

Crank and rocker piston assembly

The paper presents a qualitative analysis of a crank-and-rocker piston mechanism. In comparison to a conventional piston assembly the mechanism is composed of more elements necessary to convert the reciprocating motion of the pistons to rotary motion of the crankshaft. A greater complexity of the system is balanced by a greater number of advantages particularly visible in the module, composed of four cylinders coupled by the rocker with a single crank journal. A greater number of elements allow an obtainment of better functional flexibility of the mechanism, particularly in terms of the piston movement. This feature can be used to control the course of the engine torque, the heat losses to the cooling system, the reduction of the piston pressure on the cylinder liners (friction and mechanical losses) as well as variation of the compression ratio easily performed during engine operation. The natural characteristics of the four-cylinder module have been highlighted through an internal balancing of the mass forces.

The analysis does not contain the elements of design. The design parameters in the analysis are random. They were selected to highlight the properties of the design and show negative and positive features. The relations and remarks included in the paper may turn out useful when designing the mechanism.

Key words: *piston assembly, piston displacement and piston velocity, mechanical forces in the crank-piston assembly, indicated work, compression ratio*

Wahaczowy mechanizm korbowo-tłokowy

W artykule przedstawiono jakościową analizę wahaczowego mechanizmu korbowego. W porównaniu do konwencjonalnego układu korbowego mechanizm zbudowany jest z większej liczby elementów, niezbędnych do zamiany ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego. Większy stopień złożoności konstrukcji równoważony jest istotnymi zaletami, szczególnie widocznymi w module konstrukcyjnym, składającym się z czterech cylindrów sprzęgniętych poprzez wahacz z jednym czopem korbowym wału korbowego. Ponadto większa liczba elementów pozwala osiągnąć znaczną elastyczność funkcjonalną mechanizmu, szczególnie w zakresie kształtowania ruchu tłoka. Cecha ta może być potencjalnie wykorzystana do kształtowania przebiegu momentu obrotowego silnika i strat ciepła do układu chłodzenia, do zmniejszenia siły nacisku tłoka na gładź (opory ruchu i straty mechaniczne), jak również zmiany stopnia sprężania silnika, dokonywanej w łatwy sposób podczas pracy silnika. Podkreślono naturalną cechę modułu czterocylindrowego, jaką jest wewnętrzne wyrównoważenie występujących w nim sił masowych.

Analiza nie zawiera elementów projektowania. Pojawiające się w niej wartości parametrów konstrukcyjnych mają charakter przypadkowy. Dobierano je w celu uwypuklenia właściwości konstrukcji, pokazania cech negatywnych i pozytywnych. Natomiast przytoczone w artykule związki i uwagi mogą być wykorzystane podczas projektowania mechanizmu.

Słowa kluczowe: *mechanizm korbowo-tłokowy, przemieszczenie i prędkość tłoka, siły w mechanizmie korbowym, praca indykowana, stopień sprężania*

1. The design of the crank and rocker piston assembly

The theory of operation of the crank and rocker piston assembly is based on forcing the rotary movement of the crank through reciprocating motion of the pistons in piston machines (internal combustion engines and piston compressors). The discussed design is a subject of a patent claim [1]. The description in the patent claim has been shown in Fig. 1. In the presented analysis the author uses schematics shown in Fig. 2.

The essence of the idea is the separation of the direct connection of the crankshaft journal with the piston (as is in regular mechanisms). The base of the connecting rod (4) (Fig. 1) of the rocker mechanism is coupled with the crankshaft journal (3), fitted to the arm (2) of the crankshaft (1), as in a conventional mechanism. The upper end of the connecting rod fitted on a pivot (5) is not connected with the piston wristpin but with the arm of the rocker (10) of length R (Fig.

1. Konstrukcja wahaczowego mechanizmu korbowo-tłokowego

Zadaniem wahaczowego mechanizmu korbowego jest wymuszenie ruchu obrotowego wału korbowego przy posuwisto-zwrotnym ruchu tłoków maszyn tłokowych, a przede wszystkim silników spalinowych o spalaniu wewnętrznym i sprężarek tłokowych. Omawiana konstrukcja jest przedmiotem zgłoszenia patentowego [1]. Zamieszczony w opisie patentowym schemat konstrukcji przedstawiono na rys. 1. W prezentowanej analizie wykorzystano schemat zaprezentowany na rys. 2.

Istotą pomysłu jest rozdzielenie bezpośredniego połączenia czopa korbowego wału z tłokiem, co ma miejsce w konwencjonalnym mechanizmie korbowo-tłokowym. Stopa korbowodu (4) (rys. 1) mechanizmu wahaczowego sprzęgnięta jest z czopem korbowym (3), osadzonym na ramieniu (2) wału korbowego (1), tak jak w układzie konwencjonalnym. Natomiast osadzony na sworzniu (5) łeb kor-

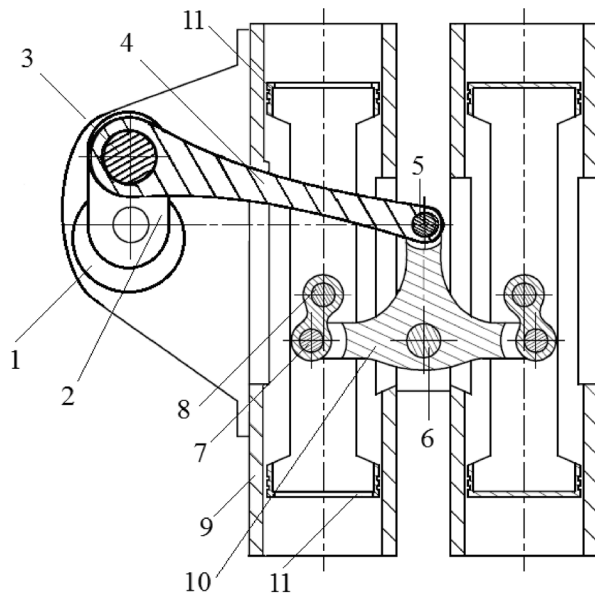


Fig. 1. Crank and rocker piston assembly (courtesy of the author of the design)

Rys. 1. Wahaczowy mechanizm korbowy (za zgodą autora patentu)

2) whose axis of rotation O does not overlap with the axis of rotation of the crankshaft. The two outstanding arms of the rocker of length R_r , acting as crank arms (fitted with pivots at the ends (7)) are coupled with a pair of pistons (11). The connector (8), which can be very short, acts as a connecting rod. At a constant length of l , the rotation of the rocker forces the reciprocating motion of the pistons. The pistons forming a pair can be connected into a single monolith as shown in Fig. 1, or remain separate as in Fig. 2. In the second case, another connecting rod is necessary (connector 8) so that the pistons can move separately. Their motion, however, is harmonized through a drive with a common journal (7).

The rocker is rigid and during a rotation by angle β all its arms rotate at the same time. When $l > R$, during the rotary motion of the crank of arm r arms R and R_l move in the rocking-reciprocating manner and this movement forces the reciprocation of the pistons. Because of the kinematic pairs that are a part of the design during these movements connector l also moves in the rocking reciprocating manner by angle γ .

The aim of this paper is to shed light on the properties of the mechanism. That is why the author decided that the qualitative analysis would be sufficient. To this end a comparative analysis has been used. A reference for the rocker piston assembly, hereinafter referred to as mechanism W is the commonly known regular piston assembly hereinafter referred to as mechanism K , constructed from a rotating crank of the crankshaft and a connecting rod joining the crankshaft journal with the piston. The author assumed that a reliable evaluation will be obtained when limiting the topic to the complexity of the design, changes in the piston kinematics, heat losses to the cooling system, indicated work, changes in the course of the torque, balancing of the reciprocating

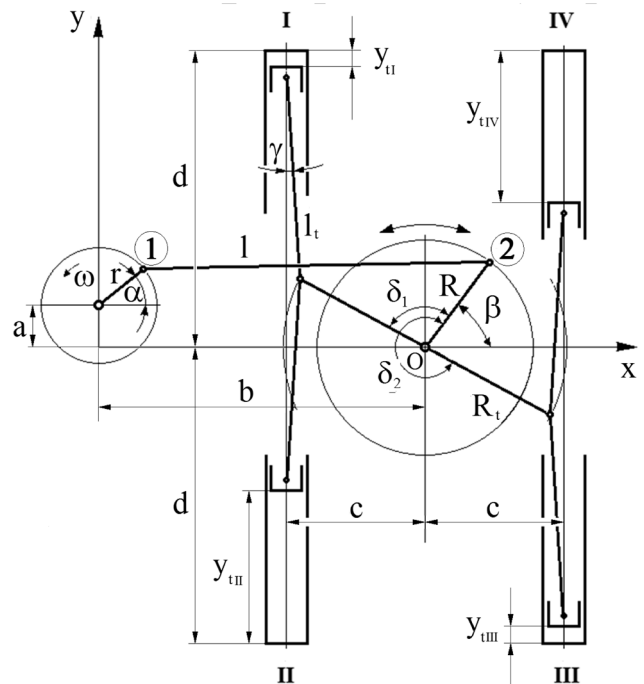


Fig. 2. Basic design parameters of the crank and rocker piston assembly

Rys. 2. Podstawowe parametry konstrukcyjne wahaczowego mechanizmu korbowego

bowodu nie jest połączony z piastą tłoka, lecz z ramieniem wahacza (10) o długości R (rys. 2), którego oś obrotu O nie pokrywa się z osią obrotu wału korbowego. Dwa pozostałe ramiona wahacza o długości R_r , spełniające funkcję ramion korbowych, na końcach których znajdują się sworznie (7), sprzęgnięte są z parą tłoków (11). Łącznik (8) (może być krótki) spełnia funkcję korbowodu. Przy niezmienniej jego długości l , obrót wahacza wymusza posuwisto-zwrotny ruch tłoków. Tłoki tworzące parę mogą być połączone i tworzyć monolit, jak na rys. 1, lub rozdzielone, jak na rys. 2. W drugim przypadku jest niezbędny drugi korbówód (łącznik 8) i dzięki temu tłoki poruszają się niezależnie. Jednak ich ruch jest sprzężony przez napęd wspólnym czopem (7).

Przy sztywnej konstrukcji wahacza podczas obrotu o kąt β obracają się jednocześnie wszystkie jego ramiona. Gdy $l > R$, podczas ruchu obrotowego korby o ramieniu r ramiona R i R_l wahacza wykonują ruch wahliwie-zwrotny, a ten z kolei wymusza ruch posuwisto-zwrotny tłoków. Ze względu na więzy kinematyczne podczas tych ruchów łącznik l także wykonuje ruch wahliwie-zwrotny o kąt γ .

Celem artykułu jest zwrócenie uwagi na właściwości mechanizmu. Dlatego uznano, że wystarczająca będzie ocena jakościowa. W związku z tym do oceny wykorzystano metodę porównawczą. Odniesieniem dla wahaczowego mechanizmu korbowego, nazywanego dalej mechanizmem W , jest powszechnie znany zwykły układ korbowy, nazywany dalej układem K , zbudowany z obracającej się korby wału korbowego i korbowodu łączącego czop korbowy z tłokiem. Uznano, że miarodajna ocena uzyskana zostanie przy ograniczeniu analizowanej tematyki do zagadnień złożoności konstrukcji, zmian w kinetyce tłoka, strat ciepła do układu chłodzenia, pracy indykowanej, zmian w przebiegu

forces, flexibility of the design, pressure of the piston onto the cylinder liner and the possibility of variation of the compression ratio during engine operation. In the evaluation the authors put emphasis on the most significant problems only. Secondary or obvious features have been omitted.

2. Piston movement

At constant values of parameters b and c the change in the value of radius R_l of mechanism W must be associated with values R , l and r (Fig. 2). A relation between these parameters results from the fact that during the rotation of the crankshaft the distance e between points 1 and 2 (Fig. 2) must be constant, irrespective of the value of angle α . This distance is the length of the connecting rod. This condition is a kinematic limitation of equality and must be fulfilled unconditionally.

Most of the issues included in the evaluation of the mechanism require an analysis of the piston movements. That is why the description of the movement of the rocker and the piston as a function of the crankshaft angle is the first step in the analysis. The equations of the piston movement can be derived using geometrical relations determined directly based on Fig. 2, i.e.:

$$\begin{aligned} x_1 &= r \cdot \cos \alpha, y_1 = a + r \cdot \sin \alpha, \\ x_2 &= b + R \cdot \cos \beta, y_2 = R \cdot \sin \beta \end{aligned} \quad (1)$$

In these relations the independent variable is crankshaft rotation angle α , and the dependent variable – angle β of the rocker swing. Quantities r , a , b and R are design parameters. Angle β can assume only such values at which, irrespective of the crankshaft position, length l of the connecting rod remains constant. This condition is fulfilled when equation [3] is fulfilled

$$l^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 \quad (2)$$

in which x and y denote the coordinates of points 1 and 2 (Fig. 2). Substituting relations (1) to equation (2) and assuming:

$$\begin{aligned} S &= R^2 + b^2 + a^2 + r^2 - l^2 \\ P &= \frac{a + r \cdot \sin \alpha}{b - r \cdot \cos \alpha}, Q = -\frac{2 \cdot r \cdot (a \cdot \sin \alpha - b \cdot \cos \alpha) + S}{2 \cdot R \cdot (b - r \cdot \cos \alpha)} \end{aligned} \quad (3)$$

then:

$$A = (P^2 + 1), B = 2 \cdot P \cdot Q, C = (Q^2 - 1) \quad (4)$$

after conversions we obtain a square equation:

$$A \cdot \sin^2 \beta + B \cdot \sin \beta + C = 0 \quad (5)$$

The solution of equation (5) are two functions (roots of the square equation) in the form $\beta_1(\alpha)$ and $\beta_2(\alpha)$, describing the angular displacement of the rocker. We need to note that arm R_l of the rocker acts as the crank arm of mechanism K and angle β takes the function of angle α . Hence, the relation between the position of the piston y and angle β is identical as

momentu obrotowego, wyrównoważenia sił posuwisto-zwrotnych, elastyczności konstrukcji, siły nacisku tłoka na gładź oraz potencjalnej możliwości zmiany stopnia sprężania podczas pracy silnika. W ocenie nacisk położono tylko na najistotniejsze problemy. Pominęto cechy drugorzędne lub oczywiste.

