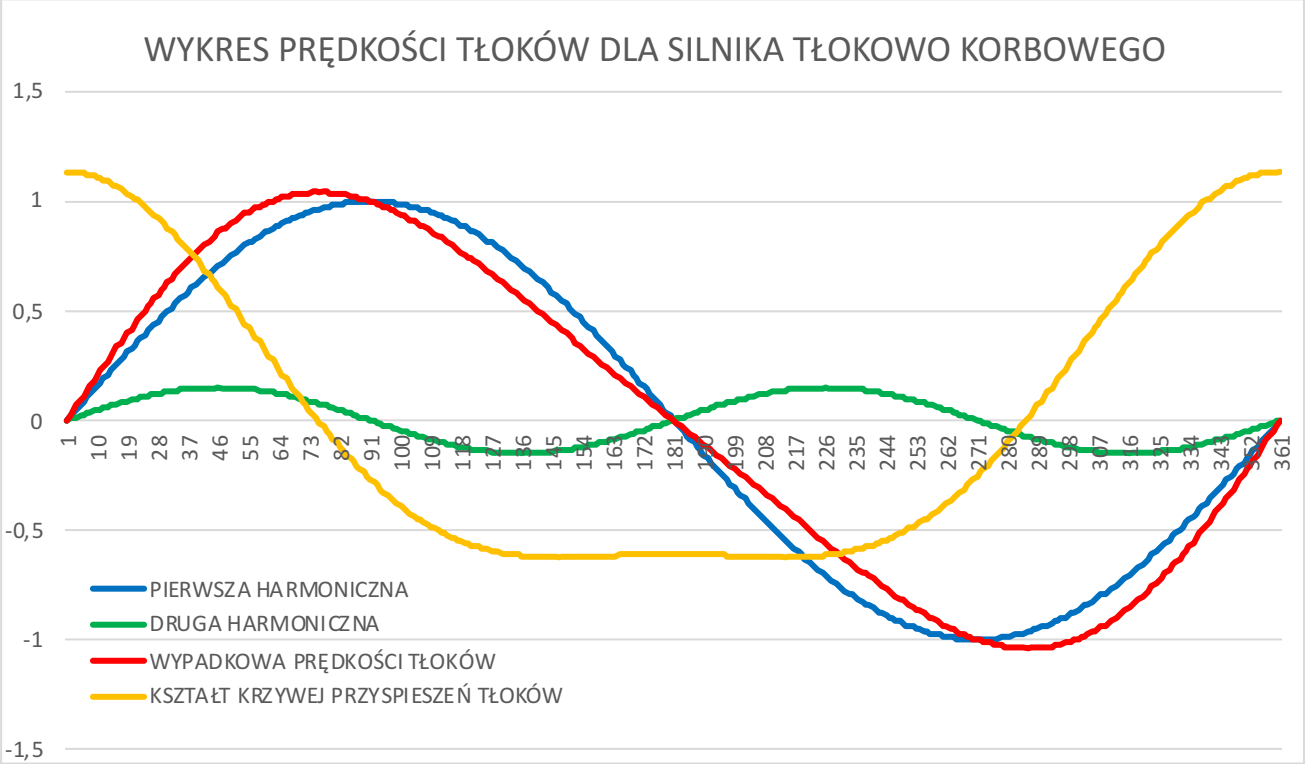
SILNIKI ZE ZMIENNYM STOPNIEM SPRĘŻANIA

Mechanizm tłokowo korbowy służy do zamiany ruchu posuwisto zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego silnika. Towarzyszy nam od 1763 roku w silnikach parowych, a od 1860 r. w silnikach spalinowych. Okazał się rozwiązaniem na tyle skutecznym, że wykorzystywany jest powszechnie do naszych czasów. Próby jego zastąpienia innymi rozwiązaniami nie przyniosły spodziewanych rezultatów. Jedną z takich prób jest silnik Wankla z wirującym tłokiem. Jest to konstrukcja bardzo prosta, bez mechanizmu rozrządu, jednak jego sprawność jest znacznie gorsza, a tym samym zużycie paliwa większe. Wynika to przede wszystkim z bardzo niekorzystnego kształtu komory spalania. Chodzi o to, by ze względu na odpływ ciepła jej powierzchnia była jak najmniejsza w stosunku do objętości. Ten stosunek jest najmniejszy dla kuli, jednak nie ma możliwości praktycznej realizacji takiego rozwiązania. Najbliższym, doskonale sprawdzonym jest układ okrągły cylinder i poruszający się w nim ruchem posuwisto zwrotnym tłok i przy takim rozwiązaniu należy pozostać. Jednak mechanizm łączący tłok poprzez korbowód z wałem korbowym ma liczne wady, których nie da się usunąć.

Najważniejsza to występowanie siły bocznej działającej na tłok, gdy przekroczy on GMP (górny martwy punkt), a jej maksimum związane z największym momentem przypada przed 90° OWK (obrotu wału korbowego). Siła ta powoduje tarcie płaszczy tłoków o ścianki cylindrów, powodując straty energii, a tym samym obniżenie sprawności silnika oraz zużycie elementów. Siłę tę można obniżyć wydłużając korbowody, jednak to powoduje wzrost wysokości silnika, jego masy oraz wzrost sił bezwładności pochodzących od poruszających się korbowodów. Innym rozwiązaniem jest zmniejszenie promienia wykorbień wału korbowego, jednak jest to kosztem wzrostu sił działających na te elementy i zmniejszenie skoku tłoka, co ogranicza ekspansję spalin. Często spotykanym rozwiązaniem jest przesunięcie osi wału