drgań własnych wału korbowego.

Wstęp

Wał korbowy stanowiący jedną z najważniejszych części silnika spalinowego, dzięki swemu kształtowi, podparciu i obciążeniu zmiennymi siłami jest szczególnie podatny na drgania sprężyste. Występujące w silniku okresowo zmiennymi siły ciśnienia gazów i bezwładności powodują skrętne, giętne i wzdłużne drgania wału oraz powiązanych z nim elementów silnika. W skrajnych przypadkach rezonansu z siłami wymuszającymi, naprężenia wywołane poprzez drgania mogą spowodować zniszczenie elementów silnika, a co najmniej ich przedwczesne zużycie. Najczęściej podczas analizy drgań własnych wału korbowego, ze względu na skomplikowany geometryczny kształt, ograniczamy się do wyznaczenia postaci skrętnych drgań, jako stanowiących największe niebezpieczeństwo w przypadku rezonansu [1]. Stosujemy wówczas przybliżone metody obliczeń oparte na redukcji rzeczywistego układu drgającego do znacznie prostszego układu zastępczego i zastosowaniu jednej, bądź kilku metod analitycznych. Jednak wyznaczenie tylko postaci skrętnych nie daje pełnego obrazu zagadnienia, w szczególności w odniesieniu do wałów wielokrotnie wykorbionych pomiędzy czopami głównymi, w których może dojść do rezonansu. Dopiero zastosowanie bardziej złożonych metod np. metody elementów skończonych umożliwia nam wyznaczenie wszystkich postaci drgań własnych, jak również ocenę stanu naprężeń i odkształceń w przypadkach rezonansu.

W artykule rozważono zagadnienie wyznaczenia częstości i postaci drgań własnych wału korbowego, przy zastosowaniu różnych metod obliczeń. Obliczenia częstości przeprowadzono dla wału korbowego silnika ZI pochodzącego z samochodu FSO Polonez. Wał ten jest trójpodporowy z dwoma podwójnymi wykorbieniami o dość skomplikowanym kształcie geometrycznym.

Analiza drgań własnych przy zastosowaniu metod analitycznych

Rzeczywisty zespół masowo-sprężysty silników tłokowych (wał korbowy, koło zamachowe, korbowody oraz elementy napędów pomocniczych) jest zbyt skomplikowany do rozwiązań bezpośrednich i obliczeń technicznych. Dlatego też zespół naturalny zastępuje się równoważnym mu pod względem drgań układem uproszczonym (zredukowanym).

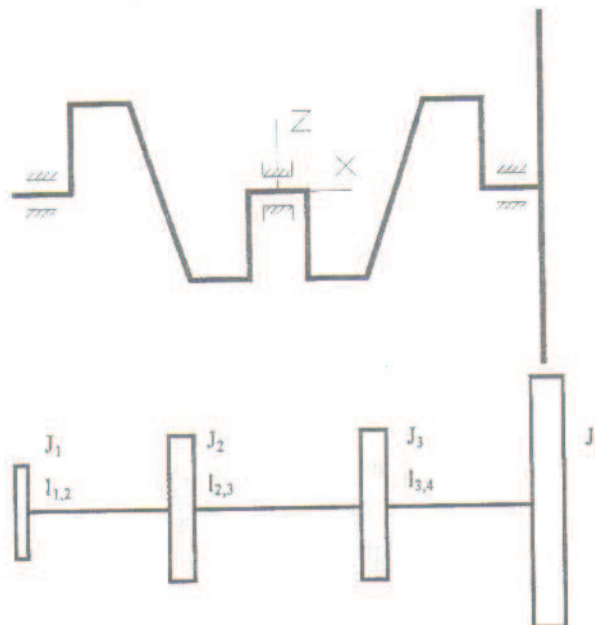
Redukcja rzeczywistego układu polega na podzieleniu go na części, wyznaczeniu ich bezwładności oraz podatności skrętnej odcinków wiążących sąsiednie części. Dla uproszczenia ogranicza się podział do poszczególnych mechanizmów korbowych i koła zamachowego oraz ponadto do napędów pomocniczych, do napędu głównego i pojazdu albo do odbiornika mocy.

