

COMPARISON OF DYNAMIC LOADS FOUR-CYLINDRE AND SIX-CYLINDRE COMBUSTION ENGINE WITH SIMILAR WORK INDICATORS

Andrzej Kaźmierczak, Ernest Wojtowicz

Wroclaw University of Technology, Department of Mechanical Engineering
Institute of Machine Design and Operation
Łukasiewicza Street 5, 50-371 Wrocław, Poland
tel.: +48 603 486 614
e-mail: andrzej.kaźmierczak@pwr.wroc.pl

Abstract

The aim of this research was comparison of dynamic forces affecting on a crank – shaft – piston arrangement in four and six cylinder's engine with similar circumstances of work. For this research crank – shaft – piston arrangement was separated on parts for determine mass and centers of gravity for every part. After reduction of this mass were calculated dynamical inertial forces of first and second order and centrifugal forces affecting in unbalanced arrangement and affecting with balanced arrangement. Third step was calculations of total moments from mass forces in crank shaft's limb. Sum of these forces after addition is an external balance of engine. Last step of research was calculations of final force affecting on a crank – shaft – piston arrangement, and final force affecting in cylinder's pivot what is a sum of gas force and mass force. Knowledge value of this force let to calculate force affecting in piston of crank shaft, force affecting on a surface of cylinder, perpendicular T force and radial R force.

Calculations of mass-forces showed that in the crank-system of a four-cylindrical engine, their values were greater than in a six-cylindrical system approx. 23% - for inertial forces on the reciprocating run, and approx. 42% - for centrifugal forces.

Keywords: transport, combustion engines, dynamic, PRC unit

PORÓWNANIE OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH CZTERO- I SZEŚCIOCYLINDROWEGO SILNIKA SPALINOWEGO O PODOBNYCH WSKAŹNIKACH PRACY

Streszczenie

Celem pracy jest porównanie obciążeń dynamicznych silnika czterocylindrowego i sześciocylindrowego o podobnych parametrach pracy. W tym celu układ korbowo-tłokowy został podzielony na poszczególne elementy tak, aby możliwe było określenie masy każdego elementu osobno oraz wyznaczenie środków ciężkości korbowodów i ramion wykorbienia. Po dokonaniu redukcji mas zostały obliczone siły bezwładności pierwszego i drugiego rzędu oraz siły odśrodkowe, działające w układzie niewyrównoważonym i wyrównoważonym przeciwcieżarami. Następnie, obliczono występujące w układzie momenty pochodzące od sił masowych działających na ramieniu wału korbowego, które po zsumowaniu stanowią wypadkowe wyrównoważenie zewnętrzne silnika. Kończącym etapem pracy było obliczenie siły wypadkowej obciążającej układ korbowy, działającej w osi cylindra, która jest sumą siły gazowej i siły bezwładności. Znając wartość siły wypadkowej możliwe było określenie siły działającej w osi korbowodu, siły działającej na gładź cylindra oraz siły stycznej i promieniowej. Obliczenia sił masowych wykazały, że w układzie korbowym silnika czterocylindrowego ich wartości są większe niż w układzie sześciocylindrowym o około 23% – dla sił bezwładności w ruchu posuwisto-zwrotnym, oraz o około 42% – dla sił odśrodkowych.

Słowa kluczowe: transport, silnik spalinowy, dynamika, układ korbowy

1. Wprowadzenie

W silnikach trakcyjnych prędkości obrotowe wałów korbowych dochodzą z reguły do kilku, a nawet kilkunastu tysięcy obrotów na minutę [5]. Przy takich prędkościach obrotowych

