

## **Dobór optymalnego momentu statycznego wałków wyrównowazających w silniku rzędomym czterosuwowym czterocylindrowym**

**RYSZARD MOSAKOWSKI, SŁAWOMIR KONASZEWSKI**

Katedra Silników Spalinowych i Sprężarek, Politechnika Gdańska

W pracy wyprowadzono proste zależności na wartość względnego maksimum sumy składowych siły bezwładności od rzędu trzeciego wzwyż w funkcji parametru mechanizmu korbowego  $\lambda$ , zarówno dla jednego cylindra jak również dla całego czterosuwowego silnika rzędomego czterocylindrowego. Przedstawiono także zależność na wartość momentu statycznego przeciwmas umożliwiających maksymalne wyrównoważenie sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. Wyprowadzono również zależności na stopień zmniejszenia wyrównoważenia sił bezwładności drugiego rzędu w funkcji zmiany kąta ustawienia wałków wyrównowazających.  
Słowa kluczowe: silnik spalinowy, wyrównoważanie.

### **1. Wstęp**

Wśród silników spalinowych stosowanych do napędu samochodów osobowych produkowanych na świecie zdecydowanie największą grupę stanowią silniki czterosuwowe czterocylindrowe rzędomy.

W silnikach rzędomych wielocylindrowych siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, z dokładnością do składowych drugiego rzędu, z dwoma wyjątkami, wzajemnie się znoszą. Do takich wyjątków, poza silnikami dwucylindrowymi należą silniki czterocylindrowe czterosuwowe, w których siły bezwładności drugiego rzędu, działające wzdłuż osi poszczególnych cylindrów sumują się wzajemnie. Siły te, zmienne co do modułu i kierunku, powodują drgania i wstrząsy silnika, a w związku z tym również całego pojazdu, a ponadto wpływają na nierównomierność przebiegu momentu obrotowego w ramach jednego cyklu pracy. Ich wyrównoważenie za pomocą przeciwmas umieszczonych na przedłużeniu ramion poszczególnych wykorbień nie jest możliwe. Siły te jednak można całkowicie wyrównoważyć za pomocą układu Taylor'a-Lanchester'a, który polega na zastosowaniu dodatkowych wałków z przeciwmasami obracających się prędkością obrotową dwa razy większą niż prędkość obrotowa wału korbowego. Takie rozwiązania konstrukcyjne stosowane są w ostatnich latach coraz częściej, w tym między innymi w silnikach firmy BMW, Lancia, Porsche, Saab [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Wálki wyrównoważające są umieszczone zwykle na różnych wysokościach, w celu zmniejszenia amplitudy momentu przenoszonego na śruby mocujące silnik do nadwozia pojazdu i zmniejszenia w ten sposób amplitudy drgań silnika względem jego wzdłużnej osi. Zagadnienie to będzie jednak przedmiotem innej pracy.

W literaturze z dziedziny silników spalinowych siły bezwładności w danym silniku traktuje się jako wyrównoważone jeśli oprócz sił bezwładności w ruchu obrotowym, również składowe harmoniczne pierwszego i drugiego rzędu sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym są wyrównoważone. Mogą jednak pozostawać wciąż harmoniczne wyższych rzędów, których wielkość jest zależna od parametru mechanizmu korbowego  $\lambda$  będącego stosunkiem długości promienia wykorbienia do długości korbowodu. W związku z dużymi wartościami tego parametru stosowanymi współcześnie w niektórych silnikach spalinowych wydaje się zasadne pytanie o łączny udział tych składowych rzędu wyższego niż drugi w wartości siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym.

Jednak zasadniczym celem niniejszej pracy jest analiza sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silniku czterocyndrowym czterosuwowym, pod kątem maksymalnego wyrównoważenia sił bezwładności za pomocą dwóch wálków z przeciwmasami, obracających się z prędkością kątową dwa razy większą niż prędkość kątowa wału korbowego. Zastosowanie dodatkowych wálków wyrównoważających pociąga za sobą jednak określone wymagania konstrukcyjne i eksploatacyjne. Stopień wyrównoważenia silnika zależy bowiem od dokładności ustawienia kąтового wálków wyrównoważających w stosunku do wału korbowego silnika, które z kolei może ulegać zmianie w czasie eksploatacji, w wyniku zużywania się elementów pośredniczących w przekazywaniu napędu. Ocena wpływu niedokładności ustawienia wálków wyrównoważających na zmniejszenie jakości wyrównoważenia silnika należy również do celów niniejszej pracy.