2. Ruch tłoka

Przy ustalonych wartościach parametrów b i c zmiana wartości promienia R_l mechanizmu W musi być skojarzona z wartościami R , l i r (rys. 2). Sprzężenie między tymi parametrami wynika z tego, że podczas obrotu wału korbowego odległość l między punktami 1 i 2 (rys. 2) musi być stała, niezależnie od wartości kąta α . Bowiem odległość ta jest długością korbowodu. Warunek ten jest ograniczeniem kinematycznym o charakterze równościowym i musi być bezwzględnie spełniony.

Większość zagadnień włączonych do oceny mechanizmu wymaga analizy ruchu tłoków. Dlatego opis ruchu wahacza i tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego jest pierwszym krokiem analizy. Równania ruchu tłoka można wyprowadzić, wykorzystując związki geometryczne ustalone wprost na podstawie rys. 2 – wzór (1).

W związkach tych zmienną niezależną jest kąt α obrotu wału korbowego, a zmienną zależną – kąt β wychylenia wahacza. Wielkości r , a , b i R są parametrami konstrukcyjnymi. Kąt β może przyjmować tylko takie wartości, przy których niezależnie od położenia wału korbowego długość l korbowodu pozostaje stała. Warunek ten jest spełniony, gdy jest spełnione równanie (2) [3], w którym x i y oznaczają współrzędne punktów 1 i 2 (rys. 2). Podstawiając zależności (1) do równania (2) i przyjmując S , P , Q zgodnie z równaniem (3), a następnie: A , B , C zgodnie z równaniem (4), po przekształceniach, otrzymuje się równanie kwadratowe (5).

Rozwiązaniem równania (5) są dwie funkcje (pierwiastki równania kwadratowego) o postaci $\beta_1(\alpha)$ oraz $\beta_2(\alpha)$, opisujące przemieszczenie katowe wahacza. Należy zauważyć, że ramię R_l wahacza pełni funkcję ramienia wykorbienia układu K , a kąt β – funkcję kąta α . Zatem związek między położeniem tłoka y a kątem β jest identyczny jak w układzie K , w którym oś cylindra przesunięta jest względem osi wału o odległość c (jego opis znaleźć można w [3]). Kąt β w mechanizmie W stanowi bodziec kinematyczny, wymuszający ruch tłoków. Kształt funkcji $\beta_1(\alpha)$ i $\beta_2(\alpha)$ dla przykładowych wartości parametrów konstrukcyjnych pokazano na rys. 3. Należy zwrócić uwagę na niesymetrię kształtu względem punktów ekstremalnych.

W układzie K funkcja $y(\alpha)$ opisująca ruch tłoka jest zawsze symetryczna. Droga katowa α_s sprężania równa jest drodze katowej α_r rozprężania. Bardzo korzystna dla mechanizmu W jest możliwość uzyskania niesymetrii tej funkcji. Zmieniając wartości parametrów konstrukcyjnych (zmiennie decyzyjne), można kształtować charakterystyczną cechę układu wahaczowego, tj. ruch tłoka niesymetryczny względem położen ekstremalnych, w którym $\alpha_s \neq \alpha_r$. Niesymetria ta widoczna jest na rys. 4, gdzie obok przemieszczenia tłoka układu K (linia przerywana) naniesiono ruch tłoka mechanizmu W . Przyjęte do obliczeń wartości parametrów

in mechanism K where the cylinder axis is displaced against the crankshaft axis by distance c (its description can be found in [3]). Angle β in mechanism W is a kinematic stimulus, forcing the movement of the pistons. The shape of function $\beta_1(\alpha)$ and $\beta_2(\alpha)$ for the example design parameters has been shown in Fig. 3. We need to note the non-symmetry of the shape against the extreme points.

In mechanism K function $y(\alpha)$ describing the movement of the piston is always symmetrical. The angular path of compression α_s is equal to the angular path of decompression α_r . Very advantageous for mechanism W is the possibility of obtaining the non-symmetry of this function. By changing the design parameters (decision variables) we can control the characteristic feature of the rocker mechanism i.e. piston movement non-symmetrical to the extreme positions where $\alpha_s \neq \alpha_r$. This non-symmetry is shown in Fig. 4 where, additionally to the displacement of piston in mechanism K (dotted line) the movement of the piston in mechanism W has been overlain. The values of the parameters assumed for the calculations (shown in Fig. 4) are admissible from the point of view of the mechanism operation, yet totally random from the point of view of the design process. The discussed non-symmetry may be used to control the course of the torque and heat losses to the cooling system as indicated in the further part of the paper.

3. The forces in mechanism W

The rocker is an element connecting all the attached pistons. From its function it results that at the same time all forces in each cylinder are applied to it. The main loads are the gas forces resulting from the pressure inside the combustion chamber and the inertia forces related to the moving masses. An additional load are the friction forces. The said forces and resulting torques form a wrench system. Their external work can be replaced with one resultant force and one resultant torque.

Particularly interesting is the four-cylinder system shown in Fig. 5. The highlighted arrows show the gas forces, and the dark ones indicate the mass forces. We should note that with symmetrical and uniform engine design the pistons of cylinders I and IV move in the same way. The other pair that moves in the same way too are pistons in cylinders II and III. Hence, the modules of accelerations of each pair of the pistons are equal. This means that with opposite senses of the accelerations the inertia forces of the reciprocating masses are compensated and the resultant inertia force exerted on the rocker is zero. The inertia forces are hence internal forces enclosed in the rocker. These forces do load the rocker but they are not manifested outside.

Figure 5 also shows that the directions of action of the inertia forces do not cross the axis of rotation of the rocker.

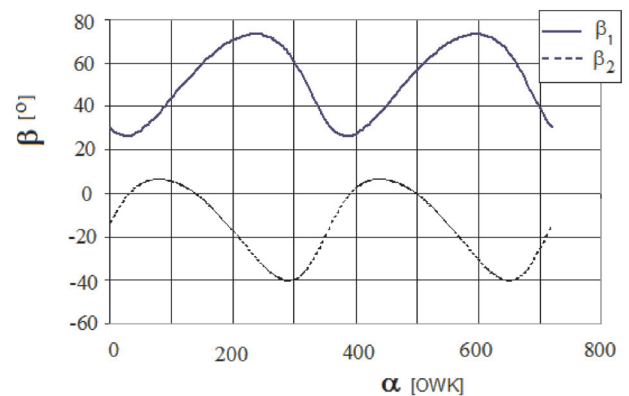


Fig. 3. Rocker rotation angle

Rys. 3. Kąt obrotu wahacza

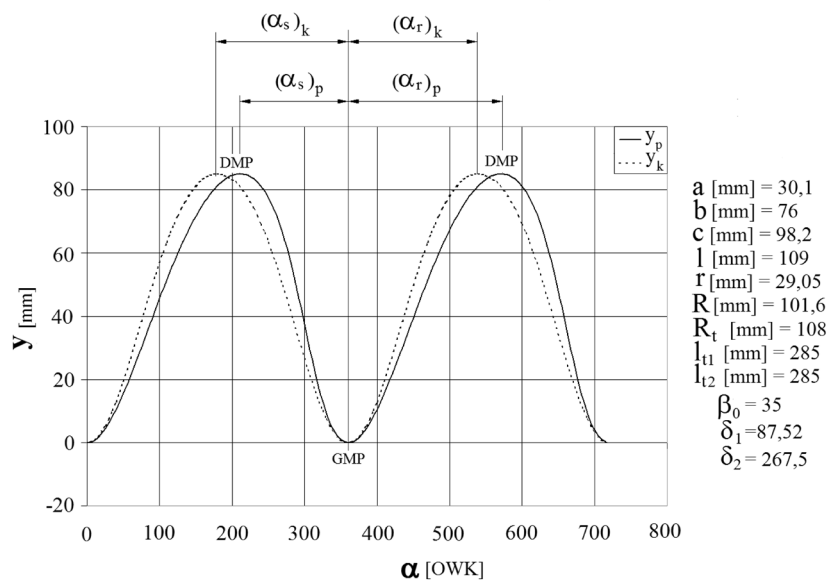


Fig. 4. Comparison of the function of piston displacement: dotted line – conventional mechanism, bold line – rocker mechanism (for given parameter values)

Rys. 4. Porównanie funkcji przemieszczenia tłoka: linia przerywana – mechanizm konwencjonalny, linia pogrubiona – mechanizm wahaczowy (dla danych wartości parametrów)

(przytoczono na rys. 4) są dopuszczalne z punktu widzenia funkcjonowania mechanizmu, ale jednocześnie zupełnie przypadkowe z punktu widzenia projektowania. Omawiana niesymetria może być wykorzystana do kształtowania przebiegu momentu obrotowego i strat ciepła do układu chłodzenia, jak to zasygnalizowano w dalszej części artykułu.

3. Siły w mechanizmie W

Wahacz jest elementem konstrukcyjnym sprzęgającym wszystkie doczepione do niego tłoki. Z funkcji tej wynika, że jednocześnie obciążają go wszystkie siły występujące w każdym cylindrze. Jako obciążenie wymienić należy przede wszystkim siły gazowe wynikające z parcia na tłoki ciśnienia panującego w komorach spalania i siły bezwładności związane z ruchomymi masami. Dodatkowym obciążeniem są siły tarcia. Wymienione siły i wynikające z nich momenty tworzą układ skrętnika. Ich działanie zewnętrzne zastąpić

This means that these forces generate an unbalanced torque that is an external load, transferred by the connecting rod outside (crankshaft journal). According to the definition the value of the resultant torque equals (in general) the sum of the vector products formed by the vectors of arm \vec{r} and inertia force \vec{P}_m coming from four cylinders

$$\vec{M}_w = \sum_{i=1}^4 \vec{r}_i \times \vec{P}_i \quad (6)$$

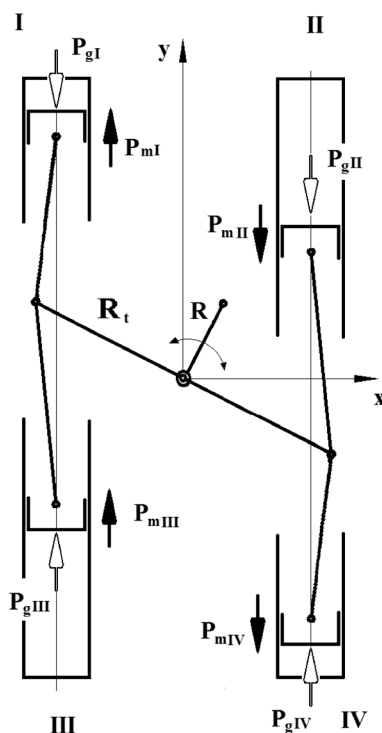


Fig. 5. Distribution of forces in mechanism W

Rys. 5. Układ sił w mechanizmie W

contrary to the mass forces the gas forces are not in the state of equilibrium. In a four-stroke engine in each of the cylinders a different stroke occurs (intake, compression, power, exhaust) and each of these cylinders has a different pressure. Hence, with the uniform design of the engine (the same piston diameters in each of the cylinders) but different pressures (Fig. 6) the modules of the gas forces in the individual cylinders are different in value. Following Fig. 5 we can see that as a result of summing up the forces mostly cancel out. Yet, the resultant force is not zero. Component T_g of this force, tangential to the trajectory of the motion of the rocker end (radius R_r , Fig. 2), in connection with force T_m generates the engine torque.

The action of two torques generated in each cylinder (triggered by forces T_g and T_m) can be replaced with a single force T_c acting on the arm of radius R_r . According to d'Alembert principle the resultant of these two torques is compensated by the torque generated by single force T_w , acting on the

można jedną siłą wypadkową i jednym wypadkowym momentem.

Na szczególną uwagę zasługuje układ czterocylindrowy, pokazany na rys. 5. Strzałkami rozjaśnionymi zaznaczono siły gazowe, a zaciemnionymi – siły masowe. Należy zauważyć, że przy symetrycznej i jednorodnej konstrukcji silnika w identyczny sposób poruszają się tłoki cylindrów I i IV. Drugą parę, która porusza się również w identyczny sposób, tworzą tłoki cylindrów II i III. W związku z tym moduły przyspieszeń tłoków każdej pary są sobie równe. To oznacza, że przy przeciwnych zwrotach przyspieszeń siły bezwładności mas posuwistych równoważą się i wypadkowa działających na wahacz sił bezwładności jest równa zero. Tym samym siły bezwładności mają charakter sił wewnętrznych, zamkniętych w konstrukcji wahacza. Wprawdzie obciążają konstrukcję wahacza, lecz nie ujawniają się na zewnątrz.