Do prostszych metod analitycznych należą metody redukcji wału rzeczywistego do jednomasowego, dwumasowego lub trójmasowego zastępczego układu drgającego oraz metoda kolejnych przybliżeń, zwana także metodą Holzera. Wykorzystując metodę redukcji układu rzeczywistego do układu jednomasowego oraz metodę Holzera przeprowadzono analizę drgań własnych badanego wału.

Przyjęto dwa modele wału korbowego:

- Wariant 1, w którym uwzględniono tylko wał z kołem zamachowym;
- Wariant 2, w którym oprócz wału i koła zamachowego uwzględniono wpływ mas korbowodów i tłoków [1].

Rzeczywisty wał korbowy wraz z kołem zamachowym sprowadzono do zastępczego 4-masowego układu drgającego. Wał rozdzielono płaszczyznami prostopadłymi do osi i przechodzącymi przez środki czopów głównych (rys. 1) na części:



Rys. 1. Schemat zastępczego układu drgającego

przednia końcówka wału z kołem rozrządu, wykorbienia I i II, wykorbienia III i IV oraz koło zamachowe. Ze względu na bardzo skomplikowany geometrycznie kształt wykorbienia wraz z przeciwciężarami dokładne wyznaczenie jego masowego momentu bezwładności i długości zastępczej, gdy nie korzystamy z obliczeń komputerowych na podstawie rysunku konstrukcyjnego, jest możliwe wyłącznie na drodze doświadczalnej. Dlatego też wykorbienie rzeczywiste zostało zastąpione układem zastępczym składającym się z 7 prętów:

- czopy główne i korbówce zastąpiono prętami o przekroju kołowym
- ramiona wykorbień zastąpiono prętami o przekroju prostokątnym, przy czym należy wyznaczyć na podstawie rysunku położenie środków ich mas.

Przy tak znacznie uproszczonym geometrycznie wykorbieniu wyznaczono jego masowy moment bezwładności oraz długość zastępczą, opierając się na zależnościach podanych w literaturze [1]. Dane zastępczych układów drgających przedstawiono w tabeli 1.

T a b e l a 1. Dane zastępczych układów drgających wyznaczone analitycznie

		Wariant 1	Wariant 2
J_1	[kgm ²]	4,361e-04	4,361e-04
$l_{1,2}$	[m]	0,276	0,276
J_2	[kgm ²]	1,086e-02	1,367e-02
$l_{2,3}$	[m]	0,324	0,324
J_3	[kgm ²]	1,086e-02	1,367e-02
$l_{3,4}$	[m]	0,206	0,206
J_4 (koło zamachowe)	[kgm ²]	7,783e-02	7,783e-02

W tabeli 2 przedstawiono wyniki obliczeń postaci skrętnych drgań własnych rozpatrywanego wału przy zastosowaniu wybranych metod analitycznych.

T a b e l a 2. Częstości skrętnych postaci drgań własnych dla układów zastępczych [rad/s]

		Wariant 1	Wariant 2
Układ jednomasowy		4432	4084
Metoda Holzera	1 częstość	4458	4347
	2 częstość	10014	9582
	3 częstość	32336	33153

Analiza drgań własnych przy częściowym wykorzystaniu metody elementów skończonych

Ze względu na bardzo skomplikowany kształt wykorbienia uniemożliwiający wyznaczenie jego parametrów (masowego momentu bezwładności oraz długości zastępczej) za pomocą prostych wzorów analitycznych, przeprowadzono obliczenia częstości przy częściowym wykorzystaniu metody elementów skończonych. Metoda ta posłużyła wyłącznie do wyznaczenia mas i zredukowanych długości zastępczego układu drgającego.