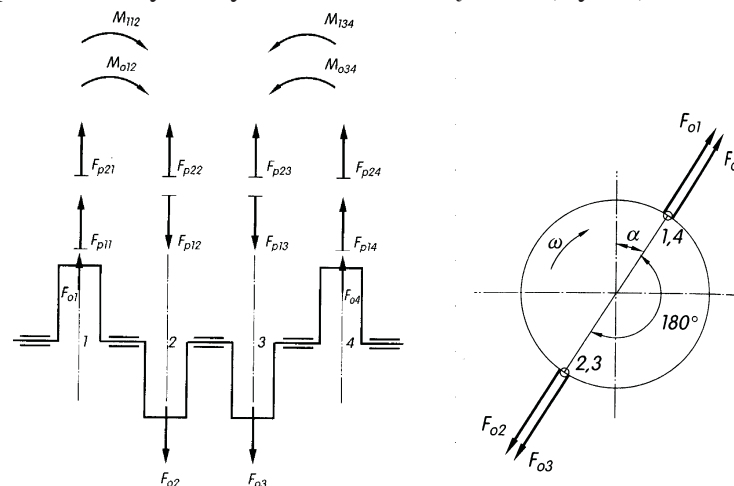
i postępowych pojawiają się duże przyspieszenia, powodując powstawanie dużych sił bezwładności [3]. Powstające wtedy w niewyrównoważonych układach drgania, zostają przeniesione na blok silnika, powodując szybsze zużywanie się jego elementów oraz zmniejszając komfort jazdy. Efektem pracy jest ocena zastąpienia silnika czterocyndrowego silnikiem sześciocyndrowym, jako źródło napędu samochodu klasy średniej. Wyeliminowanie drgań przenoszonych na kadłub silnika, a następnie na konstrukcję nośną samochodu, oraz zmniejszenie obciążeń samej konstrukcji układu korbowo – tłokowego może znacznie poprawić komfort jazdy, trwałość silnika i bezpieczeństwo. Do obliczeń układu sześciocyndrowego przyjęto układ korbowo-tłokowy silnika samochodu BMW 520i (24 V), o pojemności 2 dm³ i mocy maksymalnej 150 KM oraz, jako układ czterocyndrowy, został przyjęty układ korbowo-tłokowy silnika samochodu OPEL CALIBRA, o pojemności 2 dm³ (16 V) i mocy maksymalnej 136 KM. Aby wykazać różnicę wypadkowych sił obciążających układ korbowy (wynikającą z konstrukcji), obliczenia dla obydwu układów zostały przeprowadzone przy takiej samej prędkości obrotowej silnika $n = 5900 \text{ min}^{-1}$.

2. Wyrównoważenie układów

W trakcie pracy silnika, siły bezwładności pochodzące od ruchu postępowego i siły bezwładności od ruchu obrotowego, sumują się. Efektem tego jest powstawanie siły wynikowej oraz momentu sił. Niewyrównoważenie tych sił generuje drgania układu, które przenoszą się na konstrukcję pojazdu, i są odczuwalne, nawet przez kierowcę samochodu. Aby drgania zminimalizować, dąży się do wyrównoważenia sił i momentów powstających w układzie [1]. Wyrównoważenie układu otrzymuje się poprzez dobór odpowiednich przeciwcieżarów na wykorbieniach wału. W przypadku silników wielocyndrowych istnieje również możliwość samowyrównoważenia układu przy zastosowaniu odpowiedniej ilości cylindrów. Ilość cylindrów i kąt przestawienia wykorbień ma tu znaczenie, ponieważ w większości układów o różnej liczbie cylindrów całkowite wyrównoważenie sił bezwładności I, bądź II rzędu nie jest możliwe. Powstają więc wtedy układy z siłami bezwładności niewyrównoważonymi, które z kolei powodują powstawanie momentów sił. Istnieje też metoda konstrukcyjna wyrównoważania układu. Nosi ona nazwę *metody Taylora Lancastera* i polega na zastosowaniu wałków o odpowiednio dobranych średnicach i przeciwcieżarach, tak aby mogły się obracać z prędkościami umożliwiającymi wyrównoważenie sił I i II rzędu [2].

Wyrównoważenie silnika czterocyndrowego

Wał korbowy silnika czterocyndrowego jest symetrycznym zestawieniem dwóch wałów dwucylindrowych z przestawionymi wykorbieniami o kąt 180° (Rys. 1).



Rys. 1. Wyrównoważenie silnika czterocyndrowego z wykorbieniami przestawionymi o kąt 180° [6]
Fig. 1. Rule of balance in four cylinder's engine with cranks 180 degrees removed [6]

Ponieważ jest to symetryczne zestawienie wałów dwucylindrowych, sumy sił bezwładności I i II rzędu podwajają się, natomiast momenty pochodzące od tych sił, działające w dwóch częściach wału mają przeciwne zwroty i suma ich wynosi zero (1);

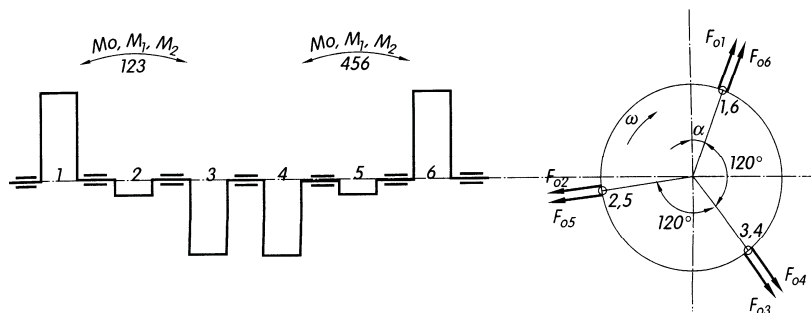
$$\begin{aligned} \sum F_{p1} &= 0, \\ \sum F_{p1} &= 4m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot 2\alpha, \\ \sum F_o &= 0, \\ \sum M_1 &= M_{112} + M_{134} = 0, \\ \sum M_2 &= 0, \\ \sum M_o &= M_{012} + M_{034} = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Momenty równoważą się, zatem nie przenoszą się na kadłub silnika. Pozostają jednak w obrębie tego kadłuba i to powoduje zginanie wału korbowego. Istnieje możliwość odciążenia wału i jego ułożyskowania w kadłubie stosując przeciwcieżary. W praktyce wyrównoważa się około 80% wartości momentu od sił odśrodkowych [6].