Na rysunku 5 widoczne jest również, że kierunki działania sił bezwładności nie przecinają osi obrotu wahacza. To oznacza, że siły te wytwarzają niezrównoważony moment obrotowy, który ma charakter obciążenia zewnętrznego, przenieszonego przez korbówód na otoczenie (czop wału korbowego). Zgodnie z definicją wartość wypadkowego momentu obrotowego równa jest (ujmując ogólnie) sumie iloczynów wektorowych, utworzonych przez wektory ra-

mienia \vec{r} i siły bezwładności \vec{P}_m , pochodzących z czterech cylindrów – wzór (6). Moment ten równoważy siła styczna T_m , działająca na ramieniu R_r .

Ciśnienie panujące w komorach spalania działa jednocześnie na tłoki i głowice, identycznie jak w silniku konwencjonalnym. W związku z tym siły gazowe również mają charakter sił wewnętrznych. Jak wynika ze schematu na rys. 5, siły gazowe P_g , powstające w wyniku parcia ciśnienia p czynnika roboczego na denko tłoka o powierzchni F_p , mają parami przeciwne zwroty. Jednak w odróżnieniu od sił masowych układ sił gazowych nie znajduje się w stanie równowagi. W silniku czterosuwowym w każdym z cylindrów realizowany jest inny suw pracy (odpowiednio: ssanie, sprężanie, praca, wydech) i w każdym z nich panuje inne ciśnienie. W związku z tym przy jednorodnej konstrukcji silnika (takie same średnice tłoków wszystkich cylindrach), lecz różnych ciśnieniach (rys. 6) moduły sił gazowych w poszczególnych cylindrach różnią się wartościami. Na podstawie rys. 5 można zauważyć, że w wyniku sumowania siły te w znacznej mierze znoszą się. Jednak wypadkowa nie równa się zero. Składowa T_g tej siły, styczna do toru ruchu końców wahacza (promień R_r , rys. 2), w połączeniu z siłą T_m wywołuje moment obrotowy silnika.

Działanie wytwarzanych w każdym cylindrze dwóch momentów (wywołanych siłami T_g i T_m) zastąpić można działaniem jednej siły T_c przyłożonej do ramienia o promieniu R_r . Zgodnie z zasadą d'Alemberta wypadkowa działania tych momentów równoważona jest momentem wytworzonym przez jedną siłę T_w , przyłożoną do ramienia wahacza o promieniu R (punkt 2 na rys. 2; pojawia się przełożenie R_r/R). W związku z tym korbówód i wał korbowy obciążane są siłą wypadkową z czterech cylindrów, a nie oddzielnie

arm of the rocker of radius R (point 2 in Fig. 2; we can see a ratio R_t/R). The crankshaft and the connecting rod are loaded with the resultant force from the four cylinders, not with the separate forces and torques generated in each cylinder as is in mechanism K.

As results from Fig. 6 (a part of Fig. 2) the effective work of the cycle is done by the component of force S – force T_c , acting on the arm of radius R_t . From the triangles of the vertexes 3-6-7 and 1-2-3 it results that:

$$S_c = \frac{P}{\cos \gamma}, \quad T_c = S_c \cdot \cos(\zeta + \gamma), \quad N = S_c \cdot \sin \gamma \quad (7)$$

where $\zeta = \pi - (\beta + \delta)$. Angle δ denotes a general angular displacement of rocker arms R_t against arm R . For cylinders I and II this angle is δ_1 and for cylinders II and III – δ_2 . The value of angle γ can be determined using the length of distance u . From the triangle of the vertexes 1-2-3 it results that $u = |l_t \cdot \sin \gamma|$. Value u can also be calculated using the distance c and the triangle of the vertexes 3-4-5; then $u = |c - R_t \cdot \cos \zeta|$. By equating the squares of these relations (in order to free the absolute value) and using the known trigonometric relation [4] $\cos(\pi - \alpha) = -\cos \alpha$ we obtain

$$\sin^2(\gamma) = \frac{z^2}{l_t^2}, \quad \text{where } z = c + R_t \cdot \cos \zeta \quad (8)$$

Taking relations (7) and (8) into account and upon simplification and ordering we obtain functions describing the changes of the values of the forces depending on β , being a function of the crankshaft angle (solution of equation (5)).

$$S_c = \frac{P \cdot l_t}{\sqrt{l_t^2 - z^2}}$$

$$T_c = -P \cdot \left(\cos(\beta + \delta) + \sin(\beta + \delta) \cdot \frac{l_t \cdot z}{l_t^2 - z^2} \right) \quad (9)$$

$$N = \frac{P \cdot z}{\sqrt{l_t^2 - z^2}}$$

Force S_c acts along the connector (8) (Fig. 1) and T_c on arm R_t of the rocker. Tangential force T acting on the arm of the crankshaft is created as a result of directing force T_w in the direction of the connecting rod (a resultant of force T_c of all the cylinders) and then in the direction perpendicular to the crank arm. Figure 7 shows force T_w marked as S . To derive the equation describing function $T(\alpha)$ schematics shown in Fig. 7 was used. Force T_w acting on arm R compensates the torque of forces T_c loading arm R_t , generated by all cylinders connected to the rocker. For a uniform mechanism in the state of equilibrium the following equation must be fulfilled:

$$T_w = \frac{R_t}{R} \cdot \sum_{i=1}^4 (T_c)_i \quad (10)$$

siłami i momentami generowanymi w każdym cylindrze, jak to występuje w układzie K.

Jak wynika z rys. 6 (fragment rys. 2) pracę efektywną obiegu wykonuje siła T_c składowa siły S , działająca na ramieniu R_t . Z trójkątów o wierzchołkach 3-6-7 i 1-2-3 wynikają wzory (7),

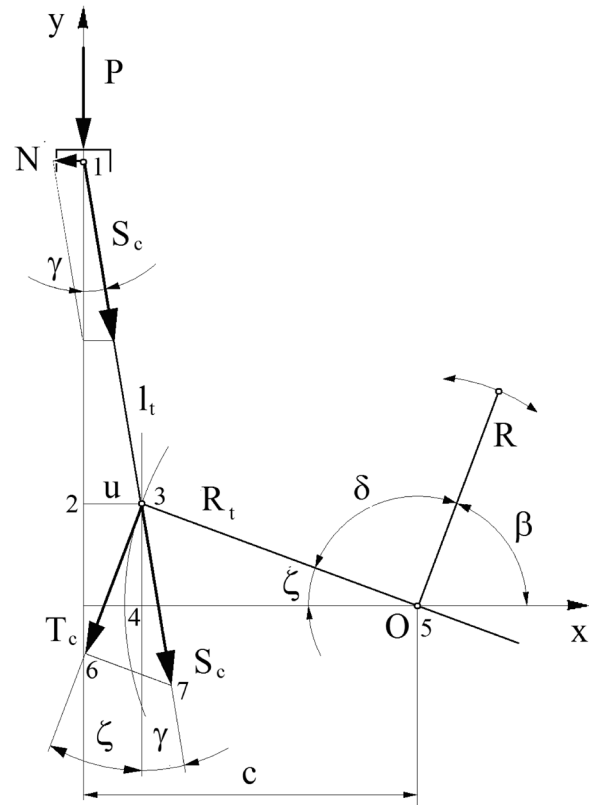


Fig. 6. Schematics for the calculation of the tangential force on the rocker arm

Rys. 6. Schemat do obliczanie siły stycznej na ramieniu wahacza

gdzie $\zeta = \pi - (\beta + \delta)$. Kąt δ oznacza ogólnie przesunięcie katowe ramion R_t wahacza względem ramienia R . Dla cylindrów I i II jest to kąt δ_1 , a dla cylindrów II i III – kąt δ_2 . Wartość kąta γ ustalić można, wykorzystując długość odcinka u . Z trójkąta o wierzchołkach 1-2-3 wynika, że $u = |l_t \cdot \sin \gamma|$.

Wartość u można także obliczyć, wykorzystując odcinek c i trójkąt o wierzchołkach 3-4-5, wtedy $u = |c - R_t \cdot \cos \zeta|$. Przyrównując kwadraty tych związków (w celu uwolnienia wartości bezwzględnej) oraz wykorzystując znaną zależność trygonometryczną [4] $\cos(\pi - \alpha) = -\cos \alpha$, można otrzymać wzór (8).

Uwzględniając związki (7) i (8) po uproszczeniach i uporządkowaniu, otrzymuje się funkcje opisujące zmiany wartości sił w zależności od kąta β , będącego funkcją kąta obrotu korby wału korbowego (rozwiązanie równania (5)) – wzór (9).

Siła S_c działa wzdłuż łącznika (8) (rys. 1), a T_c na ramieniu R_t wahacza. Siła styczna T , działająca na ramieniu wału korbowego, powstaje w wyniku rzutu na kierunek korbowodu siły T_w , wypadkowej sił T_c wszystkich cylindrów,

From the schematics in Fig. 7 the following results:

$$S = \frac{T_w}{\cos(90 - \beta + \chi)} = \frac{T_w}{\cos(\beta - \chi)}$$

Using the properties of trigonometrical functions, this expression can be written:

$$S = \frac{T_w}{\cos \beta \cdot \cos \chi + \sin \beta \cdot \sin \chi}$$

In order to define functions

$$\cos \chi \text{ and } \sin \chi \text{ we can use the coordinates of points 1 and 2: } \cos \chi = \frac{x_2 - x_1}{l}, \text{ and } \sin \chi = \frac{y_2 - y_1}{l}.$$

Upon substituting and conversions we obtain:

$$S = \frac{T_w \cdot l}{(x_2 - x_1) \cdot \cos \beta + (y_2 - y_1) \cdot \sin \beta} \quad (11)$$

$$T = \frac{S}{l} \cdot ((x_2 - x_1) \cdot \cos \alpha + (y_2 - y_1) \cdot \sin \alpha) \quad (12)$$

Force N of the piston on the cylinder liner

Since the rocker does not make a full revolution an invaluable feature of mechanism W is the possibility of such selection of the design parameters and such connection of the piston with the rocker arm as to make the angle between arm R_t and the connecting rod l_t (Fig. 6) as close to straight angle as possible and the changes in angle γ symmetrically distributed along the cylinder axis. The angular path β that the rocker arm covers between the top and bottom piston positions depends on radius R_t . Taking (8) and (9) into account, we can confirm that at a set value of r the changes of the value of angle β and angle ζ decrease as R_t grows during the rotation of the crankshaft. Hence the value of angle γ is reduced too. When the maximum value of angle γ approximates zero and $R_t \approx c$, then according to relation (8), the value $z \rightarrow 0$ and force N of the piston on the cylinder liner also approximates zero. This means that by selecting values: l_t , R_t and c respectively (Fig. 3) we can significantly (several times) reduce the force of the piston on the cylinder liner thus reducing the friction between the piston and the liner.

From the above, another advantage of mechanism W results. If, during the design process, a problem with excess engine height come up we can use parameters: l_t , c and R_t to solve it. An appropriate selection of their values is a design measure facilitating a compromise between the engine height and an excess force of the piston exerted on the cylinder liner. We can expect that for engine of high piston displacement ($S/D > 2$) the elimination of slider will be possible.

Tangential force T generating the engine torque

Force T is a derivative of forces P_c . Hence, its value depends on the crankshaft speed, the pressure inside the

a następnie na kierunku prostopadły do ramienia korby. Na rysunku 7 rzut siły T_w oznaczony jest jako S.

Do wyprowadzenia równania opisującego funkcję $T(\alpha)$ posłużono się schematem przedstawionym na rys. 7. Działająca na ramieniu R siła T_w równoważy moment obrotowy sił T_c , obciążających ramię R_t , wytworzonych przez wszystkie tłoki połączone z wahaczem. Dla jednorodnej konstrukcji w stanie równowagi musi być spełnione równanie (10).

Ze schematu na rys. 7 wynika

$$S = \frac{T_w}{\cos(90 - \beta + \chi)} = \frac{T_w}{\cos(\beta - \chi)}$$

Wykorzystując właściwości

funkcji trygonometrycznych, wyrażenie to można zapisać:

$$S = \frac{T_w}{\cos \beta \cdot \cos \chi + \sin \beta \cdot \sin \chi}$$

Do zdefiniowania funkcji $\cos \chi$ i $\sin \chi$ wykorzystać można współrzędne punktów 1 i 2:

$$\cos \chi = \frac{x_2 - x_1}{l}, \text{ a } \sin \chi = \frac{y_2 - y_1}{l}.$$

Po podstawieniu i przekształceniach otrzymuje się wzór (11) i (12).