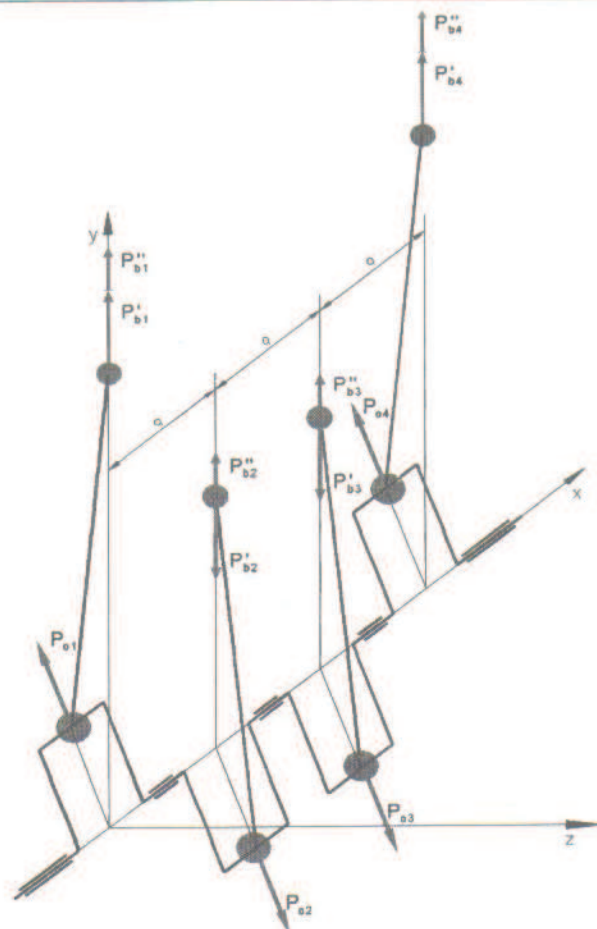
## 2. Układ zastępczy mechanizmu korbowego i podstawowe zależności

W celu ułatwienia analizy działania sił bezwładności w silnikach spalinowych mechanizm korbowy każdego cylindra zastępuje się układem dwumasowym. Schemat układu mas zastępczych silnika rzędowego czterosuwowego czterocyndrowego wraz z układem sił bezwładności pokazano na rys. 1.

W literaturze z dziedziny silników spalinowych zwykle stosuje się wyrażenie na siłę bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym wynikające z rozkładu wyrażenia pierwiastkowego w szereg potęgowy według rozkładu Newtona [7]. W zależności tej pomija się najczęściej wyrazy zawierające harmoniczne trzeciego rzędu i wyższych. Wyrażenie na siłę bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $i$ -tego cylindra czterosuwowego silnika wielocyndrowego ma postać:

$$P_{bi} = m_p R \omega^2 [\cos(\alpha + \delta_i) + \lambda \cos 2(\alpha + \delta_i)], \quad \alpha \in \langle 0, 360^\circ \rangle \quad (1)$$





Rys. 1. Schemat układu mas zastępczych silnika rzędowego, czterosuwowego, czterocylindrowego

przy czym

$$\delta_i = (j-1) \left( \frac{4\pi}{k} \right), \quad j \in \langle 1, k \rangle, \quad (2)$$

gdzie:

- $m_p$  — masa mechanizmu korbowego zredukowana do ruchu postępowo-zwrotnego,
- $R$  — promień wykorbienia,
- $\omega$  — prędkość kątowna,
- $i$  — numer cylindra,
- $j$  — miejsce  $i$ -tego cylindra w porządku zapłonów,
- $k$  — liczba cylindrów,
- $\alpha$  — kąt obrotu wału korbowego,
- $\delta_i$  — kąt położenia wykorbienia  $i$ -tego cylindra w stosunku do wykorbienia pierwszego cylindra,
- $\lambda$  — parametr mechanizmu korbowego;  $\lambda = R/L$ ,
- $L$  — odległość osi sworznia tłokowego od osi czopa korbowego.