Przy obliczaniu masowych momentów bezwładności wykorzystano procesor pakietu ALGOR umożliwiający ich wyznaczenie względem osi układu współrzędnych oraz współrzędnych środka masy. W celu wyznaczenia długości zastępczej skorzystano z warunku jednakowego kąta skręcenia wału zastępczego i rzeczywistego. Skomplikowany kształt wykorbienia powoduje konieczność wyznaczenia jego sztywności na drodze doświadczalnej. Zostało to zastąpione analizą wytrzymałościową modelu pojedynczego wykorbienia przy zastosowaniu metody elementów skończonych. Dane zastępczych układów drgających przedstawiono w pracy [2], natomiast wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 3.

T a b e l a 3. Częstości skrętnych postaci drgań własnych przy wykorzystaniu MES do wyznaczenia parametrów układów zastępczych [rad/s]

		Wariant 1	Wariant 2
Układ jednomasowy Metoda Holzera		4330	3931
	1 częstość	4621	4183
	2 częstość	10480	9241
	3 częstość	31690	31529

Analiza drgań własnych przy wykorzystaniu metody elementów skończonych

Zastosowanie metody elementów skończonych do zagadnienia wyznaczenia częstości własnych wału korbowego umożliwia określenie wszystkich postaci, a nie tylko postaci skrętnych. Analizę częstości przeprowadzono przy użyciu procesora `spap1h` pakietu ALGOR.

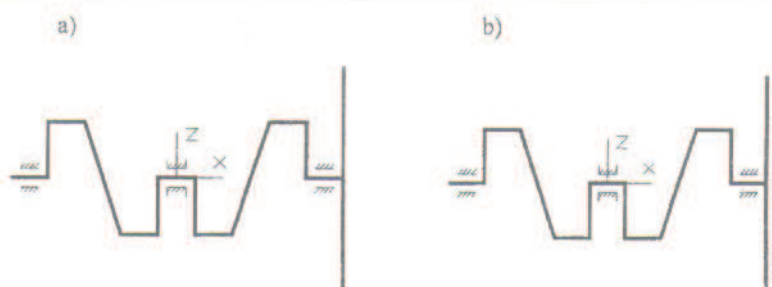
Analizie poddano 2 modele fizyczne wału:

- Model I — wał podparty w łożyskach głównych, mogący się swobodnie obracać, model ten odpowiada warunkom pracy silnika na biegu luzem.
- Model II — wał podparty w łożyskach głównych, z utwierdzoną powierzchnią czołową koła zamachowego, model ten odpowiada warunkom pracy przy połączeniu silnika z elementami układu napędowego (założono, że elementy te są idealnie sztywne).

Analiza każdego z modeli przeprowadzono w 2 wariantach (podobnie jak przy metodzie analitycznej).

Warunki podparcia wału w łożyskach głównych zamodelowano odbierając możliwość ruchu czopów głównych w kierunku obu osi poprzecznych (Y , Z) na całej ich szerokości. Ponadto utwierdzono w kierunku osiowym (X) węzły położone na zewnętrznych krawędziach środkowego czopa głównego. Rozważania dotyczące wpływu szerokości podparcia czopów głównych zostały przedstawione we wcześniejszych pracach [4]. Schemat ideowy wału i warunków brzegowych przedstawia rys. 2, natomiast parametry rozwiązywanych zadań przedstawiono w tabeli 4.