Wyrównoważenie silnika sześciocylindrowego

Silnik sześciocylindrowy jest symetrycznym zestawieniem dwóch wałów silnika trzycylindrowego. Aby uzyskać jednostajne odstępstwo zapłonów, wykorbienia muszą być przestawione o kąt 120° . Zapłony wtedy występują również co 120° . Rys. 2 przedstawia schemat wału korbowego silnika czterosuwowego sześciocylindrowego. Ponieważ w silniku trzycylindrowym sumy sił bezwładności wynosiły zero, zatem w silniku sześciocylindrowym również pozostają wyrównoważone. Symetryczne zestawienie dwóch wałów trzycylindrowych powoduje, że momenty powstające od sił bezwładności, jak i od sił odśrodkowych, działające w dwóch częściach wału, mają przeciwne zwroty, a zatem wzajemnie się równoważą. Zatem silnik sześciocylindrowy jest układem, w którym wszystkie siły i momenty powstające od tych sił są całkowicie wyrównoważone. Stan wyrównoważenia silnika sześciocylindrowego czterosuwowego można zapisać w postaci (2):

$$\begin{aligned} \sum F_o &= 0, \\ \sum F_{p1} &= 0, \\ \sum F_{p2} &= 0, \\ \sum M_1 &= M_{1123} + M_{1456} = 0, \\ \sum M_2 &= M_{2123} + M_{2456} = 0, \\ \sum M_o &= M_{0123} + M_{0456} = 0. \end{aligned} \quad (2)$$



Rys. 2. Schemat wału korbowego silnika sześciocylindrowego [6]
Fig. 2. Scheme of crank shaft in six cylinder's engine [6]

Znoszące się momenty o przeciwnych znakach, wewnątrz układu, powodują jednak obciążenia łożysk głównych, kadłuba oraz wału. Stosuje się więc dodatkowo przeciwciężary, aby odciążyć te elementy, a co za tym idzie, zwiększyć trwałość silnika [6].

3. Obliczenia układu korbowego silnika sześciocylindrowego

Pierwszym etapem określenia obciążeń dynamicznych w układzie korbowo-tłokowym jest redukcja mas w układzie, na masy wykonujące ruch posuwisto-zwrotny oraz na masy wykonujące ruch obrotowy. Parametry techniczne przyjętego silnika sześciocylindrowego E34 520i są następujące: pojemność skokowa $V_{SS} = 1,991 \text{ dm}^3$, pojemność skokowa jednego cylindra $V_s = 0,332 \text{ dm}^3$, średnica cylindrów $D = 80 \text{ mm}$, skok tłoka $S = 66 \text{ mm}$, długość korbowodu $l = 135 \text{ mm}$, promień wykorbienia $r = 33 \text{ mm}$, moc $N_e = 110 \text{ KW} = 150 \text{ KM}$, obroty mocy maksymalnej $n = 5900 \text{ min}^{-1}$, moment obrotowy $M_o = 190 \text{ Nm}$, obroty maksymalnego momentu $n = 4200 \text{ min}^{-1}$. Na Rys. 3 przedstawiono układ korbowo-tłokowy silnika E34 520i. Wyznaczenie mas poszczególnych elementów układu korbowo tłokowego zostało przeprowadzone metodą ważenia. Podział mas na masy skupione w osi sworznia tłokowego i osi wykorbienia dla przyjętego silnika sześciocylindrowego zostało dokonane po uprzednim podzieleniu układu korbowo tłokowego na poszczególne elementy.



Rys. 3. Układ korbowo-tłokowy i jego elementy silnika sześciocylindrowego BMW E34 520i
Fig. 3. Crank – shaft – piston arrangement and its parts of six cylinder's engine BMW E34 520i

Masy zredukowane na oś sworznia tłokowego m_{tl} są sumą masy tłoka, pierścieni tłokowych, sworznia oraz jego zabezpieczeń. Dla silnika E34 masa ta wynosi (3):

$$m_{tl} = 0,496 \text{ kg} = 496 \text{ g}. \quad (3)$$

Określenie rozkładu mas korbowodu na masę wykonującą ruch postępowy i masę wykonującą ruch obrotowy zostało przeprowadzone metodą ważenia. Początkowo zważono cały korbowód, potem stopa korbowodu została podparta, a następnie została zważona główka korbowodu. W ten sposób zostały określone masy przypadające na część korbowodu wykonującą ruch postępowy i ruch obrotowy. Wyniki pomiarów wynoszą: odległość między osią sworznia tłokowego, a osią czopa korbowego $l = 135 \text{ mm}$, masa całego korbowodu $m_k = 0,632 \text{ kg}$, masa przypadająca na oś sworznia tłokowego $m_{kp} = 0,175 \text{ kg}$.