### 3. Analiza wyrównoważenia sił bezwładności w silniku czterocylindrowym czterosuwowym

Dokładna zależność na siłę bezwładności  $i$ -tego cylindra posiada następującą postać:

$$P_{bi} = m_p R \omega^2 \left[ \cos(\alpha + \delta_i) + \frac{\lambda \cos 2(\alpha + \delta_i)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)}} + \frac{\lambda^3 \sin^2 2(\alpha + \delta_i)}{4\sqrt{[1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)]^3}} \right]. \quad (3)$$

Jak zaznaczono na wstępie w praktyce wyrównoważenie sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym sprowadza się do wyrównoważenia ich harmonicznymi pierwszego i drugiego rzędu. Pojawia się zatem pytanie jaka jest sumaryczna wartość pozostałych harmonicznymi. Pytanie to wydaje się istotne, gdyż w dziedzinie okrętownictwa od szeregu lat produkowane są silniki długoskokowe, dla których parametr  $\lambda$  osiąga wartości bliskie 0,5.

Wyrażenie na sumę harmonicznymi sił bezwładności o rzędzie wyższym niż drugi, przy uwzględnieniu zależności (1) i (3), można przedstawić w następującej postaci:

$$\Delta P_{bi} = m_p R \omega^2 \lambda \left[ \cos^2 \alpha \left( \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - 1 \right) + \frac{\lambda^2 \sin^2 2\alpha}{4\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^3}} \right]. \quad (4)$$

Z analizy przebiegu pochodnej funkcji ujętej zależnością (4) wynika, że maksymalna wartość modułu tej funkcji występuje dla kątów  $\alpha$  określonych poniższą zależnością:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} + p\pi, \quad p = 1, 2, 3, \dots \quad (5)$$

Wobec powyższego, po uwzględnieniu zależności (5) we wzorze (4) otrzymamy wyrażenie na wartość bezwzględne minimum funkcji (4) a mianowicie:

$$\Delta P_{b1 \min} = m_p R \omega^2 \lambda \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \right). \quad (6)$$

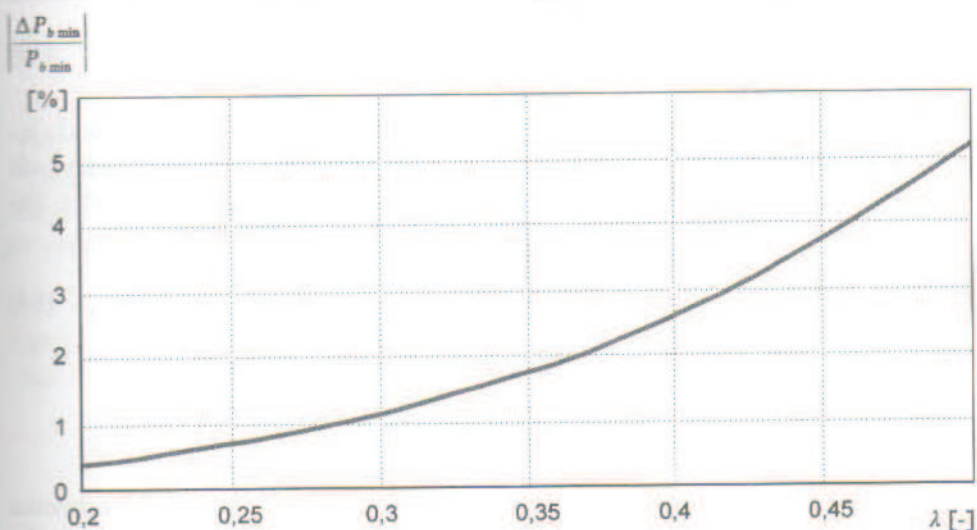
Maksymalną wartość całkowitej siły bezwładności jednego cylindra wyraża zależność:

$$P_{b \max} = m_p R \omega^2 (1 + \lambda). \quad (7)$$

Dzieląc stronami zależności (6) i (7) otrzymamy względną wartość sumy harmonicznymi o rzędzie wyższym niż drugi a mianowicie:

$$\frac{\Delta P_{b1 \min}}{P_{b \min}} = \frac{\lambda}{1 + \lambda} \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \right). \quad (8)$$

Wpływ parametru  $\lambda$  na względną maksymalną wartość sumy harmonicznymi o rzędzie wyższym niż drugi w jednym cylindrze przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wpływ parametru  $\lambda$  na względną maksymalną wartość sumy harmonicznych o rzędzie wyższym niż drugi dla jednego cylindra

Jak wynika z rys. 2 względna maksymalna wartość sumy sił bezwładności o rzędzie wyższym niż drugi zmienia się od wartości 0,66% dla  $\lambda = 0,25$  do 1,75% dla  $\lambda = 0,35$ .