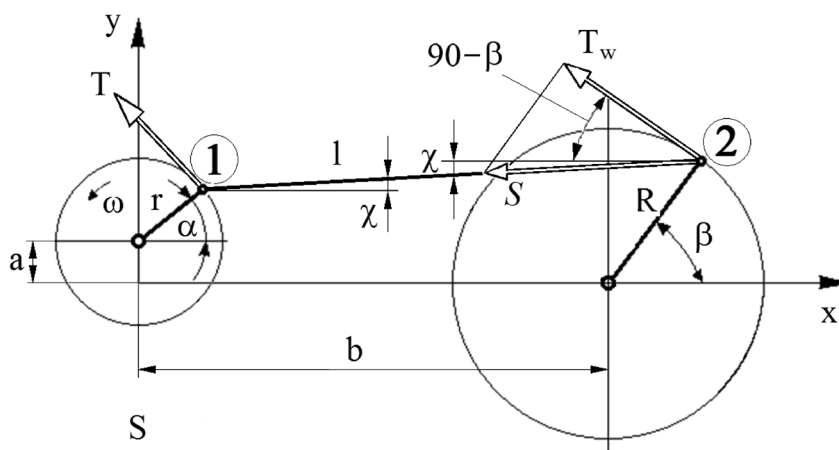


Fig. 7. Schematics for the calculation of the tangential force on the arm of the crankshaft

Rys. 7. Schemat do obliczania siły stycznej na ramieniu wału korbowego

Siła N nacisku tłoka na gładź

Ponieważ wahacz nie wykonuje pełnego obrotu, to bardzo cenną zaletą mechanizmu W jest możliwość takiego doboru parametrów konstrukcyjnych i takiego sprzęgnięcia tłoka z ramieniem wahacza, aby podczas pełnego obrotu wału korbowego kąt między ramieniem R_t a korbowodem l_t (rys. 6) był zbliżony do kąta prostego, a zmiany kąta γ rozłożone symetrycznie względem osi cylindra. Droga kątowna β , jaką pokonuje ramię wahacza między zwrotnymi położeniami tłoka, zależy od promienia R_t . Uwzględniając (8) i (9), należy stwierdzić, że przy ustalonej wartości r wraz ze wzrostem wartości R_t podczas obrotu wału korbowego zmniejszają się zmiany wartości kąta β i sprzężonego z nim kąta ζ . Dzięki temu zmniejsza się również wartość kąta γ . Gdy maksymalna wartość kąta γ dąży do zera i $R_t \approx c$, to, zgodnie z zależnością (8), wartość $z \rightarrow 0$ i siła N nacisku tłoka na gładź cylindra także dąży do zera. Oznacza to, że

combustion chamber and the crankshaft position. According to the I law of thermodynamics the course of pressure and the related course of temperature depend on the thermodynamic effect of combustion and cylinder volume (piston position). Since we can control the piston movement inside the cylinder in mechanism W we should expect the possibility of control of the tangential force and related torque and, consequently, changes in the obtained effective work in the cycle. This expectation is substantiated by a simple observation resulting directly from the graphs below.

The author assumed that applying both comparable mechanisms it would be possible to realize identical, theoretical indicator graph in which, similarly to other analyses of engine processes, the working medium is an ideal gas and the processes occur in adiabatic conditions. The charge exchange takes place at a constant pressure, equal to the ambient pressure and the compression and decompression is realized without heat exchange with the surroundings. The heat is supplied to the cycle in a mixed manner: some under isochoric conditions and some under isobaric conditions. The indicator graph assumed for these conditions in system $p(V)$ has been shown in Fig. 8. The comparative analysis requires both mechanisms to be identically loaded.

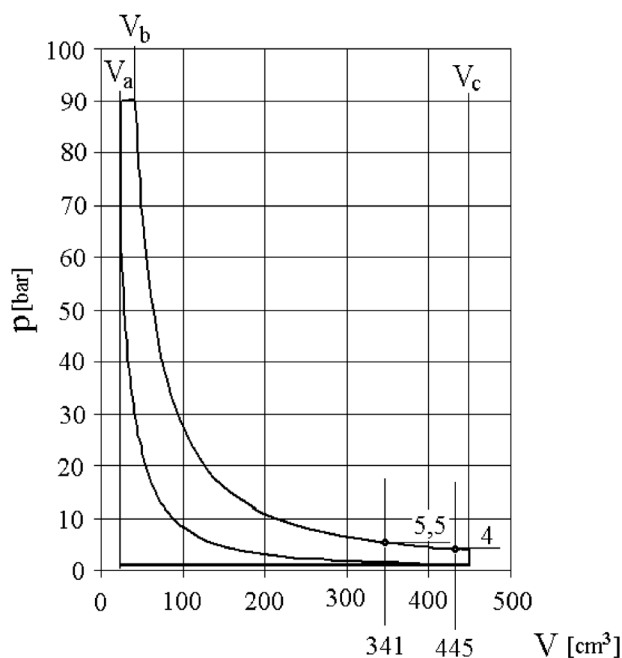


Fig. 8. Assumed indicator graph

Rys. 8. Założony wykres indykatorowy

For the evaluation of the energy related consequences of the application of the comparable mechanisms the course of pressure has to be connected with the changes of volume. This was done on the example of a hypothetical engine of the parameters $D/S = 80/85$ and total volume of 450 cm^3 . Figure 9 shows a comparison of the changes of volume of the cylinder as a function of crankshaft revolution in engine fitted with mechanisms: mechanism K – dotted line and mechanism

dobierając odpowiednio wartości: l_p , R_t oraz c (rys. 3), można znacznie (nawet wielokrotnie) zmniejszyć siłę nacisku tłoka na gładź cylindra i siłę tarcia między tłokiem a gładzią.

Z powyższego wynika następująca zaleta mechanizmu W. Jeżeli w procesie projektowania pojawią się problemy ze zbyt dużą wysokością silnika, to do ich rozwiązania wykorzystać można parametry: l_p , c i R_t . Odpowiedni dobór ich wartości jest środkiem konstrukcyjnym ułatwiającym znalezienie kompromisu między wysokością silnika i nadmierną siłą nacisku tłoka na gładź. Można oczekiwać, że dla silników o dużym skoku ($S/D > 2$) można będzie wyeliminować wodzik.

Siła styczna T wywołująca moment obrotowy silnika

Siła T jest pochodną siły P_c . Zatem jej wartość zależy od prędkości obrotowej wału, ciśnienia panującego w komorach spalania i położenia wału korbowego. Zgodnie z I zasadą termodynamiki przebieg ciśnienia i sprzężony z nim przebieg temperatury zależą od efektu termochemicznego spalania oraz objętości cylindra (położenia tłoka). W związku z możliwością kształtowania ruchu tłoka w mechanizmie W oczekiwać należy możliwości kształtowania przebiegu siły stycznej i sprzężonego z nią momentu obrotowego, a w konsekwencji także zmian uzyskiwanej pracy efektywnej obiegu. Oczekiwanie to uzasadnia proste spostrzeżenie, wynikające wprost z przytoczonych niżej wykresów.

Założono, że przy zastosowaniu obu porównywanych mechanizmów uda się zrealizować identyczny, teoretyczny wykres indykatorowy, w którym, podobnie jak w większości analiz procesów silnikowych, czynnikiem roboczym jest gaz doskonały i przemiany zachodzą w warunkach adiabatycznych. Wymiana ładunku odbywa się przy stałym ciśnieniu, równym ciśnieniu otoczenia, a sprężanie i rozprężanie realizowane jest bez wymiany ciepła z otoczeniem. Natomiast ciepło doprowadzane jest do obiegu w sposób mieszany: część w warunkach izochorycznych i część w warunkach izobarycznych. Założony dla tych warunków wykres indykatorowy w układzie $p(V)$ pokazano na rys. 8. Analiza porównawcza wymaga, aby porównywane mechanizmy były obciążane identycznie.

Do oceny skutków energetycznych zastosowania porównywanych mechanizmów przebieg ciśnienia należy skojarzyć ze zmianami objętości. Dokonano tego na przykładzie hipotetycznego silnika o wymiarach $D/S = 80/85$ i objętości całkowitej równej 450 cm^3 . Na rysunku 9 porównano zmiany objętości cylindra w funkcji kąta obrotu wału silników wyposażonych w: układ K – linia przerywana i mechanizm W – linia ciągła (przyjęte wartości parametrów konstrukcyjnych przytoczono bezpośrednio na rys. 9). Z rysunku można odczytać, że, przykładowo, przy kącie $\alpha = 250^\circ \text{ OWK}$ dla układu K objętość komory spalania wynosi około 341 cm^3 , a dla mechanizmu W – około 429 cm^3 . Z rysunku 8 odczytać można także, że przy odpowiadających powyższym objętościom położeniach wału korbowego ciśnienie w komorze spalania wynosi odpowiednio: około 5,4 i około 4 bar. Ponieważ w obu przypadkach kąt obrotu wału jest taki sam, więc w obu przypadkach identyczny będzie kierunek działania składowej stycznej siły

W – continuous line (the adopted values of the design parameters have been shown directly in Fig. 9). From the figure we can read that, for example at angle $\alpha = 250^\circ$ C.A. for mechanism K the volume of the combustion chamber is approximately 341 cm^3 and for mechanism W – approximately 429 cm^3 . From figure 8 we can also read that at crankshaft positions corresponding to greater volumes the pressure in the combustion chamber amounts to: approximately 5,4 and 4 bar respectively. Since, in both cases the crankshaft angle is the same, the direction of action of the component of the tangential force of the gases acting on the piston will also be the same in both cases (tangential to the trajectory of the crank journal). The values of the said forces are different by approximately 25 %.

This brief estimation sufficiently proves the theorem on the possibility of controlling the course of the torque as a function of the crankshaft angle in mechanism W.

Can we then expect that in comparison to mechanism K upon applying mechanism W we could obtain a greater value of effective work in the cycle? Due to the non-linearity and level of complexity of relations (7) – (12) the theoretical analysis of the properties of the tangential force (consisting in using known mathematical means) is more difficult as compared to the above-presented analysis of the force of the piston exerted on the cylinder liner. That is why the author continued the analysis of the above example. For the assumed indicator graph (Fig. 8) the forces described with equations (10), (11) and (12) were calculated. The courses of tangential force (T_{wp}) (acting on arm R, Fig. 6) and the resultant of forces T_c of the four cylinder system have been shown in Fig. 10. For comparison the courses of the resultant tangential force of the four cylinder engine with mechanism K (T_{wk}) (acting on the crank arm) have been overlain as well. The complement to the figure is force S (equation (11)) acting along the connecting rod (Fig. 7).

From the comparison of the courses it results that with the same force of the gases acting on the piston (identical indicator graph and identical engine size) in mechanism W we should expect significant values of the tangential force acting on arm R, greater than in mechanism K. It is advantageous, though this force does not change the sign. For this reason we should expect an increase in the strength of the element forming arm R, which results from the action of only a single-sided load.

The phase shift of the position of the maximum of the tangential force against TDC of the engine fitted with mechanism K, as visible in Fig. 10 depends on the method

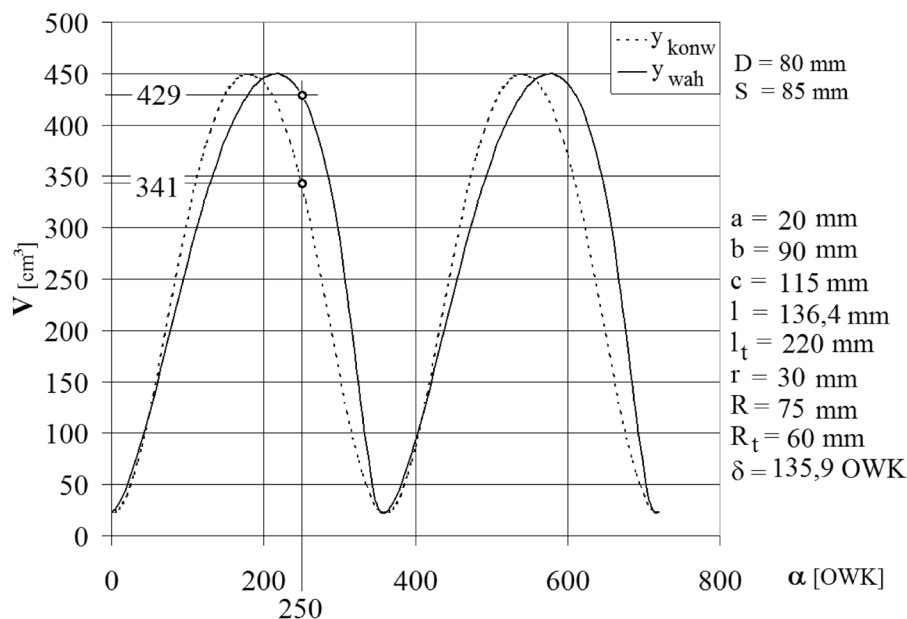


Fig. 9. Change in the cylinder volume (explained in the text)

Rys. 9. Zmiana objętości cylindra (objaśnienia w tekście)

parcia ciśnienia gazów na tłok (styczna do toru ruchu czopa korbowego). Natomiast wartości siły parcia różnią się o około 25 %. To pobieżne oszacowanie jest dostatecznym dowodem prawdziwości tezy o możliwości kształtowania przebiegu momentu obrotowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego w mechanizmie W.