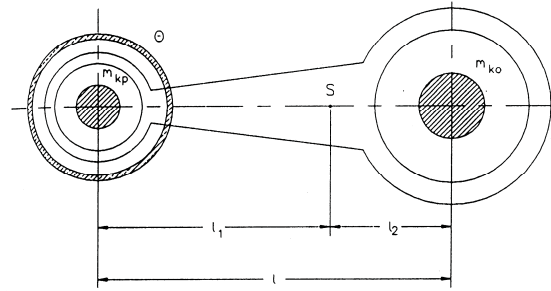
Masa korbowodu przypadająca na oś czopa korbowego wynika z zależności (4):

$$\sum P_{iy} = 0 \quad (4)$$

i jest równa (5):

$$\begin{aligned} m_k &= m_{kp} + m_{ko}, \\ m_{ko} &= m_k - m_{kp} = 0,632 - 0,175 = 0,457 \text{ kg}. \end{aligned} \quad (5)$$

Położenie środka ciężkości korbowodu ilustruje Rys. 4:



Rys. 4. Położenie środka ciężkości korbowodu [4]
Fig. 4. Position of center of gravity in crank [4]

Środek ciężkości korbowodu został obliczony z sumy momentów względem osi stopy (6), gdzie zostają skupione masy wykonujące ruch obrotowy:

$$\sum M_2 = 0. \quad (6)$$

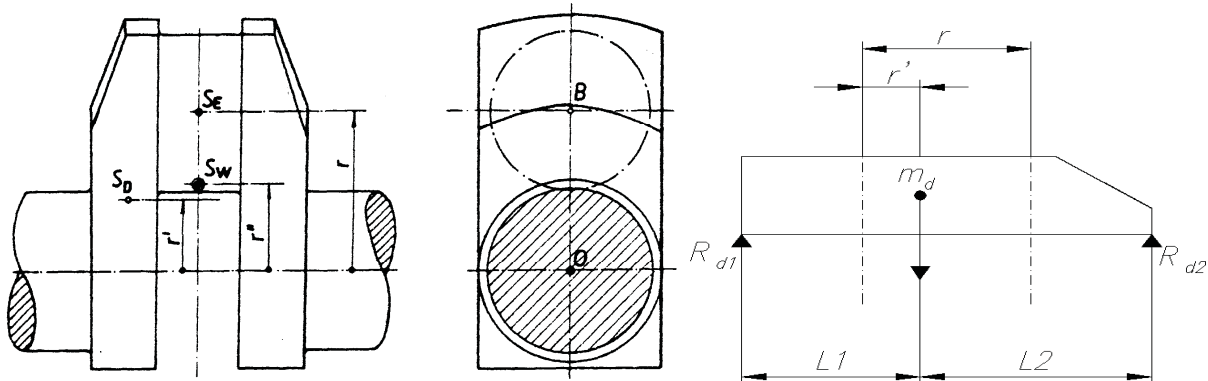
Odległość środka ciężkości od osi stopy korbowodu wynosi (7):

$$-m_k \cdot l_2 + m_{kp} \cdot l = 0,$$

(7)

$$l_2 = \frac{m_{kp} \cdot l}{m_k} = \frac{0,175 \cdot 135}{0,632} = 37,4 \text{ mm}.$$

Środek ciężkości korbowodu znajduje się w odległości $l_2 = 37,4 \text{ mm}$ od osi czopa korbowego, masa $m_{kp} = 0,28 m_k$, natomiast masa $m_{ko} = 0,72 m_k$. Masa wykorbienia przypadająca na oś czopa korbowego została wyznaczona poprzez określenie położenia środka ciężkości całego wykorbienia na promieniu od osi wału (Rys. 8). Aby określić środek ciężkości całego wykorbienia należy znaleźć położenie środków ciężkości poszczególnych elementów wykorbienia w odległości od osi wału (Rys. 5).



Rys. 5. Schemat redukcji mas wykorbienia i położenie środka ciężkości ramienia wykorbienia [2]
Fig. 5. Scheme of mass reduction in crank shaft and position of center of gravity [2]