Dla całego silnika wyrażenie na wypadkową siłę bezwładności można przedstawić w postaci:

$$\sum_{i=1}^k P_{bi} = m_p R \omega^2 \sum_{i=1}^k [\cos(\alpha + \delta_i) + \lambda \cos(\alpha + \delta_i)] \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^k P_{bi} = m_p R \omega^2 \sum_{i=1}^k \left[ \cos(\alpha + \delta_i) + \frac{\lambda \cos 2(\alpha + \delta_i)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)}} + \frac{\lambda^3 \sin^2 2(\alpha + \delta_i)}{4\sqrt{[1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha + \delta_i)]^3}} \right]. \quad (10)$$

Dla silnika czterocylindrowego czterosuwowego wyrażenia (9) i (10) sprowadzają się do następującej postaci:

$$\sum_{i=1}^4 P_{bi} = 4m_p R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha, \quad (11)$$

$$\Delta P_{bi} = 4m_p R \omega^2 \lambda \left[ \frac{\cos 2\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 2\alpha}} + \frac{\lambda^2 \sin^2 2\alpha}{4\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^3}} \right]. \quad (12)$$

Z analizy przebiegu pochodnej funkcji ujętej zależnością (12) wynika, że maksymalna wartość modułu tej funkcji występuje przy położeniach wału korbowego określonych zależnością (5), a wartość funkcji (12) dla wartości  $\alpha$  ujętych zależnością (5) opisuje zależność:



$$|P_{b \max}| = \bigwedge_{\alpha \in \frac{\pi}{2} + p\pi} \sum_{i=1}^4 P_{bi} = 4m_p R \omega^2 \lambda \frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2}}. \quad (13)$$

Moment statyczny przeciwmasy, po zastosowaniu wałków wyrównowazających dla całkowitego zniesienia sił bezwładności drugiego rzędu wyrażonych zależnością (6), zgodnie z układem Taylora-Lanchestera, można wyznaczyć z zależności:

$$m_c R' = \frac{m_p R \lambda}{n}, \quad (14)$$

gdzie:

- $m_c$  — wielkość przeciwmasy,
- $R'$  — odległość środka przeciwmasy od jej osi obrotu,
- $n$  — liczba przeciwmasy.

W zależności (14) założono jednakowe wielkości poszczególnych przeciwmasy oraz jednakowe odległości ich środków od osi obrotu wałków wyrównowazających.

Wartość wypadkowej siły bezwładności pozostałej po wyrównowazaniu sił bezwładności drugiego rzędu, w wyniku zastosowania przeciwmasy o momencie statycznym określonym na podstawie zależności (14), może być wyznaczona z zależności:

$$\Delta P_b = \sum_{i=1}^4 \Delta P_{bi} = 4m_p R \omega^2 \lambda \left[ \frac{\cos 2\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha}} + \frac{\lambda^2 \sin^2 2\alpha}{4\sqrt{(1-\lambda^2 \sin^2 \alpha)^3}} - \cos 2\alpha \right]. \quad (15)$$

Wyrażenie na względną wartość wypadkowej siły bezwładności  $\Delta P_b^*$ , pozostałej po wyrównowazaniu sił bezwładności drugiego rzędu, po podzieleniu stronami zależności (15) przez (13), przyjmie postać:

$$\Delta P_b^* = \sqrt{1-\lambda^2} \left[ \frac{\cos 2\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2 \sin^2 \alpha}} + \frac{\lambda^2 \sin^2 2\alpha}{4\sqrt{(1-\lambda^2 \sin^2 \alpha)^3}} \right]. \quad (16)$$

Przebieg bezwymiarowej wartości sił bezwładności  $\Delta P_b^*$  obliczonych na podstawie zależności (12) dla silnika samochodu Polonez typu CB o  $\lambda = 0,297$  [8] przedstawiono na rys. 3.