Podczas analizy zrezygnowano z dokładnego modelowania kształtu zębów w wiencu zębatym koła zamachowego poprzez nieuwzględnienie ich, przy czym



Rys. 2. Schemat ideowy wału korbowego a) model I, b) model II

T a b e l a 4. Parametry rozwiązywanych zadań

	Model I	Model II
Liczba węzłów	13241	13241
Liczba elementów	10534	10534
Liczba rozwiązywanych równań	39599	38339

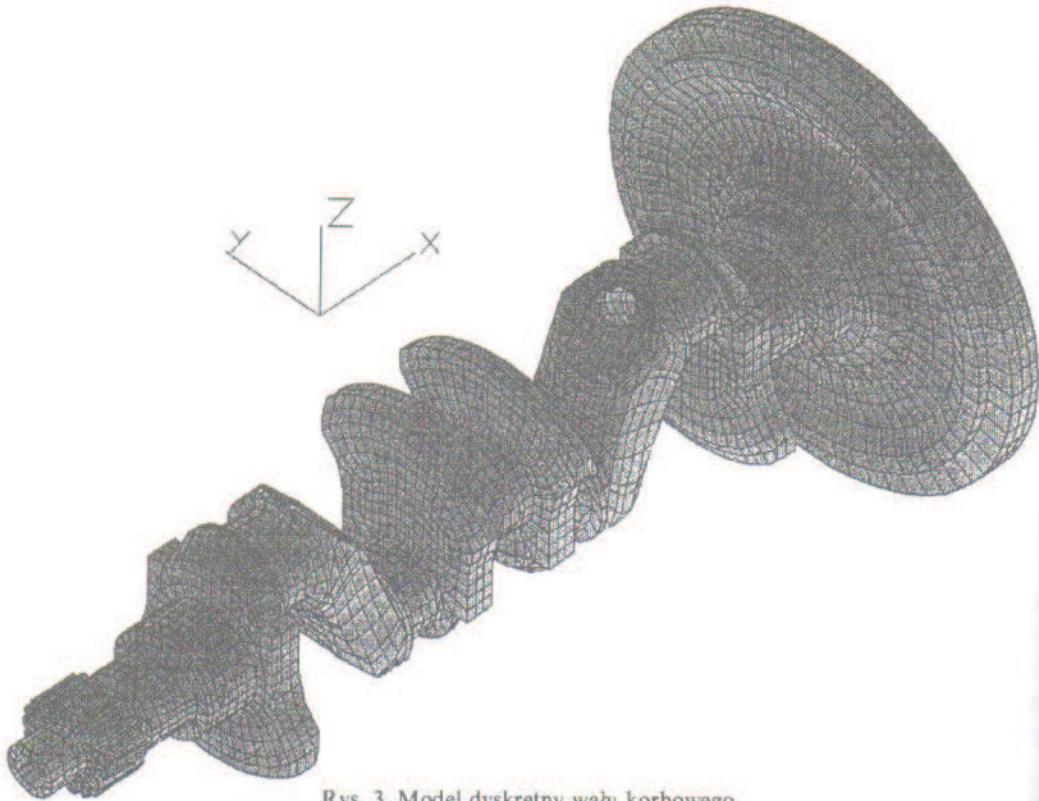
zachowano jednak moment bezwładności rzeczywistego koła zamachowego. Wprowadzone uproszczenie nie wpływa istotnie na zmianę charakterystyk dynamicznych modeli, natomiast zmniejsza znacznie ilość elementów oraz liczbę stopni swobody, a co za tym idzie czas obliczeń. Na rysunku 3 przedstawiono aksonometryczny rysunek siatki elementów modelu wału korbowego.

W przypadku wszystkich modeli przeprowadzono obliczenia pierwszych 10 częstości drgań własnych. Postacie sklasyfikowano jako giętne, skrętne i wzdłużne, kierując się dominującą wielkością przemieszczenia w kierunku osiowym (X) lub poprzecznym (Y, Z), bądź kąta skręcenia wału [2]. W przypadku wału korbowego można mówić tylko o dominacji danej postaci drgań nad pozostałymi, ze względu na skomplikowany, przestrzenny charakter drgań, szczególnie postaci o wyższych częstościach. W tabelach 5 i 6 przedstawiono wyniki obliczeń modeli dla obu wariantów:

- Wariant 1 — wyodrębniony wał korbowy,
- Wariant 2 — wał korbowy z dołączonymi masami części korbowodów wykonującymi ruch obrotowy.