Do wyznaczenia wszystkich środków ciężkości, całe wykorbienie zostało podzielone na poszczególne elementy, czyli na dwa ramiona i czop korbowy. Masy poszczególnych elementów wykorbienia są równe: masa jednego ramienia wykorbienia $m_d = 0,615 \text{ kg}$, masa czopa korbowego $m_e = 0,185 \text{ kg}$, masa całego wykorbienia $m_w = 2 \cdot 0,615 + 0,185 = 1,415 \text{ kg}$, promień od osi wału do osi czopa korbowego $r = 35 \text{ mm}$, całkowita długość ramienia wykorbienia $l_w = 85 \text{ mm}$, masa przypadająca na jedną podporę ramienia wykorbienia $R_{d1} = 0,345 \text{ kg}$, masa przypadająca na drugą podporę $R_{d2} = 0,27 \text{ kg}$. Środek ciężkości ramienia wykorbienia został wyznaczony w sposób analogiczny do wyznaczenia środka ciężkości korbowodu. Podparty został jeden koniec ramienia, drugi koniec zawieszono na wadze, i została określona masa przypadająca na pierwszą i drugą podporę. Następnie z równania statyki (8):

$$\sum M_1 = 0, \quad (8)$$

obliczono długość l_1 (9):

$$m_d \cdot l_1 - R_{d2} \cdot l = 0, \quad (9)$$

$$l_1 = \frac{R_{d2} \cdot l}{m_d} = \frac{0,27 \cdot 85}{0,615} = 37,3 \text{ mm}.$$

Po określeniu środka ciężkości ramienia wykorbienia, jego odległość od osi wału wynosi $r' = 12 \text{ mm}$. Zredukowana masa całego wykorbienia została wyznaczona na podstawie wzoru odnoszącego się do prędkości obrotowej wału [4] (10):

$$m_e \cdot r \cdot \omega^2 + 2 \cdot m_d \cdot r' \cdot \omega^2 = (m_e + 2 \cdot m_d) \cdot r' \cdot \omega^2 = m_w \cdot r \cdot \omega^2. \quad (10)$$

Stąd zredukowana masa wykorbienia na oś czopa korbowego wynosi (11):

$$m_w = (m_e + 2 \cdot m_d) \cdot \frac{r'}{r}, \quad (11)$$

$$m_w = (0,185 + 2 \cdot 0,615) \cdot \frac{12}{35} = 1,415 \cdot \frac{12}{35} = 0,49 \text{ kg}.$$

Zatem całkowita masa wykonująca ruch posuwisto-zwrotny zredukowana na oś sworznia tłokowego jest równa (12):

$$m_p = m_{tl} + m_{kp} = 0,496 + 0,175 = 0,671 \text{ kg}. \quad (12)$$

Całkowita masa wykonująca ruch obrotowy zredukowana na oś czopa korbowego wynosi (13):

$$m_o = m_w + m_{ko} = 0,49 + 0,457 = 0,947 \text{ kg}. \quad (13)$$

4. Obliczenia układu korbowego silnika czterocylindrowego

Obliczenia przyjętego silnika czterocylindrowego przeprowadzono podobnie do obliczeń silnika sześciocylindrowego. W takiej samej kolejności i w taki sam sposób wykonano redukcję mas w układzie korbowym, obliczenia kinematyki układu, oraz sił gazowych i bezwładności działających na układ. Parametry techniczne przyjętego silnika czterocylindrowego: pojemność skokowa $V_{SS} = 1,998 \text{ dm}^3$, pojemność skokowa jednego cylindra $V_s = 0,4995 \text{ dm}^3$, średnica cylindrów $D = 86 \text{ mm}$, skok tłoka $S = 86 \text{ mm}$, długość korbowodu $l = 143 \text{ mm}$, promień wykorbienia $r = 43 \text{ mm}$, moc $Ne = 100 \text{ KW} = 136 \text{ KM}$, obroty mocy maksymalnej $n = 5600 \text{ min}^{-1}$, moment obrotowy $M_o = 185 \text{ Nm}$, obroty maksymalnego momentu $n = 4000 \text{ min}^{-1}$. Na Rys. 6 przedstawiono układ korbowo-tłokowy silnika czterocylindrowego.



Rys. 6. Układ korbowo-tłokowy i jego elementy czterocylindrowego silnika OPEL CALIBRA 2.0 16V
Fig. 6. Crank – shaft – piston arrangement and its parts of four cylinder's engine OPEL CALIBRA 2.0 16V

Wyznaczenie mas poszczególnych elementów układu korbowo tłokowego zostało przeprowadzone metodą ważenia. Aby dokonać podziału mas na masy skupione w osi sworznia tłokowego i w osi wykorbienia, układ korbowo-tłokowy przyjętego silnika czterocylindrowego został podzielony na poszczególne elementy. Masy zredukowane na oś sworznia tłokowego m_{tl} , czyli suma masy tłoka, pierścieni tłokowych oraz sworznia, dla przyjętego silnika czterocylindrowego wynosi (14):

$$m_{tl} = 0,456 \text{ kg} = 456 \text{ g} . \quad (14)$$

Określenie rozkładu mas korbowodu na masę wykonującą ruch postępowy i na masę wykonującą ruch obrotowy, przeprowadzono metodą ważenia. Wyniki pomiarów wynoszą: odległość między osią sworznia tłokowego, a osią czopa korbowego $l = 143 \text{ mm}$, masa całego korbowodu $m_k = 0,648 \text{ kg}$, masa przypadająca na oś sworznia tłokowego $m_{kp} = 0,140 \text{ kg}$. Masa korbowodu przypadająca na oś czopa korbowego obliczona według warunku (15):

$$\sum P_{iy} = 0 , \quad (15)$$

jest równa (16):

$$\begin{aligned} m_k &= m_{kp} + m_{ko} , \\ m_{ko} &= m_k - m_{kp} = 0,648 - 0,140 = 0,508 \text{ kg} . \end{aligned} \quad (16)$$