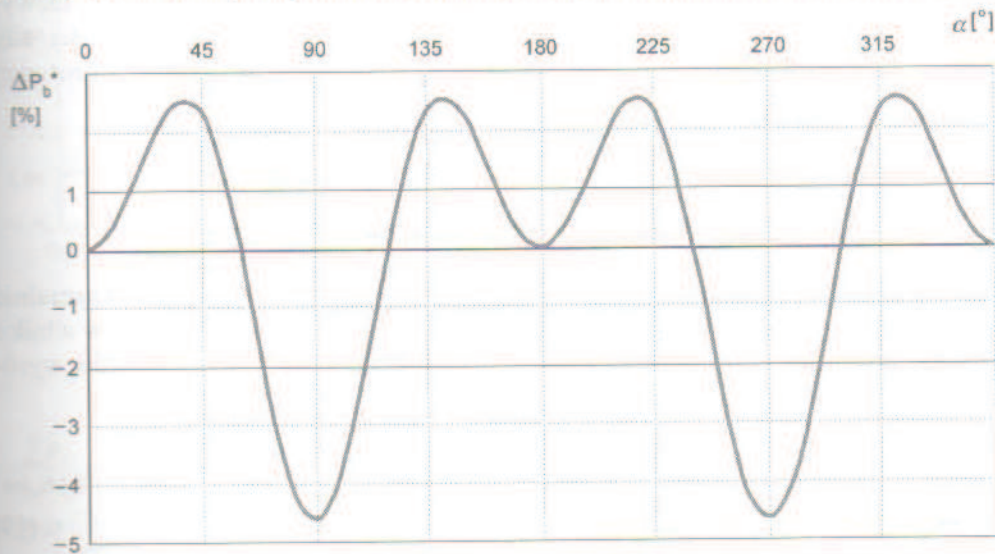
Na podstawie analizy przebiegu pochodnej funkcji określonej zależnością (15) można wykazać, że moduł bezwzględnej wartości maksymalnej tej funkcji występuje dla wartości kąta  $\alpha$  określonych zgodnie z zależnością (5). Wartości funkcji (15) odpowiadające tym kątom stanowią bezwzględne minima funkcji i można je wyznaczyć z zależności:

$$|P_{b \min}| = \bigwedge_{\alpha \in \frac{\pi}{2} + p\pi} \sum_{i=1}^4 P_{bi} = 4m_p R \omega^2 \lambda \left( \frac{1}{\sqrt{1-\lambda^2}} \right), \quad p = 0, 1, 2, \dots \quad (17)$$

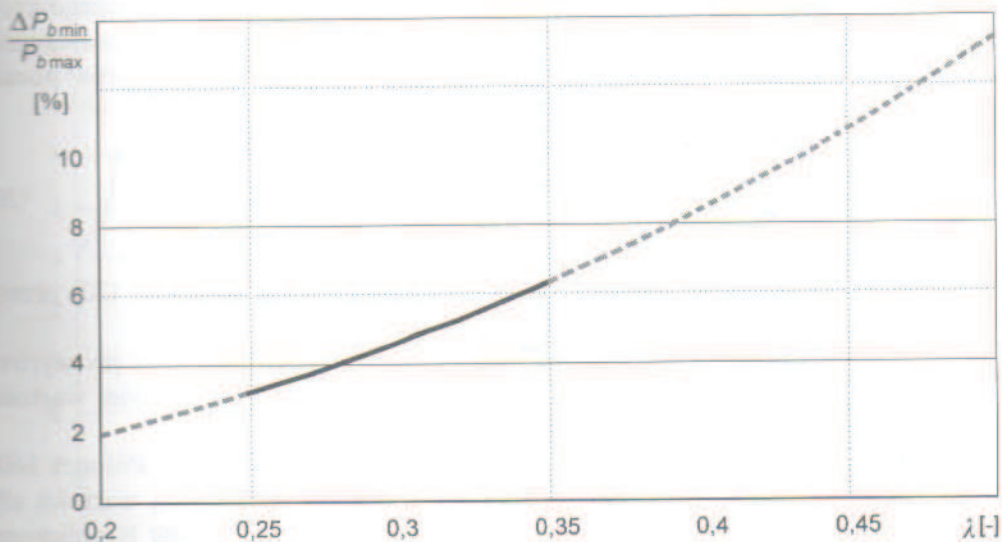
Wartość bezwzględnego ekstremum minimum funkcji po wyrównowazaniu sił bezwładności drugiego rzędu odniesiona do wartości bezwzględnego ekstremum sił bezwładności określonych zależnością (9) przedstawia wyrażenie:

$$\frac{\Delta P_{b \min}}{|P_{b \min}|} = \bigwedge_{\alpha \in \frac{\pi}{2} + p\pi} \frac{\sum_{i=1}^4 \Delta P_{bi}}{\sum P_{bi}} = 1 - \sqrt{1 - \lambda^2}, \quad p = 0, 1, 2, \dots \quad (18)$$

Wpływ parametru  $\lambda$  na względną wartość maksymalnej siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, pozostałej po wyrównoważeniu sił bezwładności drugiego rzędu, obliczoną na podstawie zależności (18), przedstawiono na rys. 4. Linia



Rys. 3. Przebieg względnej siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym po wyrównoważeniu sił bezwładności drugiego rzędu dla silnika typu CB samochodu Polonez 1600



Rys. 4. Wpływ parametru  $\lambda$  na względną maksymalną wartość siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym



ciągła na tym rysunku obrazuje przebieg wartości siły dla wartości  $\lambda$  najczęściej stosowanych w czterosuwowych silnikach samochodowych. Stąd wartości tej siły dla  $\lambda$  leżącego poza przedziałem  $\langle 0,25; 0,35 \rangle$  mają znaczenie jedynie teoretyczne.