T a b e l a 5. Częstości i postacie drgań własnych — Model I [rad/s]

Nr postaci	Wariant 1		Wariant 2	
1	0,003	—	0,001	—
2	2957	giętna	2952	giętna
3	3145	giętna	3140	giętna
4	4456	skrętna	3937	skrętna
5	5611	giętna	5555	giętna
6	8689	giętna	8196	giętna
7	9258	giętna	8874	skrętna
8	9261	giętna	9258	giętna
9	10393	skrętna	9261	giętna



Rys. 3. Model dyskretny wału korbowego

T a b e l a 6. Częstości i postacie drgań własnych — Model II [rad/s]

Nr postaci	Wariant 1		Wariant 2	
1	4053	skrętna	3480	skrętna
2	8690	giętna	8196	giętna
3	10346	skrętna	8816	skrętna
4	13724	giętna	12923	giętna
5	15952	giętna	13576	giętna
6	16311	giętna	13913	giętna
7	18936	giętna	16370	giętna
8	21534	giętna	19240	giętna
9	22487	giętna	20359	giętna
10	23277	giętna	20726	giętna

Podsumowanie

- Wartości skrętnych postaci drgań własnych, wyznaczone metodami analitycznymi, obarczone są znacznym błędem. Jest to spowodowane dużymi uproszczeniami podczas zamiany układu rzeczywistego na układ zastępczy. Uzyskiwane wartości można wykorzystać jako pomoc przy wyszukiwaniu skrętnych postaci wśród wyznaczonych postaci za pomocą metody elementów skończonych.

- Wystąpiło znaczne zróżnicowanie w uzyskiwanych wartościach częstości skrętnych postaci w zależności od przyjętego modelu, natomiast znacznie mniejsze w przypadku postaci giętnych.

- Warunki podparcia oraz przyłączenie dodatkowych mas wpływają istotnie na uzyskiwanie wyniki obliczeń.

- Metoda elementów skończonych umożliwia dużo pełniejsze spojrzenie na zagadnienie drgań własnych wału korbowego, poprzez wyznaczenie wszystkich postaci drgań, a nie tylko postaci skrętnych (metody analityczne). Niestety odbywa się to kosztem znacznego nakładu pracy, który należy ponieść na przygotowanie modelu obliczeniowego.

- Wyniki uzyskane za pomocą metody elementów skończonych są bardziej wiarygodne niż uzyskane metodami analitycznymi. Jak również mogą być one podstawą do dalszych rozważań zagadnienia drgań wymuszonych wału korbowego, siłami występującymi podczas pracy silnika.

Literatura

- [1] JĘDRZEJOWSKI J., *Mechanika układów korbowych silników samochodowych*. WKiŁ, Warszawa 1986.
- [2] WITUSZYŃSKI K., PONIEWAŻ G., *Modelowanie drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego metodą elementów skończonych*, Materiały XVII Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Lublin – Nałeczów, 18 – 23 wrzesień 1995.
- [3] WITUSZYŃSKI K., PONIEWAŻ G., *Badania drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego z wykorzystaniem metody elementów skończonych* — 22nd International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'96, Zakopane, September 11 – 14, 1996.
- [4] WITUSZYŃSKI K., PONIEWAŻ G., *Wpływ modelowania warunków brzegowych na częstości i postacie drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego* — III Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Kudowa Zdrój, 11 – 14 grudzień 1996.
- [5] *System metody elementów skończonych „ALGOR”*, Algor Inc.

Analysis of IC engine crankshaft vibrations

S u m m a r y

The paper presents the analytical and the finite element method of modelling the complete crankshaft in order to obtain frequencies and forms of free vibration. The two 3-D model of four-cylinder petrol engine crankshaft supported in three bearing are considered. The results of analysis show the essential influence of the boundary conditions of the crankshaft model on the frequency values and forms of the crankshaft free vibration.