Położenie środka ciężkości korbowodu ilustruje Rys. 4, a jego odległości od osi czopa korbowego oraz sworznia tłokowego, wynikające z warunku (17) sumy momentów względem osi czopa korbowego:

$$\sum M_2 = 0 , \quad (17)$$

jest równa (18):

$$\begin{aligned} -m_k \cdot l_2 + m_{kp} \cdot l &= 0 , \\ l_2 &= \frac{m_{kp} \cdot l}{m_k} = \frac{0,140 \cdot 143}{0,648} = 30,9 \text{ mm} . \end{aligned} \quad (18)$$

Zatem środek ciężkości korbowodu znajduje się w odległości $l_2 = 30,9 \text{ mm}$ od osi czopa korbowego, masa $m_{kp} = 0,22 m_k$, natomiast masa $m_{ko} = 0,78 m_k$.

Wyznaczenie położenia środka ciężkości całego wykorbienia, czyli dwóch ramion z czopem korbowym zostało przeprowadzone według schematu przedstawionego na Rys. 5, po uprzednim wyznaczeniu środka ciężkości czopa oraz dwóch ramion wykorbienia. Po podzieleniu wykorbienia na poszczególne elementy, czyli na dwa ramiona i czop korbowy, masy poszczególnych elementów wykorbienia wynoszą: masa jednego ramienia wykorbienia $m_d = 0,832 \text{ kg}$, masa czopa korbowego $m_e = 0,332 \text{ kg}$, masa całego wykorbienia $m_w = 2 \cdot 0,832 + 0,332 = 1,996 \text{ kg}$, promień od osi wału do osi czopa korbowego $r = 43 \text{ mm}$, całkowita długość ramienia wykorbienia $l_w = 108 \text{ mm}$, masa przypadająca na jedną podporę ramienia wykorbienia $R_{d1} = 0,482 \text{ kg}$, masa przypadająca na drugą podporę $R_{d2} = 0,350 \text{ kg}$. Środek ciężkości ramienia wykorbienia został wyznaczony w sposób analogiczny do wyznaczenia środka ciężkości korbowodu również zgodnie ze schematem na Rys. 6. Po podparciu jednego końca ramienia, drugi koniec zawieszono na wadze i została określona masa przypadająca na pierwszą i drugą podporę. Z równania statyki (19):

$$\sum M_2 = 0 , \quad (19)$$

obliczono długość l_2 (20):

$$\begin{aligned} -m_d \cdot l_2 + R_{d1} \cdot l &= 0 , \\ l_2 &= \frac{R_{d1} \cdot l}{m_d} = \frac{0,482 \cdot 108}{0,832} = 62,6 \text{ mm} . \end{aligned} \quad (20)$$

Po określeniu środka ciężkości ramienia wykorbienia, jego odległość od osi wału wynosi $r' = 11,4 \text{ mm}$. Zredukowana masa całego wykorbienia jest równa (21):

$$m_w = (m_e + 2 \cdot m_d) \cdot \frac{r'}{r}, \quad (21)$$

$$m_w = (0,332 + 2 \cdot 0,832) \cdot \frac{11,4}{43} = 1,996 \cdot \frac{11,4}{43} = 0,529 \text{ kg}.$$

Zatem całkowita masa wykonująca ruch posuwisto-zwrotny zredukowana na oś sworznia tłokowego wynosi (22):

$$m_p = m_{tl} + m_{kp} = 0,456 + 0,140 = 0,596 \text{ kg}.$$

Całkowita masa wykonująca ruch obrotowy zredukowana na oś czopa korbowego jest zatem równa (23):

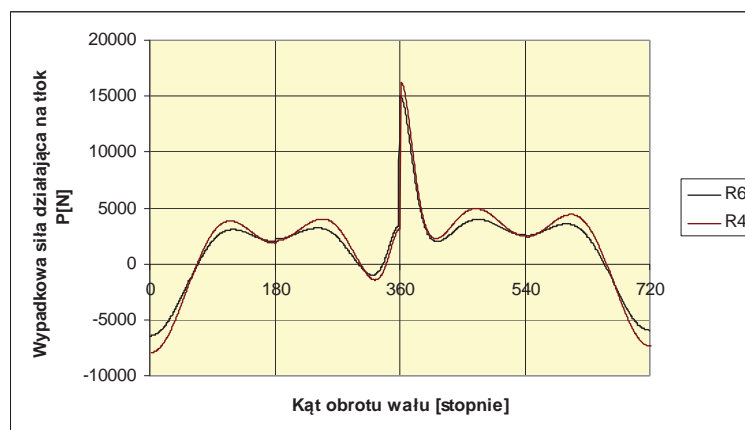
$$m_o = m_w + m_{ko} = 0,529 + 0,508 = 1,037 \text{ kg}.$$