Jak wynika z rys. 4 maksymalne wartości wypadkowej siły bezwładności po wyrównoważeniu składowych drugiego rzędu, dla wartości  $\lambda$  najczęściej stosowanych w silnikach spalinowych zmieniają się od wartości  $\sim 3,2\%$  dla  $\lambda = 0,25$  do  $\sim 6,3\%$  dla  $\lambda = 0,35$ . Dla silnika samochodu Polonez 1600 typu CB niewyrównoważona siła bezwładności wynosiłaby  $\sim 4,5\%$  maksymalnej wartości siły bezwładności drugiego rzędu, co stanowi 427 N przy prędkości obrotowej obr./min.

#### 4. Dobór optymalnej wartości momentu statycznego przeciwmas

W celu doboru momentu statycznego przeciwmas zapewniającego maksymalnie możliwe wyrównoważenie sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silniku czterocylindrowym czterosuwowym za pomocą dwóch dodatkowych wałków wyrównowazających wprowadzono oznaczenie:

$$\frac{\sum_{r=1}^n m_{cr} R^r}{m_p R \lambda} = x, \quad (19)$$

gdzie oprócz poprzednio wprowadzonych oznaczeń  $m_{cr}$  określa  $r$ -tą przeciwmasę.

W celu wyznaczenia optymalnej wartości parametru  $x$  dla poszczególnych wartości parametru  $\lambda$  poszukiwano numerycznie takiej wartości  $x$  dla poszczególnych wartości  $\lambda$ , dla których występuje minimum bezwzględnych maksimów poniższej funkcji:

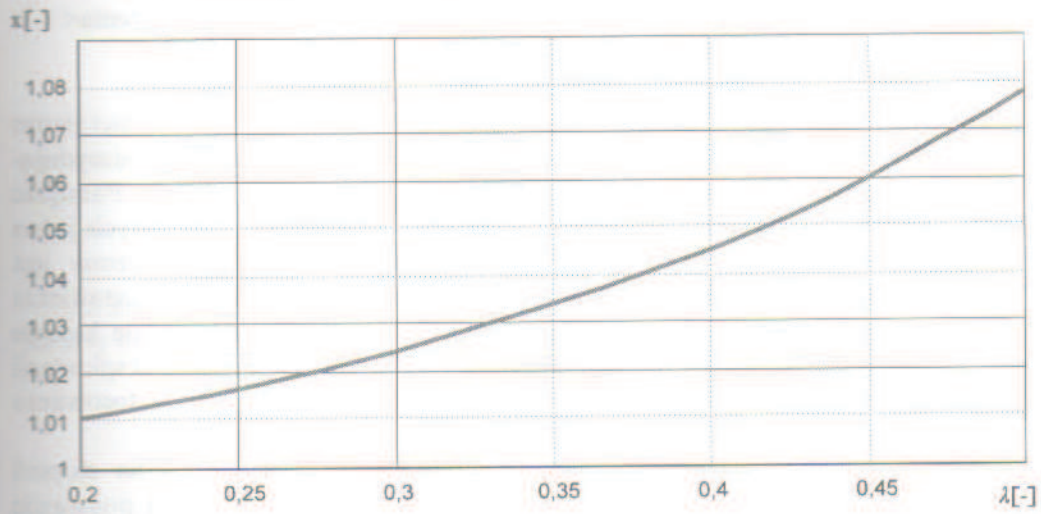
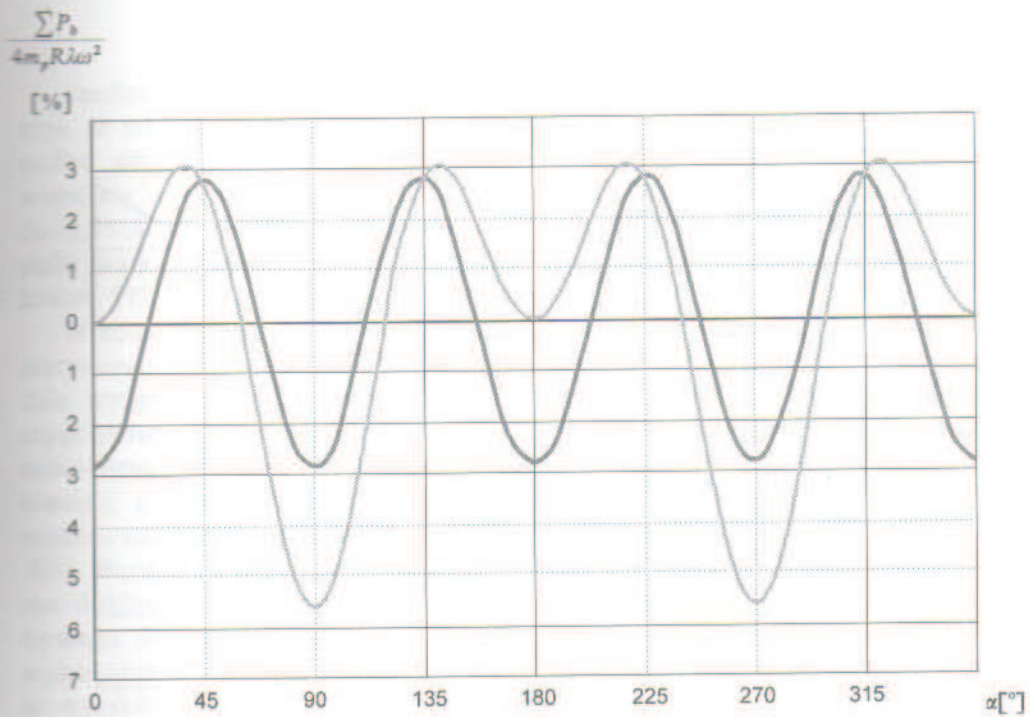
$$\left| \cos 2\alpha \left( \frac{1}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} - x \right) + \frac{\lambda^2 \sin^2 2\alpha}{4\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^3}} \right|_{\max} = \min. \quad (20)$$