W związku z powyższym, czy można oczekiwać, że w porównaniu do układu K po zastosowaniu mechanizmu W uzyskać można większą wartość pracy efektywnej obiegu? Ze względu na nieliniowość i stopień uwikłania związków (7) – (12) teoretyczna analiza właściwości siły stycznej (polegająca na wykorzystaniu znanych środków matematycznych) jest bardziej utrudniona w porównaniu do przedstawionej wyżej analizy siły nacisku tłoka na gładź. Dlatego kontynuowano analizę rozpoczętego wyżej przykładu. Dla przyjętego wykresu indykatorowego (rys. 8) obliczono siły opisane równaniami (10), (11) i (12). Przebiegi siły stycznej (T_{wp}) (działa na ramieniu R, rys. 6) i wypadkowej sił T_c układu czterocylindrowego pokazano na rys. 10. Dla porównania na rysunku tym naniesiono również przebieg wypadkowej siły stycznej (T_{wk}) (działa na ramieniu korby) czterocylindrowego silnika z układem K. Uzupełnieniem rysunku jest działająca wzdłuż korbowa (rys. 7) siła S (równanie (11)).

Z porównania przebiegów wynika, że przy tej samej siły parcia na tłok ciśnienia gazów (identyczny wykres indykatorowy i identyczne wymiary silnika) w mechanizmie W oczekiwać należy znacznych wartości siły stycznej działającej na ramię R, większych niż w układzie K. Natomiast korzystne jest, że siła ta nie zmienia znaku. Z tego powodu oczekiwać należy zwiększenia wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji tworzącej ramię R, wynikającego z działania tylko jednostronnego obciążania.

Widoczne na rys. 10 przesunięcia fazowe względem GMP silnika z układem K położenia maksimum siły stycznej

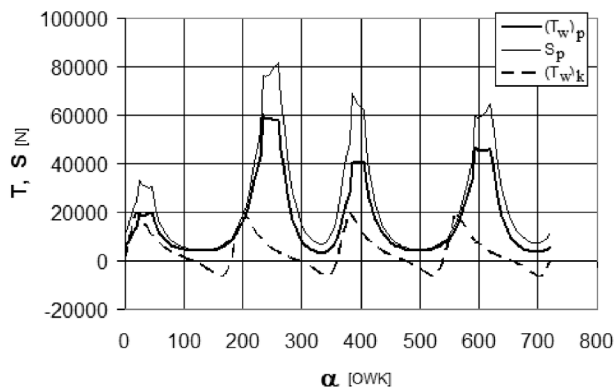


Fig. 10. Comparison of the forces in the crank mechanisms: $(T_w)_k$ – resultant tangential force of the conventional mechanism, $(T_w)_p$ – resultant force T_w of the rocker mechanism (calculated from (10)), S_p – acting along the connecting rod (Fig. 7)

Rys. 10. Porównanie sił w mechanizmach korbowych: $(T_w)_k$ – wypadkowa styczna mechanizmu konwencjonalnego, $(T_w)_p$ – wypadkowa T_w mechanizmu wahaczowego (obliczona z (10)), S_p – działająca wzdłuż korbowa (rys. 7)

of connecting of the construction elements. Besides, the range of the change of angles β and its minimum value (Fig. 3) depends on the adopted values of the parameters. The consequence of the course of the resultant tangential force T_w shown in Fig. 10 is the shape of the function describing the changes of the torque shown in Fig. 11. Tangential force T (Fig. 7) was calculated from formula (12) and previous formulas. In the analyzed case the average value of the torque (arithmetic average) of approximately 160 N·m for mechanism K increased to the value of approximately 189 N·m for mechanism W. This was a growth by over 17 %.

4. Work of the cycle

The basis for the discussed analysis is a theoretical indicator graph. Hence, indicated work L_i will be a reliable source for the evaluation of the mechanism. According to the general definition of work L of the form of $dL = M d\alpha$ in a four-stroke engine the indicated work of the cycle is:

$$L_i = \frac{1}{4\pi} \int_0^{720} M d\alpha \quad (13)$$

After integrating (an integrating step of 5 °C.A. was assumed and trapeze method was applied) the courses shown in Fig. 11 in a simplified way, the following was obtained: $L = 161.4$ N·m for mechanism K and $L = 191.12$ N·m for mechanism W, which constitutes a growth of over 18 %. The results indicate that in comparison to mechanism K the capability of mechanism W of performing work does not deteriorate and we can even expect its increase.

5. Heat losses to the cooling system

Flow \dot{Q} of heat Q , flowing through area A in the direction of n , normal to the surface, and flow density q of the heat flow are [5]:

zależy od sposobu sprzęgnięcia elementów konstrukcyjnych. Ponadto od przyjętych wartości parametrów zależy zakres zmian kątów β (rys. 3) oraz jego wartość minimalna. Następstwem pokazanego na rys. 10 przebiegu wypadkowej siły stycznej T_w jest kształt funkcji opisującej zmiany momentu obrotowego silnika, pokazany na rys. 11. Siłę styczną T (rys. 7) obliczono ze wzoru (12) oraz wzorów poprzedzających. W analizowanym przypadku średnia wartość momentu (średnia arytmetyczna), równa około 160 N·m dla układu K, zwiększyła się do wartości około 189 N·m dla mechanizmu W; wzrost o ponad 17 %.

4. Praca obiegu

Podstawą omawianej analizy jest teoretyczny wykres indykatorowy. W związku z tym miarodajną do oceny mechanizmu będzie praca indykowana L_i . Zgodnie z ogólną definicją pracy L o postaci $dL = M d\alpha$ w silniku czterosurowym praca indykowana obiegu wynosi – wzór (13).

Całkując w sposób uproszczony (przyjęto krok całkowania równy 5 °OWK i wykorzystano metodę trapezów) przebiegi pokazane na rys. 11, otrzymano: $L = 161,4$ N·m dla układu K i $L = 191,12$ N·m dla mechanizmu W, co stanowi wzrost o ponad 18 %. Przytoczony wynik wskazuje, że w porównaniu do układu K zdolność mechanizmu W do wykonania pracy nie tylko nie pogarsza się, lecz można liczyć na jej zwiększenie.

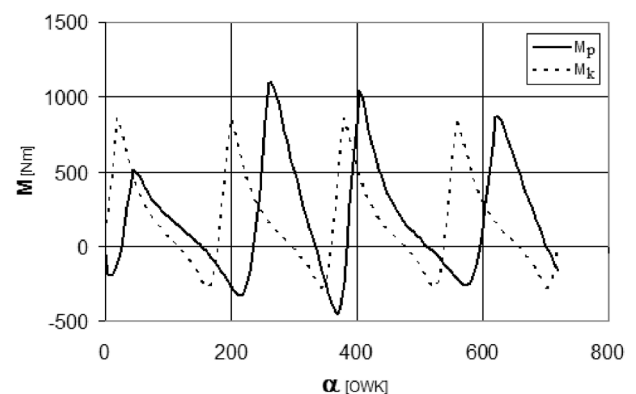


Fig. 11. The comparison of the course of the resultant torque: k – conventional mechanism, p – rocker mechanism

Rys. 11. Porównanie przebiegu wypadkowego momentu obrotowego: k – mechanizm konwencjonalny, p – mechanizm wahaczowy

5. Straty ciepła do układu chłodzenia

Strumień \dot{Q} ciepła Q przepływającego przez powierzchnię A na kierunku n , normalnym do powierzchni, i gęstość q strumienia ciepła wynoszą [5] – wzór (14).

Zgodnie z prawem Fouriera [5] gęstość przewodzonego ciepła jest wprost proporcjonalna do gradientu temperatury – wzór (15)

gdzie: λ – współczynnik przejmowania ciepła przez ściankę komory spalania, T – temperatura ośrodka oddającego ciepło. Ilość ciepła przepływającego przez powierzchnię A w czasie t przedstawia wzór (16).

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}; \quad q = \frac{d\dot{Q}}{dA} \quad (14)$$

According to the Fourier's law [5] the density of the conducted heat is directly proportional to the temperature gradient

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (15)$$

where: λ – heat transfer coefficient by the wall of the combustion chamber, T – temperature of the medium releasing the heat. The amount of heat flowing through surface A in time t amounts to

$$Q = \oint_A \int_t q \cdot dA \cdot dt \quad (16)$$

Taking (15) and (16) into account we can say that the heat losses depend on four quantities: heat transfer coefficient, temperature gradient, area and time of heat transfer. The values of these quantities are determined by the position and velocity of the piston. Hence, the control of the piston motion should be a design measure that also influences the heat losses to the cooling system.

For the sake of comparison, integrating time t in engines can be limited to the duration of a single cycle, i.e. to the time in which 720 °C.A. is realized in four stroke engines or 360 °C.A. in two stroke engine. In a rotary non-uniform but repetitive motion in each revolution of the crankshaft the surface of heat transfer changes in the same way. The surface areas of the cylinder head and piston crown are constant and the surface area of a cylinder (cylinder liner) changes with the piston position. Hence, for the evaluation of the influence of the piston motion on the heat exchange we can use approximation.

The influence of the variable value of the area on the instantaneous value of heat flow we can express with a constant, substitute area A_z , whose value compensates the consequences of the actual instantaneous values (the function of piston position). Thank to this, area A_z can be shifted before the integral sing and a double integral can be replaced with a single integral (in time). The angular path can be described with a relation: $\alpha = \omega_{sr} \cdot t$, where ω_{sr} denotes crankshaft angular speed τ average in time. Hence, $dt = \frac{1}{\omega_{sr}} d\alpha$.

Integration is an additive operation against addition. By utilizing this property, in order to emphasize the benefits resulting from the non-symmetry of the function describing the piston motion shown in Fig. 9 it is advantageous to perform the integration (16) in four installments taking into account the subsequent: compression, decompression, compression and decompression (two crankshaft revolutions).

$$Q = - \int_0^{720} \frac{A_z}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot dt = - A_z \left[\int_0^{\alpha_{ks1}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{pi1}}^{\alpha_{kr1}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{ps2}}^{\alpha_{ks2}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{pi2}}^{\alpha_{kr2}} \frac{\lambda}{\omega_{sr}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\alpha \right] \quad (17)$$

Uwzględniając (15) i (16), można stwierdzić, że straty ciepła zależą od czterech wielkości: współczynnika przejmowania ciepła, gradientu temperatury, powierzchni i czasu wymiany ciepła. Wartości tych wielkości zdeterminowane są położeniem i prędkością tłoka. Zatem kształtowanie ruchu tłoka powinno być środkiem konstrukcyjnym oddziaływania również na straty ciepła do układu chłodzenia.

Do celów porównawczych czas całkowania t w silnikach można ograniczyć do czasu trwania jednego, pełnego cyklu pracy, tj. do czasu, w jakim pokonana zostanie droga 720 °OWK w silnikach czterosuwowych lub 360 °OWK w silnikach dwusuwowych. W ruchu obrotowym, niejednostajnym lecz cyklicznie powtarzanym, w każdym obrocie wału powierzchnia wymiany ciepła zmienia się w identyczny sposób. Pole powierzchni głowicy i denka tłoka jest stałe, a pole powierzchni walca (tuleja cylindrowa) zmienia się wraz z położeniem tłoka. W związku z tym do oszacowania wpływu ruchu tłoka na wymianę ciepła można posłużyć się przybliżeniem.

Oddziaływanie zmiennej wartości powierzchni na chwilową wartość strumienia ciepła można wyrazić stałą, zastępczą powierzchnią A_z , której wartość równoważy skutki rzeczywistych wartości chwilowych (funkcja położenia tłoka). Dzięki temu powierzchnię A_z można wyłączyć przed znak całki, a całkę podwójną zastąpić całką pojedynczą (po czasie). Natomiast drogę kątową można opisać zależnością: $\alpha = \omega_{sr} \cdot t$, gdzie ω_{sr} oznacza średnią w czasie τ prędkość kątową wału. Stąd $dt = \frac{1}{\omega_{sr}} d\alpha$. Całkowanie jest operacją

addytywną względem dodawania. Wykorzystując tę właściwość, do uwypuklenia korzyści wynikających z widocznej na rys. 9 niesymetrii funkcji opisującej ruch tłoka, operację całkowania (16) korzystnie jest rozbić na cztery części, uwzględniając przy tym następujące kolejno po sobie: sprężanie, rozprężanie, sprężanie i rozprężanie (2 obroty wału) – wzór (17).

Tutaj indeksy oznaczają: p i k – początek i koniec suwu, s i r – sprężanie i rozprężanie, a liczby 1 i 2 – pierwszy i drugi obrót wału (silnik czterosuwowy). Przy symetrycznym wglądem GMP ruchu tłoka podział drogi kątowej jest również symetryczny, $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} = \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$.

Jak już wspomniano, ilość ciepła, jaka przepływa do otoczenia komory spalania (głównie układ chłodzenia) przez powierzchnię A_z w poszczególnych suwach zależy od współczynnika przejmowania ciepła λ i gradientu temperatury (7). Ruch tłoka wpływa niewątpliwie na ruch ładunku w komorze spalania i w konsekwencji również na wartość λ . Jednak wpływ ten nie jest najistotniejszy dla wymiany ładunku. Przy typowym dla silników przebiegu spalania, którego skutki w postaci temperatury pokazano na rys. 12, temperatura końca sprężania nie przekracza wartości rzędu 800 do 900 K, a maksymalna temperatura spalania (występuje w suwie rozprężania) osiąga wartości 2000 K i wyższe (nawet do 3000 K). Przy takiej relacji gradient temperatury ma decydujący wpływ na ilość ciepła przepływającego do układu chłodzenia. Z tego powodu ilość ciepła Q_s , jaka przepływa w suwie sprężania, jest zdecydowanie mniejsza

Here the indexes denote: p and k – the start and the end of a stroke, s and r – the compression and the decompression and numbers 1 and 2 – the first and the second revolution of the crankshaft (four stroke engine). With the symmetry of the TDC of the piston motion the division of the angular path is also symmetrical, $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} = \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$.