5. Analiza sił obciążających układ korbowy

Wyniki obliczeń sił działających w układzie korbowo-tłokowym dla dwóch przyjętych silników; sześć- i czterocylindrowego, zostały przedstawione na wykresach porównawczych. Wykresy te zawierają przebiegi sił działających w układzie korbowo-tłokowym w funkcji kąta obrotu wału korbowego $\alpha = 0 \div 720^\circ$, czyli dla pełnego cyklu pracy. Oznaczenie silników na wykresach porównawczych jest następujące:

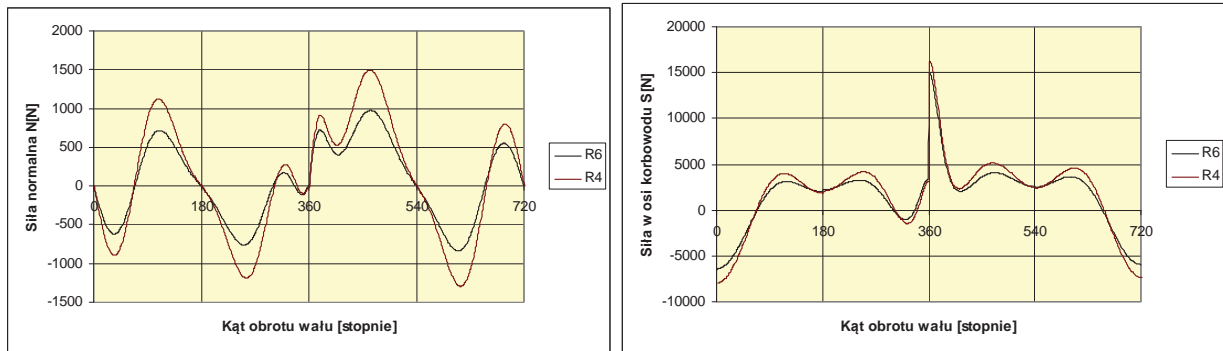
- R6 – silnik sześciocylindrowy E34, samochodu BMW 520i (24V)
- R4 – silnik czterocylindrowy, samochodu OPEL CALIBRA 2.0. (16V)

Na Rys. 7 przedstawiono wypadkową siłę P działającą w osi cylindra. Z wykresu na Rys. 7 wynika, że wypadkowa siła, działająca w osi cylindra, osiąga większe wartości dla silnika czterocylindrowego, podczas każdego z czterech suwów. Na początku suwu ssania, siła ta jest większa w porównaniu do silnika sześciocylindrowego o około 23%. Na początku suwu rozprężania siła ta jest większa o około 8%, natomiast pod koniec suwu wylotu osiąga wartości większe o około 24%.



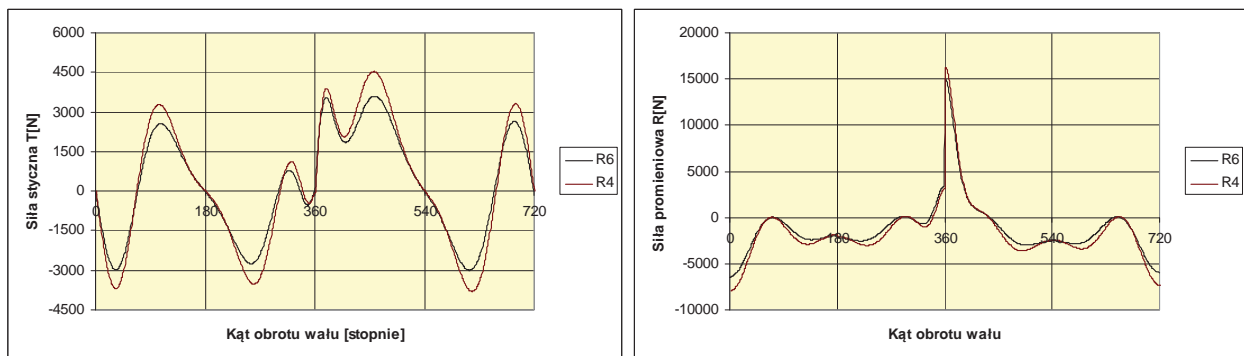
Rys. 7. Przebieg siły wypadkowej działającej na układ korbowy w funkcji kąta obrotu wału
Fig. 7. Course of P force affecting on crank – shaft – piston arrangement dependent on shaft revolution degree

Na Rys. 8 przedstawiono przebieg siły normalnej N oddziałującej na gładź cylindra. Na Rys. 8 jest widoczne, że wartość siły normalnej jest większa dla silnika czterocylindrowego, niż dla silnika sześciocylindrowego. Największe różnice występują dla kąta obrotu wału w granicach $\alpha = 113^\circ, 250^\circ, 465^\circ, 610^\circ$, i siła N jest wtedy większa o około 55%.