korbowego względem osi cylindrów tak, by w suwie pracy i ssania kąt odchylenia korbowodów od osi cylindrów był mniejszy kosztem jego zwiększenia w suwie sprężania i wydechu. Powoduje to bardziej równomierne zużycie ścianek tłoków i cylindrów z obydwu stron, jednak jest to kosztem wzrostu trudnych do wyrównoważenia drgań.

Kolejną wadą mechanizmu tłokowo korbowego związaną nierozerwalnie z poprzednią jest występowanie drugiej harmonicznej prędkości tłoków. Siły bezwładności od niej pochodzące powodują trudne do usunięcia drgania i praktycznie pozostawia się je niewyrównoważone. Na wykresie wykonanym dla $\lambda = R/L = 0{,}3$ (stosunek promienia wykorbienia wału korbowego do długości korbowodu) widać, że druga harmoniczna powoduje wzrost prędkości tłoków w pierwszej ćwiartce OWK, co poprawia wykorzystanie ciśnienia gazów tuż po zapłonie mieszanki, lecz odbywa się to

kosztem zmniejszenia ich prędkości w drugiej ćwiartce. Maksimum tej prędkości przypada tutaj na 70°. Nie sprzyja to wykorzystaniu energii już częściowo rozprężonych gazów przy zmniejszonej prędkości tłoków, czyli zwiększonym przełożeniu kinematycznym pomiędzy tłokami, a wałem korbowym.



Między innymi z tej przyczyny zawór wylotowy w tradycyjnych czterosuwach jest otwierany nawet 70° przed DMP (dolnym martwym punktem). Inżynierowie próbują zaradzić tym stratom, budując silniki pięciosuwowe (to nazwa handlowa) oraz sześciosuwowe. Silnik pięciosuwowy Millera ma 2 cylindry pracujące w cyklu czterosuwowym oraz trzeci o większej średnicy, do którego dodatkowo na przemian są przetłaczane i w nim rozprężane do niskiego ciśnienia spaliny z tych dwóch cylindrów. Silnik sześciosuwowy opracowany przez firmę Porsche w trzecim suwie ma dłuższy skok tłoka, by przez otwarte dzięki temu otwory częściowo usunąć spaliny i zaczerpnąć powietrza, po czym sprężyć je z resztą spalin w czwartym suwie i wykonać drugi suw pracy w piątym suwie. Ten silnik wymaga skomplikowanego układu tłokowo korbowego, by osiągnąć dłuższy skok tłoka w trzecim suwie.