As mentioned before, the amount of heat that flows to the surroundings of the combustion chamber (cooling system mainly) through area A_z in individual strokes depends on the heat transfer coefficient λ and temperature gradient (7). The piston motion influences the motion of the charge inside the combustion chamber and consequently the value of λ . Yet, this influence is not the most significant for the charge exchange. With a typical course of combustion, whose results in the form of temperature have been shown in Fig. 12, the temperature of the end of combustion does not exceed the values of 800 to 900 K and the maximum combustion temperature (occurs in the decompression stroke) reaches the values of 2000 K and higher (up to 3000 K). At such a relation the temperature gradient is decisive of the amount of heat flowing to the cooling system. For this reason the amount of heat Q_s , that flows in the compression stroke is much smaller than Q_r flowing in the decompression stroke. This inequality

$$Q_r > Q_s \quad (18)$$

should be evaluated as strong.

The non-symmetry of the piston motion means that condition $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} > \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$ can be fulfilled. In this case at a constant value ω_{sr} the compression time is longer than the decompression time. Hence, the boundaries of integration (17) are also non-symmetrical. The association of this fact with the temperature course characteristic of combustion engines shown in Fig. 12 leads to a significant conclusion. At a constant engine load, an approximately uniform course of the combustion process and a constant coolant temperature the temperature of the medium inside the combustion chamber depends mainly on the position of the piston. Hence, the value of the temperature derivative (15) depends on the spot on the surface of the combustion chamber. Yet, with identical engine design (block, cylinder head, piston, cooling system except the piston crankshaft assembly) and comparable engine operating conditions its value should be approximately constant. Due to the possibility of reducing of the duration of the decompression stroke for the benefit of the compression stroke the amount of heat during the exchange that will flow to the cooling system in mechanism W will be significantly lower than in the case of mechanism K. This means that relation (16) does not change though the inequality becomes weaker as compared to mechanism K. In light of the above a real control of the heat losses to the cooling system, thus an increase in the overall engine efficiency are possible.

Apart from the reduction of the heat losses to the cooling system in mechanism W we can expect a reduction of the engine losses related to the movement of gases filling the

od ilości Q_r przepływającej w czasie suwu rozprężania. W kategoriach oszacowania nierówność (18) należy ocenić jako silną.

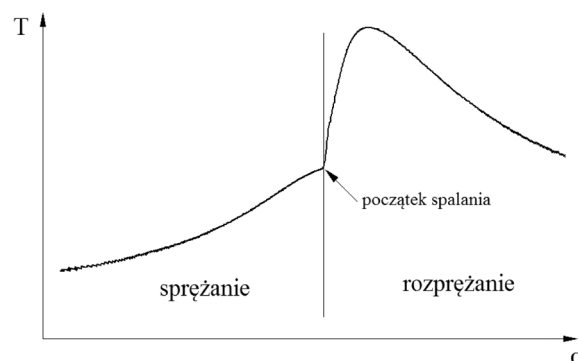


Fig. 12. Typical course of temperature inside the cylinder

Rys. 12. Typowy przebieg temperatury w cylindrze

Niesymetria ruchu tłoka oznacza, że może być spełniony warunek $\alpha_{ks} - \alpha_{ps} > \alpha_{kr} - \alpha_{pr}$. W tym przypadku przy stałej wartości ω_{sr} czas trwania sprężania jest dłuższy od czasu trwania rozprężania. W związku z tym granice całkowania (17) są również niesymetryczne. Skojarzenie tego faktu z charakterystycznym dla silników spalinowych przebiegiem temperatury, pokazanym na rys. 12, pozwala wyciągnąć istotny wniosek. Przy stałym obciążeniu silnika i w przybliżeniu niezmiennym przebiegu procesu spalania oraz stałej temperaturze czynnika chłodzącego temperatura czynnika roboczego w komorze spalania zależy przede wszystkim od położenia tłoka. Zatem wartość pochodnej temperatury (15) zależy od miejsca na powierzchni komory spalania. Jednak przy identycznej, poza mechanizmem korbowo-tłokowym, konstrukcji silnika (kadłub, głowica, tłok, układ chłodzenia itd.) i porównywalnych warunkach pracy silnika jej wartość w każdym miejscu powierzchni komory powinna być w przybliżeniu niezmienna. Zważywszy na możliwość skracania czasu trwania suwu rozprężania na korzyść wydłużenia czasu suwu sprężania, ilość ciepła jaka w czasie wymiany zdąży przepłynąć do układu chłodzenia w mechanizmie W powinna być zauważalnie mniejsza od układu K. To znaczy, że relacja (16) nie ulega zmianie, lecz nierówność staje się słabsza w porównaniu do układu K. Wobec powyższego możliwe jest realne kształtowanie strat ciepła do układu chłodzenia i zwiększenia z tego tytułu sprawności ogólnej silnika.

Oprócz zmniejszenia strat ciepła do układu chłodzenia w mechanizmie W oczekiwać można także zmniejszenia strat energii związanej z ruchem gazów wypełniających wnętrze skrzyni korbowej (powietrze, spaliny pochodzące z przedmuchów przez pierścienie, pary oleju itp.). Ruch ten wymusza tłok. W silniku rzędowym z układem K cylindry umieszczone są obok siebie na jednym poziomie i w jednej płaszczyźnie. Taki układ powoduje, że gdy w jednym cylindrze następuje sprężanie (ruch tłoka w górę), to w innym rozprężanie (ruch tłoka w dół). W związku z tym gazy w

crankcase (air, blow-by gases, oil vapor etc). This movement forces the piston to displace. In a straight engine with mechanism K the cylinders are located one next to the other on the same plane. In such a configuration, when in one cylinder a compression stroke is realized (piston moving up) in another a decompression stroke is realized (piston moving down). Hence, the gases in the crankcase move in a space formed as letter U. In the engine with mechanism W the said two cylinders are on the same axis and this movement is realized in the space similar to a pipe. In comparison to mechanism W in mechanism K greater flow resistance inside the crankcase must occur.

In comparison to the symmetrical piston movement in mechanism K the non-symmetry (shown in Fig. 9) increased to reduce the cooling losses triggers slight changes in the energy losses related to the charge exchange. If the decompression (including the intake) can last longer than the compression, then due to the increase of the duration of the intake stroke the average charge flow velocity through the intake system decreases (a comparable piston displacement). This change results in a decrease in the energy losses related to the hydraulic resistance of the intake system. At the same time the duration of the compression i.e. the duration of the exhaust shortens. For this reason the average exhaust gas flow velocity in the exhaust system increases and, consequently, the energy losses related to the exhaust stroke increase. Because the average air velocity in the intake system is much lower than the average flow velocity of the exhaust gases (in the initial phase of the exhaust stroke the exhaust gases reach a critical velocity) the balance of energy loss related to the charge exchange should be more advantageous in mechanism W.

Besides, as the average charge flow velocity during the intake stroke grows we should expect a slight reduction of the cylinder fill coefficient (a reduction of the mass of fresh charge after the intake stroke ends).

6. Flexibility of the design

The flexibility of each design, understood as a feature facilitating the obtainment of properties under conditions of a given design process (requirements, assumptions, limitations etc.) is a very desirable element. For mechanism K a great deal of flexibility can be obtained thanks to the possible modifications to the cylinder arrangement (straight R, V-type, V-R type, W type, boxer etc.). However, the possibilities of designing the piston movement are very limited. Here, the designer has only two parameters of free variables. These are radius of the crank r and length of the connecting rod l . These measures are so minimal that irrespective of the type of engine the piston movement can be reflected with sufficient accuracy by only three or four harmonic components. This means that the function describing the piston movement is always close in shape to the harmonic function. In this respect mechanism W is characterized by a great deal of flexibility. For the design of the piston movement, as shown in Fig. 2 we can use distances a , b and c , lengths of connecting rods l and l_p , radii R and R_l and angles δ_1 and δ_2 . Due to the non-symmetry of function $y(\alpha)$ (Fig. 4) in the set of decision

skrzyni korbowej wykonują ruch w przestrzeni ukształtowanej na podobieństwo litery U. Natomiast w silniku z mechanizmem W wspomniane dwa cylindry leżą w jednej osi, więc ruch ten realizowany jest w przestrzeni zbliżonej kształtem do rury. Zatem w porównaniu do mechanizmu W w układzie K muszą wystąpić większe opory przepływu wewnątrz skrzyni korbowej.

W porównaniu do symetrycznego ruchu tłoka mechanizmu K powiększanie widocznej na rys. 9 niesymetrii w celu zmniejszenia strat chłodzenia wywołuje nieznaczne zmiany strat energii na wymianę ładunku. Jeżeli rozprężanie (również ssanie) może trwać dłużej niż sprężanie, to z powodu wydłużenia czasu trwania suwu ssania przy porównywalnym skoku tłoka zmniejsza się średnia prędkość przepływu ładunku przez układ dolotowy. Zmiana ta wywołuje zmniejszenie strat energii związanych z oporem hydraulicznym układu dolotowego silnika. Jednak jednocześnie skraca się czas trwania sprężania, tzn. czas trwania wydechu. Z tego powodu zwiększa się średnia prędkość przepływu spalin w układzie wydechowym, a w następstwie – zwiększenie strat energii związanej z wydechem. Ponieważ średnia prędkość przepływu powietrza w układzie dolotowym jest znacznie mniejsza od średniej prędkości przepływu spalin (w początkowej fazie wydechu spaliny osiągają prędkość krytyczną), to bilans strat energii związanej z wymianą ładunku powinien wypaść korzystniej w mechanizmie W.

Ponadto wraz ze zwiększeniem średniej prędkości przepływu ładunku w suwie ssania oczekiwać należy nieznacznego zmniejszenia współczynnika napełnienia (zmniejszenie masy świeżego ładunku po zakończeniu suwu ssania).

6. Elastyczność konstrukcji

Elastyczność każdej konstrukcji, rozumiana jako cecha ułatwiająca uzyskanie wymaganych właściwości w warunkach konkretnego projektowania a następnie użytkowania (wymagania, założenia, ograniczenia itp.), jest bardzo pożądana. Dla układu K dużą elastyczność uzyskuje się dzięki możliwości dokonania zmian lub doboru układu cylindrów (rzędowy R, widlasty V, układ V-R, układ W, z tłokami przeciwbieżnymi itp.). Natomiast bardzo ograniczone są możliwości kształtowania samego ruchu tłoka. Tutaj konstruktor dysponuje tylko dwoma parametrami o charakterze zmiennych swobodnych. Są nimi promień r wykorbienia wału i długość l korbowodu. Środki te są na tyle skromne, że niezależnie od rodzaju silnika ruch tłoka z dostateczną dokładnością odwzorować można zaledwie przez trzy lub cztery składowe harmoniczne. To znaczy, że funkcja opisująca ruch tłoka zawsze zbliżona jest kształtem do funkcji harmonicznej. W tym zakresie mechanizm W cechuje znaczna elastyczność. Do kształtowanie ruchu tłoka wykorzystać można zaznaczone na rys. 2: odległości a , b i c , długości l i l_p korbowodów, promienie R i R_l oraz kąty δ_1 i δ_2 . Ze względu na niesymetrię funkcji $y(\alpha)$ (rys. 4) do zbioru zmiennych decyzyjnych dołączyć należy także kierunek obrotu. Zatem konstruktor dysponuje łącznie dziesięcioma parametrami, których wartości zmieniać można niezależnie i to w znacznym zakresie. Dopuszczyć można także niejednorodność konstrukcji. Zarówno promienie R_l lewej

variables we also need to include the direction of rotation. Hence, the designer has 10 parameters altogether, whose values can be changed independently and considerably. The non-uniformity of the design is also admissible. Radii R_L of the left and right part of the four-stroke mechanism and lengths l_L do not have to be equal. In such a case the number of decision variables extends by two design parameters. The number of listed parameters confirms a great potential in the flexibility of the design properties. These parameters form an orthogonal design space (a space of decision variables). Their values are limited by the necessity to fulfill two conditions: ensuring kinematic functionality and ensuring the continuity of piston movement during the full crankshaft revolution, i.e. obtaining C^2 class function.

From the presented description it results that the application of mechanism W is not purposeful in one, two or three cylinder engines (though technically and practically possible). All the mechanism features and advantages, also in terms of its flexibility of selection become conspicuous only in a four-cylinder engine having a cylinder arrangement as shown in Fig. 5 and any other engine with the number of cylinders being the multiplicity of four. That is why the four-cylinder system can be referred to as the base design module. This module has features of conventional system H with clear advantages. First of all the axes of the individual cylinders of the module may be freely shifted along the axis of the rocker, starting from a flat system through a system shown in Fig. 13. In a flat system the axis of arm R and the axes of arms R_L of the rocker are in the same plane. This means that dimension $l_p = 0$. In general, the lengths of arms R_{L1} and R_{L2} may differ and do not have to be in the same plane. Angle δ does not have to be a right angle either.