Wyniki obliczeń numerycznych wartości  $x$  spełniających zależność (20) przedstawiono na rys. 5.

Na rys. 6 przedstawiono przebieg wypadkowej siły bezwładności po wyrównoważeniu sił bezwładności drugiego rzędu ( $x = 1$ ) oraz dla optymalnej wartości  $x = 1,024$  dla  $\lambda = 0,297$ .

Jak wynika z rys. 6 zastosowanie optymalnej wartości  $x$  w silniku Polonez 1600 powoduje zmniejszenie pozostałej po wyrównoważeniu maksymalnej wartości siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym z wartości 427 N do 209 N obliczonej dla prędkości obrotowej 5200 obr./min.



Rys. 5. Przebieg optymalnej wartości  $x$  w funkcji parametru  $\lambda$ .Rys. 6. Przebieg wypadkowej siły bezwładności po wyrównoważeniu sił bezwładności drugiego rzędu ( $x = 1$ ) oraz dla optymalnej wartości  $x = 1,024$  dla  $\lambda = 0,297$

### 5. Wpływ niedokładności ustawienia wałków na stopień wyrównoważenia sił bezwładności

Na jakość wyrównoważenia sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym duży wpływ mają stosowane tolerancje wykonania elementów, zwłaszcza decydujących o wielkości mas zredukowanych do ruchu postępowo-zwrotnego. Pamiętać należy również o tym, że podział masy korbowodu na dwie masy, z których jedna porusza się ruchem postępowo-zwrotnym, a druga obrotowym obciążony jest błędem. Istotny wpływ na jakość wyrównoważenia ma dokładność ustawienia wałków wyrównowazających w stosunku do wału korbowego. Położenie katowe tych wałków względem wału korbowego może ulegać zmianie podczas eksploatacji w wyniku wydłużania się paska zębatego lub łańcucha, zwłaszcza przy zastosowaniu jednostronnego napinacza.