Rys. 8. Przebieg siły normalnej N oraz stycznej S_w funkcji kąta obrotu wału
 Fig. 8. Course of N force and S force dependent on shaft revolution degree

Na Rys. 8 przedstawiono przebiegi siły S działającej wzdłuż korbowodu. Z wykresu na Rys. 8 widać, że siła S osiąga wartości większe dla przyjętego silnika czterocyndrowego o około 23% w początkowej fazie suwu ssania. Następnie na początku suwu rozprężania siła ta jest większa o około 8% i pod koniec suwu wylotu osiąga wartości większe o około 24%. Na Rys. 9 przedstawiono również przebieg siły stycznej T działającej na czop korbowy. Wykres na Rys. 9 pokazuje, że wartość siły stycznej T dla przyjętego silnika czterocyndrowego jest większa, niż dla silnika sześciocyndrowego. Największe różnice występują dla kąta obrotu wału w granicach $\alpha = 110^\circ, 260^\circ, 460^\circ, 620^\circ$, i siła T jest większa o około 27%. Rys. 9 przedstawia również przebieg siły promieniowej R działającej na czop korbowy. Wykres przebiegu siły promieniowej dla dwóch przyjętych silników, przedstawiony na Rys. 9 pokazuje, że siła R osiąga większe wartości również w silniku czterocyndrowym niż w sześciocyndrowym. Na początku suwu ssania, siła ta jest większa w porównaniu do silnika sześciocyndrowego o około 25%. Na początku suwu rozprężania siła ta jest większa o około 8%, natomiast pod koniec suwu wylotu osiąga wartości większe o około 23%.



Rys. 9. Przebieg siły stycznej T oraz promieniowej R w funkcji kąta obrotu wału
 Fig. 9. Course of T force and R force dependent on shaft revolution degree

Powyższe wykresy przedstawiają różnice wartości sił obciążających układ korbowo-tłokowy dwóch przyjętych silników; sześciu- i czterocyndrowego. Analizując otrzymane wyniki, można stwierdzić, że dla obliczonych wartości sił gazowych przy takiej samej prędkości obrotowej silnika, wartości wszystkich sił obciążających układ korbowo-tłokowy są większe w silniku czterocyndrowym. Maksymalne różnice między tymi siłami w obydwu układach wynoszą w pewnych momentach suwów pracy do 24% dla siły P , do 55% dla siły N , do 24% dla siły S , do 27% dla siły T i do 25% dla siły R . Na wykresach widać również, że są takie punkty podczas pełnego cyklu pracy, gdzie w układzie sześciocyndrowym i czterocyndrowym wartości tych sił są porównywalne lub nieznacznie mniejsze dla układu czterocyndrowego. Są to jednak tylko

punkty wahające się w granicach do 3-4° kąta obrotu wału korbowego, po przekroczeniu których siły w układzie czterocyndrowym znów osiągają większe wartości niż w układzie sześciocyndrowym.

6. Wnioski

- Obliczenia sił masowych wykazały, że w układzie korbowym przyjętego silnika czterocyndrowego ich wartości są większe niż w układzie sześciocyndrowym o około 23% – dla sił bezwładności w ruchu posuwisto-zwrotnym, oraz o około 42% – dla sił odśrodkowych. Różnice w wartościach tych sił dla obydwu układów wynikają z różnicy w konstrukcji układów korbowo-tłokowych.
- Obliczenia sił obciążających układ korbowy wykazały, że w silniku sześciocyndrowym osiągają one mniejsze wartości niż w silniku czterocyndrowym od około 24% do 55%. Siły te obciążając układ korbowy, powodują jego zużywanie, czyli wpływ ich jest niekorzystny. Wyjątek tu stanowi siła styczna T , która działając na ramieniu wykorbienia, powoduje powstawanie momentu obrotowego silnika. Największa różnica występuje dla siły normalnej N , działającej na gładź cylindra.

Literatura

- [1] Iskra, A., *Dynamika mechanizmów tłokowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995.
- [2] Kolanek, Cz., Teisseyre, A., Walkowiak, W., *Mechanika układów korbowych maszyn tłokowych*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1977.
- [3] Kozaczewski, W., *Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa 2004.
- [4] Niewiarowski, K., *Tłokowe silniki spalinowe*, WKŁ, Warszawa 1983.
- [5] Wajand, J. A., Wajand, J. T., *Tłokowe silniki spalinowe, średnio- i szybkoobrotowe*, WNT, Warszawa 2005.
- [6] Zając, P., Kołodziejczyk, L. M., *Silniki spalinowe*, WSIP, Warszawa 2001.