Upon connecting of two flat modules (four cylinder each) we obtain an R cylinder arrangement whose view from the top (along the axis of the cylinders) is shown by Fig. 14. In the plane perpendicular to the axis of the cylinders on both perpendicular directions the distances between the cylinders are (or can be) the same. Taking into account the necessity to form space for the coolant, value l can be reduced only to a certain limit. It thus significantly influences the width and the length of the engine. The width of the engine can be reduced (at the cost of its lengthwise extension), using the idea ap-

li prawej części układu czterocylindrowego, jak i długości l_L łączników nie muszą być równe. Wtedy liczba zmiennych decyzyjnych powiększa się o dwa parametry konstrukcyjne. Liczba wymienionych parametrów świadczy o dużym potencjale w zakresie możliwości kształtowania właściwości konstrukcji. Parametry te tworzą ortogonalną przestrzeń konstrukcyjną (przestrzeń zmiennych decyzyjnych). Ich wartości ograniczone są koniecznością spełnienia dwóch warunków: zapewnienie funkcjonalności kinematycznej oraz zapewnienie ciągłości ruchu tłoka podczas pełnego obrotu wału korbowego, tj. uzyskanie funkcji klasy C^2 .

Z przedstawionego opisu wynika, że stosowanie mechanizmu W nie jest uzasadnione w silnikach jedno-, dwu- i trzycylindrowych (choć jest to teoretycznie i praktycznie możliwe). Wszystkie korzystne jego cechy i zalety, również w zakresie elastyczności wyboru układu, stają się widoczne dopiero w silniku czterocylindrowym o układzie cylindrów ze schematu na rys. 5 oraz każdym innym, stanowiącym wielokrotność czwórki. Dlatego układ czterocylindrowy można nazwać bazowym modulem konstrukcyjnym. Moduł ten ma cechy konwencjonalnego układu H z wyraźnymi zaletami. Przede wszystkim osie poszczególnych cylindrów modułu czterocylindrowego mogą być dowolnie przesuwane wzdłuż osi wahacza, począwszy od układu płaskiego aż do układu pokazanego na rys. 13. W układzie płaskim oś ramienia R i osie ramion R_L wahacza leżą w jednej płaszczyźnie. To znaczy, że wymiar $l_p = 0$. Ogólnie długości ramion R_{L1} i R_{L2} mogą być różne i nie muszą leżeć w tej samej płaszczyźnie, jak również kąt δ nie musi być kątem prostym.

Po połączeniu dwóch modułów płaskich (po cztery cylindry każdy) otrzymuje się układ cylindrów R, którego widok z góry (wzdłuż osi cylindrów) ilustruje rys. 14. W płaszczyźnie prostopadłej do osi cylindrów na obu kierunkach prostopadłych odległości l między cylindrami są (lub mogą być) równe. Uwzględniając konieczność wytworzenia przestrzeni na pomieszczenie czynnika chłodzącego, wartość l może być zmniejszana tylko do pewnej granicy. Zatem znacząco wpływa na szerokość i długość silnika. Szerokość silnika można zmniejszyć (kosztownym wydłużeniem), wykorzystując pomysł stosowany z powodzeniem w silnikach o układzie VR, jak to przedstawiono na rys. 15. Płaszczyzny środków

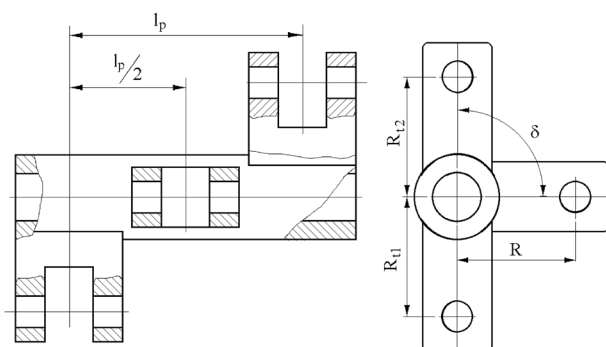


Fig. 13. Example of the rocker design
Rys. 13. Przykład konstrukcji wahacza

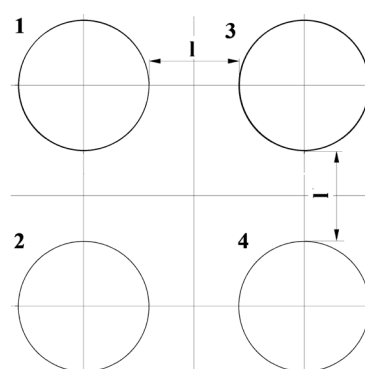


Fig. 14. R type
Rys. 14. Układ R

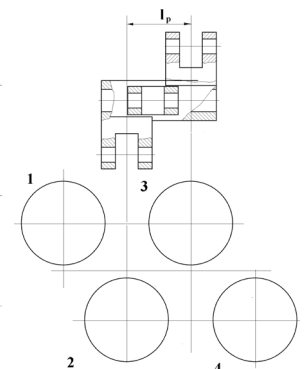


Fig. 15. Characteristic features of the V-R type
Rys. 15. Cechy układu V-R

plied in VR engines as shown in Fig. 15. The planes of the centers of arms R_1 should in this case be shifted by distance l_p (Fig. 13). Thanks to this we can obtain a very compact structure. The application of the said actions facilitates a more effective use of space designed for the engine.

We can easily observe that when arm R is made on the opposite side of the rocker (against position in Fig. 7) the rocker will perform a movement in the opposite direction. Hence, the directions of all forces change to opposite. That includes the direction of the torque generated by these forces. If, to the existing system of four cylinders, we join a similar system with a rocker built on the opposite side to the first one, we will have an eight cylinder engine where the mass forces and torques generated by them do not disappear (loading the rocker) but compensate mutually. This means they are internal – closed within the rocker. At the same time the connecting rod joining the rocker arm with the crankshaft journal and the crankshaft itself are loaded with only the resultant force of the pressure inside the combustion chamber acting on all cylinders.

Thanks to the connection of four cylinders with a single arm the crankshaft of a four-cylinder engine has a length of that of a one-cylinder engine. It is thus short and the problem of torsions and additional tensions (consequences of these torsion vibrations) disappears. The problem of torsions can only appear in a multi-cylinder system created as a multiplication of the described system.

7. Variable compression ratio

A particularly valuable feature of mechanism W may be the method of changing of the compression ratio (simple as compared with other existing solutions). The adjustment of the compression ratio in diesel engines is desirable not only for the best engine overall efficiency under variable operating conditions (the whole area of overall characteristics) but also as a successful measure of influencing the onset of combustion and the kinetics of the chemical reactions occurring during the combustion. Yet, due to design related difficulties the possibility of practical adjustment of the compression ratio on an operating engine is partly perceived as abstract. The described solution may turn out to be a design measure enabling a significant change of this state. It may become real to benefit from the advantages of the compression ratio variability. One of the most significant advantages is the extension of the range of the engine load where the courses of combustion characteristic of HCCI will be realizable. In these systems the combustion is volumetric, which is advantageous for the maximum local temperatures. In the whole chamber they are closest to the average values and the combustion generates a lower emission of NO_x . Yet, the obtainment of a homogenous mixture for a diesel engine requires a very early injection, ideally occurring already in the intake stroke. Hence, we lose control over the moment of occurrence of self-ignition, which is necessary for correct and safe engine operation. This problem can be successfully solved through adjusting of the compression ratio.

In relation to mechanism W the adjustment of the compression ratio can be obtained with several methods. The

ramion R_1 powinny być w tym przypadku przesunięte o odległość l_p (rys. 13).

Dzięki temu można uzyskać bardzo zwartą konstrukcję. Stosowanie opisanych działań ułatwia efektywniejsze wykorzystanie przestrzeni przeznaczonej na silnik.

Nietrudno zauważyć, że gdy ramię R wykonane jest po przeciwnej stronie wahacza (względem pozycji z rys. 7), to wahacz wykonywać będzie ruch w przeciwnym kierunku. Tym samym na przeciwny zmieniają się kierunki wszystkich sił i kierunek działania wytworzonego przez nie momentu obrotowego. Zatem, jeżeli do istniejącego układu czterech cylindrów dołączyć bliźniaczy układ czterech cylindrów z ramieniem wahacza wykonanym po stronie przeciwnej w stosunku do pierwszego, to powstanie silnik ośmiocylindrowy, w którym siły masowe i wytworzone przez nie momenty, wprawdzie nie znikają i tym samym obciążają wahacz, lecz wzajemnie równoważą się. To oznacza, że mają charakter wewnętrzny, zamknięty w obrębie wahacza. Jednocześnie korbówód łączący ramię wahacza z czopem korowym wału oraz sam wał korbowy obciążone są tylko wypadkową sił parcia na wszystkie tłoki ciśnienia gazów panującego w komorach spalania.

Dzięki sprzęgnięciu czterech cylindrów z jednym ramieniem wał silnika czterocylindrowego ma długość wału silnika jednocylindrowego. Tym samym jest krótki i znika problem drgań skrętnych oraz dodatkowych naprężeń, będących pochodną tych drgań. Problem drgań skrętnych może pojawić się dopiero w układzie wielocylindrowym, uzyskanym przez powielanie opisywanego układu czterocylindrowego.

7. Zmiana stopnia sprężania

Niezwykle cenną zaletą mechanizmu W może okazać się łatwy, w porównaniu do rozwiązań istniejących, sposób zmiany stopnia sprężania. Regulacja stopnia sprężania w silnikach o ZS pożądana jest nie tylko ze względu na dążenie do uzyskania jak największej sprawności ogólnej silnika w zmiennych warunkach pracy (cały obszar charakterystyki ogólnej), lecz także jako bardzo skuteczny środek oddziaływania na początek spalania i kinetykę reakcji chemicznych zachodzących podczas spalania. Jednak ze względu na trudności konstrukcyjne możliwość praktycznej regulacji na pracującym silniku dotychczas postrzegana jest częściowo jako coś abstrakcyjnego. Natomiast opisywane rozwiązanie może okazać się środkiem konstrukcyjnym umożliwiającym diametralną zmianę tego stanu. Tym samym stanie się realnym wykorzystanie zalet wynikających z regulacji stopnia sprężania. Na pierwszym miejscu wymienić można rozszerzenie zakresu obciążenia silnika, w którym uda się zorganizować przebiegu spalania, charakterystyczny dla systemów typu HCCI. W systemach tych spalanie ma charakter objętościowy, co jest korzystne ze względu na maksymalne wartości temperatur lokalnych. W całej komorze są one najbliższe wartościom średnim i spalaniu towarzyszy niska emisja NO_x . Jednak uzyskanie mieszanki homogenicznej dla silnika o ZS wymaga bardzo wczesnego wtrysku paliwa, najlepiej w suwie ssania. W związku z tym traci się kontrolę pojawienia momentu sa-

essence is the design of the rocker. The idea of one of such designs is presented in the schematics in Fig. 16 [2]. The arm (2) connecting the rocker (1) with the crankshaft does not form a monolith with the rest of the arms of the rocker.

Thanks to this we achieve an additional degree of freedom. Despite the rotational movement around the axis of the toothed shaft (3) the arm can also make a reciprocating movement in guide P of the rocker, thus working as a slider. The reciprocating movement of arm (2) along the guide is generated by a fragment of rack L made in the arm and coupled with the toothed shaft. The axis of the toothed shaft is also the axis of rotation of the rocker (performs a movement by angle β , Fig. 7). If during the swing an additional angular displacement $d\alpha$ of the toothed shaft is done then as a result of the coupling with the rack, the displacement of the rocker arm (by dx) will take place in the guide as well. The value of R will change to $R + dx$ and a change in the position will occur in TDC.

Another design of the compression ratio adjustment has been shown in Fig. 17. Here, the hub (3) of the rocker turns on a journal (2) made eccentrically on the shaft (1) (displacement of the axis of the journal against the axis of the shaft by value e). Since the rocker does not make a full revolution and the value of angle β (Fig. 2) may be smaller than $\pi/2$, during the rotation of the shaft with the eccentric the distance between axis O_s of the wristpin and axis O_w of the shaft changes. A change in radius R and, consequently piston displacement take place. If in such a case distances c and d (Fig. 2) are not changed the revolution of the shaft

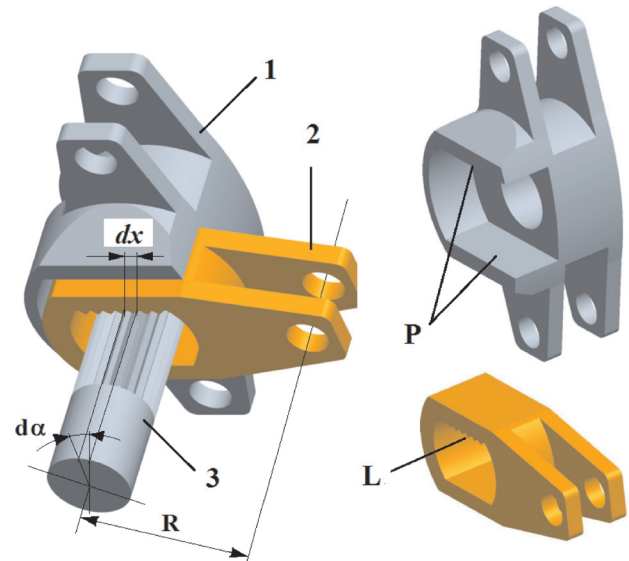


Fig. 16. Slide mechanism of the adjustment of the compression ratio [2]

Rys. 16. Przesuwany mechanizm zmiany stopnia sprężania [2]

mozapłonu, co jest niezbędne do prawidłowej i bezpiecznej pracy silnika. Problem ten może być skutecznie rozwiązany dzięki regulacji stopnia sprężania.