Wpływ zmiany położenia katowego wałków wyrównowazających na stopień niewyrównoważenia sił bezwładności drugiego rzędu można obliczyć na podstawie poniższej zależności:

$$\frac{\Delta P_b^*}{\sum_{i=1}^4 m_{ci} R' \omega^2} [\%] = |\cos 2\alpha - \cos(2\alpha - \Delta\alpha)| \cdot 100\% . \quad (21)$$



Rys. 7. Zmniejszenie stopnia wyrównoważenia sił bezwładności drugiego rzędu w funkcji niedokładności ustawienia wałków wyrównowazających



Po wyznaczeniu miejsc zerowych pierwszej pochodnej zależności (21):

$$-\sin 2\alpha + \sin(2\alpha - \Delta\alpha) = 0 \quad (22)$$

otrzymamy następujące wartości kąta  $\alpha$ , dla których funkcja (21) osiąga wartości maksymalne a mianowicie:

$$\alpha = \frac{\Delta\alpha}{4} + (2p-1)\frac{\pi}{4}, \quad p = 1, 2, 3, \dots \quad (23)$$

Po podstawieniu wartości obliczonych na podstawie zależności (22) do zależności (21) otrzymamy:

$$\frac{\Delta P_b^*}{\sum_{i=1} m_{ci} R' \omega^2} [\%] = 2 \sin \frac{\Delta\alpha}{2} \cdot 100\% \quad (24)$$

Zmniejszenie stopnia wyrównoważenia sił bezwładności drugiego rzędu w funkcji niedokładności ustawienia wałków wyrównowazających przedstawiono na rys. 7.

## 6. Uwagi końcowe i wnioski

Analiza działania sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym wskazuje, że udział składowych harmonicznnych o rzędzie wyższym niż drugi w przypadku silników samochodowych produkowanych obecnie, dla których  $\lambda$  zawiera się w przedziale  $0,25 \div 0,35$ , jest stosunkowo niewielki i wynosi od 0,66 do 1,75%. W silnikach długoskokowych dwusuwowych stosowanych do napędu statków natomiast, dla których  $\lambda \rightarrow 0,5$  udział tych harmonicznnych przekracza 5%.

W silnikach czterocylindrowych czterosurowych, w których siły bezwładności pierwszego rzędu wzajemnie się znoszą, udział składowych harmonicznnych o rzędzie wyższym niż drugi zawiera się w przedziale od 3,18% do 6,33%. Stosując układ wałków wyrównowazających dla całkowitego zniesienia sił bezwładności drugiego rzędu dobór optymalnej wartości momentu statycznego przeciwnas, w przypadku silnika samochodu Polonez 1600 typu CB o  $\lambda = 0,297$ , można zmniejszyć maksymalną wartość pozostałych harmonicznnych o ponad 50%. Bardzo duży wpływ na stopień wyrównoważenia silnika czterocylindrowego ma dokładność ustawienia wałków wyrównowazających w stosunku wału korbowego. Zmiana ustawienia wałków może wynikać nie tylko z niedokładności wykonania elementów, czy błędów montażu, ale również w procesie eksploatacji w wyniku wydłużenia się elementów przenoszących napęd z wału korbowego, takich jak: pasek zębaty lub łańcuch, zwłaszcza przy stosowaniu napinaczy jednostronnych. Stąd zagadnieniu konstrukcji tych elementów należy poświęcić szczególną uwagę.

### Literatura

- [1] BORKOWSKI J.: *Lancia Thema*. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 6/1985.
- [2] SILVERS R., PILGRIM R.: *Schwingungstechnisch-akustische Massnahmen bei der Entwicklung des Porsche 944-Motors*. ATZ, nr 11, 1981.
- [3] SZELICHOWSKI S.: *Saab 9000 – gość ze Skandynawii*. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 4/1992.
- [4] SZELICHOWSKI S.: *Samochody rajdowe Lancia i Fiat*. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 4/1990.
- [5] JAŻWIŃSKI T.: *Nowa moc*. Auto, motor i sport, nr 4, 1998.
- [6] *Saab 900*. Auto Technika Motoryzacyjna, nr 2, 1997.
- [7] JĘDRZEJOWSKI J.: *Mechanika układu korbowego*. WKŁ, Warszawa 1973.
- [8] MORAWSKI F.: *FSO Polonez-budowa, eksploatacja, naprawa*. WKŁ, Warszawa 1990.

### Selection of static moment of inertia of balancing shafts in four-cylinder in-line four-stroke internal combustion engine

#### Summary

Simple expressions of relative maximum of the sum of components of inertia forces from the 3<sup>rd</sup> order and higher in function of crank mechanism parameter for one cylinder as well for the whole engine have been derived. Also expressions for static moment of inertia of counterweights enabling maximum balance of inertia forces in reciprocating motion are given. Expressions for the ratio of decrease of balancing of second order of inertia forces vs. change of position angle of balancing shafts have been also derived.