W odniesieniu do mechanizmu W regulację stopnia sprężania można osiągnąć kilkoma sposobami. Istota jest zawarta w konstrukcji wahacza. Ideę jednej z takich konstrukcji ilustruje schemat przedstawiony na rys. 16 [2]. Ramię (2), łączące wahacz (1) z wałem korbowym, nie tworzy monolitu z pozostałymi ramionami wahacza. Dzięki temu uzyskuje się dodatkowy stopień swobody. Oprócz ruchu obrotowego dookoła osi wałka zębatego (3) ramię to może także wykonywać ruch posuwisty w prowadnicy P wahacza, spełniającej rolę wodzika. Ruch posuwisty ramienia (2) względem prowadnicy wymuszany jest fragmentem listwy zębatej L, wykonanej bezpośrednio w ramieniu i zazębianej z wałkiem zębatym. Oś wałka zębatego jest jednocześnie osią obrotu wahacza (wykonuje obrót o kąt β , rys. 7). Jeżeli podczas ruchu wahadłowego wymuszone zostanie dodatkowe przemieszczenie kątowe $d\alpha$ wałka zębatego, to w wyniku zazębiania z listwą zębatą wymuszone zostanie także przemieszczenie ramienia wahacza w jego prowadnicy o wartość dx . Tym samym wartość R ulegnie zmianie na $R + dx$ i nastąpi zmiana położenia tłoka w GMP.

Odminną konstrukcją umożliwiającą zmianę stopnia sprężania pokazano na rys. 17. Tutaj piasta (3) wahacza obraca się na czopie (2) wykonanym mimośrodowo na wale (1) (przesunięcie osi czopa względem osi wału o wartość e). Ponieważ wahacz nie wykonuje pełnego obrotu, a wartość kąta β (rys. 2) może być mniejsza od $\pi/2$, to podczas obrotu wału z mimośrodem zmienia się odległość osi O_s sworzni od osi O_w wału. W związku z tym następuje zmiana promienia R i, w konsekwencji, także skoku tłoka. Jeżeli w takim przypadku odległości c i d (rys. 2) nie będą zmienione, to obrót wału z mimośrodem powoduje zmianę stopnia sprężania.

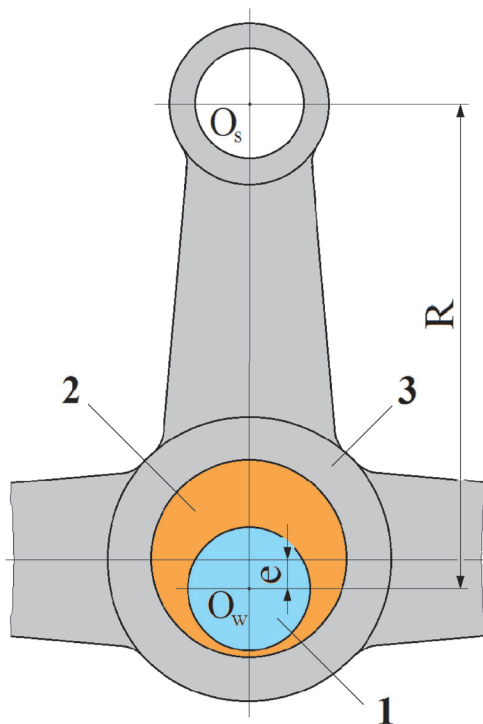


Fig. 17. Eccentric mechanism of the adjustment of the compression ratio

Rys. 17. Mimośrodowy mechanizm zmiany stopnia sprężania

with the eccentric will result in a change of the compression ratio.

8. Complexity of the design

Comparing the designs of mechanism W and mechanism K, we need to note the source of the differences. After analysis of Fig. 1 a conclusion can be drawn that there are more motion-transferring elements in mechanism W. There is the rocker (10) the connector (8) coupling the arm of the rocker with the piston and three additional kinematic assemblies: (5), (6) and (7). This forces an enlargement of the block and triggers greater complexity of the engine block and the crankcase (space is needed for the rocker, for the fitting of the bearings inside the crankcase etc.). Mechanism W has a more complex design as compared to mechanism K. We have to accept a greater complexity of the whole engine as well. An increased level of complexity will make the design technologically more difficult and thus more expensive. The above statements are obvious and do not require any additional explanation.

In light of the above a conclusion can be drawn that the complexity of the design is a sufficiently negative feature so as to disqualify mechanism W as a practical solution. As was shown earlier in the paper, however, from the complexity of this mechanism significant and positive characteristic features result, particularly the potential for the control of the functional flexibility of the piston crankshaft assembly. A skilled utilization of this potential on the engine design stage will lead to benefits that are unavailable in a conventional mechanism.

9. Conclusions

From the above-presented analysis the following characteristics of the rocker mechanism result:

1. The design of mechanism W is more complex than the design of mechanism K. No new problems that are yet to be explored in mechanism K occur. The problems that occur can thus be easily solved.
2. Having 10 (or even 12 when the non-uniformity of design is admitted) design parameters (decision variables) available, the designer can widely control function $y(\alpha)$ that describes the piston movement. This allows a flexible design of many engine properties. The values of these parameters are a design measure to influence the properties of mechanism W.
3. The confirmed flexibility of mechanism W (influencing the piston movement) may be used for the control of the non-symmetry of movement against TDC that influences the course of instantaneous values of torque and, as a consequence determines the unevenness of the engine torque.
4. The non-symmetry of the piston movement in mechanism W influences the duration of the strokes of compression and decompression and can be used to reduce the heat losses to the cooling system.
5. From the comparison of the value of average torque and indicated work of the cycle it results that the consequence of the application of mechanism W may be a

8. Złożoność konstrukcji

Porównując konstrukcję mechanizmu W z układem K, należy zwrócić uwagę na źródło różnic. Po analizie rys. 1 nasuwa się wniosek. Liczba elementów przeniesienia ruchu z tłoka na wał korbowy w mechanizmie W jest większa. Niezbędny jest wahacz (10) i łącznik (8), sprzęgający ramię wahacza z tłokiem, oraz trzy dodatkowe węzły ruchome: (5), (6) i (7). To pociąga za sobą konieczną rozbudowę i większą złożoność konstrukcji kadłuba i skrzyni korbowej silnika (wymagana jest przestrzeń na umieszczenie wahacza, do osadzenia łożysk w skrzyni itd.). W związku z powyższym mechanizm W będzie miał konstrukcję bardziej złożoną w porównaniu do układu K. Należy liczyć się także z bardziej złożoną konstrukcją całego silnika. Zwiększony stopień złożoności konstrukcji uczyni ją trudniejszą technologicznie i w konsekwencji droższą. Przytoczone stwierdzenia są oczywiste i jako takie nie wymagają uzasadnienia.

Wobec powyższego nasuwa się wniosek, że większa złożoność jest cechą na tyle negatywną, że powinna dyskwalifikować konstrukcję mechanizmu W jako rozwiązanie praktyczne. Jednak, jak wykazano wyżej, ze złożoności wynikają istotne i pozytywne cechy, a przede wszystkim potencjał w zakresie kształtowania elastyczności funkcjonalnej mechanizmu korbowo-tłokowego. Umiejętne wykorzystanie tego potencjału na etapie projektowania silnika pozwoli uzyskać korzystne właściwości, nieosiągalne w mechanizmie konwencjonalnym.

9. Podsumowanie

Z przedstawionej wyżej analizy wynikają następujące cechy wahaczowego mechanizmu korbowego:

1. Konstrukcja mechanizmu W jest bardziej złożona niż konstrukcja układu K. Jednak nie pojawiają się problemy nowe, nieznane w układzie K. W związku z tym bez trudu mogą być rozwiązane.
2. Dysponując dziesięcioma (lub nawet dwunastoma w sytuacji dopuszczenia niejednorodności konstrukcji) parametrami konstrukcyjnymi o charakterze zmiennych decyzyjnych, konstruktor może w znacznym zakresie kształtować funkcję $y(\alpha)$, opisującą ruch tłoka. To z kolei umożliwia elastyczne kształtowanie wielu właściwości silnika. Wartości tych parametrów są środkiem konstrukcyjnym oddziaływania na właściwości mechanizmu W.
3. Wykazana elastyczność mechanizmu W w zakresie oddziaływania na ruch tłoka może być wykorzystana do kształtowania niesymetrii ruchu względem GMP, która wpływa na przebieg chwilowych wartości momentu obrotowego i w konsekwencji determinuje nierównomierność momentu obrotowego silnika
4. Niesymetria ruchu tłoka w mechanizmie W wpływa na czas trwania suwów sprężania i rozprężania i może być wykorzystana do zmniejszenia strat ciepła do układu chłodzenia.
5. Z porównania wartości średniego momentu obrotowego i pracy indykowanej obiegu wynika, że po zastosowaniu mechanizmu W oczekiwać można zwiększenia momentu obrotowego silnika, co jest korzystne z dynamicznego

- higher torque (advantageous in terms of dynamics) and an increase in indicated work. The results of the evaluation of the indicated work for random values of the design parameters of mechanism W show that we can also expect an increase in the overall engine efficiency.
6. In mechanism W of the basic system of four cylinders of uniform design the inertia forces fully compensate.
 7. An invaluable feature of mechanism W is the possibility of multiple reduction of the piston force acting on the cylinder liner (as compared to mechanism K). Thanks to this the friction force between the piston and the cylinder liner will decrease many times (the main component of the motion resistance in the engine), which should result in a growth of the engine mechanical efficiency despite an increase in the number of kinematic pairs.
 8. In comparison to mechanism K in mechanism W the solution of the compression ratio variation is much simpler. From the presented examples of a simplified design realizing the change of the compression ratio results that we can consider a continuous change of compression ratio in the whole engine work area (similar to the adjustment of the injection angle). Hence, we will get a possibility of the control of the self ignition angle and an extension of the engine work area where HCCI combustion is realized.
 9. Mechanism W has a shorter crankshaft. In a four-cylinder base engine the crankshaft has only one crank. For this reason we can practically skip the analysis of torsions that is necessary in multi-cylinder straight engines (starting from four cylinders).
 10. Only the resultant force of the forces generated in the four cylinders acts on the crankshaft journal in mechanism W.
- punktu widzenia, oraz zwiększenia pracy indykowanej. Wynik obliczenia pracy indykowanej dla przypadkowych wartości parametrów konstrukcyjnych mechanizmu W wskazuje, że oczekiwać można także zwiększenia sprawności ogólnej silnika.
6. W mechanizmie W bazowego układu czterech cylindrów przy jednorodnej konstrukcji siły bezwładności w pełni równoważą się.
 7. Bardzo cenną zaletą mechanizmu W jest możliwość wielokrotnego, w porównaniu z układem K, zmniejszenia siły nacisku tłoka na gładź. Dzięki temu zmniejszy się także wielokrotnie siła tarcia tłoka o gładź, główny składnik oporów ruchu silnika, co powinno skutkować wzrostem sprawności mechanicznej silnika mimo zwiększenia liczby ruchomych węzłów.
 8. W porównaniu do układu K w mechanizmie W zdecydowanie łatwiej można rozwiązać problem regulacji stopnia sprężania. Z przedstawionych przykładów uproszczonej konstrukcji realizującej zmianę stopnia sprężania wynika, że można myśleć realnie o ciągłej regulacji stopnia sprężania w całym obszarze pracy silnika na podobieństwo regulacji np. kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa. Dzięki temu stanie się możliwa regulacja kąta samozapłonu i rozszerzenie obszaru pracy silnika, w którym realizowane jest spalanie typu HCCI
 9. W mechanizmie W wymagany jest krótszy wał korbowy. W czterocyndrowym silniku bazowym wał posiada tylko jedno wykorbienie. Z tego powodu praktycznie można pomijać analizę drgań skrętnych, niezbędną w rzędowych silnikach wielocyndrowych (począwszy od czterech cylindrów).
 10. Na czop korbowy wału korbowego w mechanizmie W działa tylko wypadkowa sił generowanych w czterech cylindrach.

Bibliography/Literatura

- [1] Szymkowiak M., Szymkowiak Sz., Nowak M.: Tłokowe urządzenie z komorami sprężająco-rozprężającymi. Zgłoszenie patentowe nr P387065.
- [2] Szymkowiak M., Szymkowiak Sz., Nowak M.: Urządzenie tłokowe z komorami sprężająco-rozprężającymi ze zmiennym stopniem sprężania. Zgłoszenie patentowe nr P394283.
- [3] Szymkowiak M., Szymkowiak Sz., Nowak M.: Urządzenie tłokowe z komorami sprężająco-rozprężającymi. Zgłoszenie patentowe nr 402224.
- [4] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. WKiŁ, Warszawa 1983.
- [5] Praca zbiorowa: Poradnik matematyczny. PWN, Warszawa 1980.
- [6] Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa 1979.

Władysław Kozak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Władysław Kozak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wladyslaw.kozak@put.poznan.pl