Jest jeszcze jedna wada tego mechanizmu, o której nikt nie wspomina, bo wydaje się tak naturalna, że inaczej być nie może. Otóż wał korbowy jest zawsze pośrednikiem przy przekazywaniu energii z jednego cylindra do drugiego i tak na przykład część energii z suwu pracy jest przekazywana do sąsiedniego cylindra wykonującego suw sprężania przez łańcuch kinematyczny korbowód, wał korbowy, korbowód. Im dłuższy ten łańcuch, tym większe straty. Czy można tego przynajmniej częściowo uniknąć? Czytajcie dalej!

Mechanizm złożony z tłoka, korbowodu i wału korbowego w swej podstawowej konfiguracji nie pozwala także na modelowanie przebiegu zmian prędkości tłoków.

W erze walki z zanieczyszczeniem środowiska wciąż aktualne jest dążenie do zwiększania sprawności silników spalinowych, bo wyższa sprawność to mniejsze zużycie paliwa i mniej zanieczyszczeń. Jedną z dróg do tego celu jest zwiększanie stopnia sprężania, który krótko można zdefiniować jako stosunek objętości komory spalania w DMP do jej objętości w GMP. Jednak dopuszczalny stopień sprężania mieszanki paliwowo powietrznej jest ograniczony jej odpornością na spalanie stukowe, przez co rozumiemy samozapłon pod wpływem wysokiego ciśnienia i związanej z nim wysokiej temperatury. Jest to zjawisko bardzo niebezpieczne dla silnika, bo może go poważnie uszkodzić. Konstruktorzy bronią się przed nim niezbyt skutecznie, stosując zaawansowane programy zasilania i zapłonu, zmienne fazy rozrządu itp. Stosowanie paliw o wysokiej liczbie oktanowej (odpornych na zjawisko stuku) wiąże się z wysokimi kosztami eksploatacji silnika. W jednostkach doładowanych wartość stopnia sprężania może wynosić najwyżej 10:1, a optymalny stopień sprężania pod względem sprawności powinien wynosić 16:1 do 17:1. Trzeba tu jednak zaznaczyć, że skłonność silnika do spalania stukowego jest związana z jego obciążeniem, czyli ilością podawanego powietrza i paliwa, a to znaczy, że zjawisko to przy małym obciążeniu nie występuje i można podnieść stopień sprężania do górnych wartości. Innymi słowy przy dużym obciążeniu silnika należy stosować stopień sprężania w granicach 8:1, o przy znikomym 16-17:1, korzystając z wachlarza pośrednich możliwości. Większość silników samochodowych rzadko pracuje przy pełnym obciążeniu, jak np. podczas ruszania z miejsca, przy wyprzedzaniu, czy przy jeździe pod górę. W tym więc tkwią olbrzymie możliwości oszczędności paliwa, jednak konieczny jest mechanizm, który będzie szybko reagował na obciążenie silnika i odpowiednio zmieniał stopień sprężania mieszanki w cylindrach. Dotyczy to także wszelkich innych zastosowań silników, które pracują przy zmieniającym się obciążeniu. Układ korbowo tłokowy nie jest wdzięcznym do tego mechanizmem i wymaga rozbudowy o kolejne elementy, by taka zmiana stopnia sprężania stała się możliwa.

Obecnie sukcesem może się poszczycić firma Nissan, która wdrożyła silnik VC-T Infiniti. Każdy z czterech korbowodów tłokowych tego silnika jest połączony z niezależnym wahaczem, który w pobliżu środka, lecz bliżej tłoka jest ułożyskowany na wale korbowym, a drugi koniec jest połączony z korbowodem sterującym ułożyskowanym z drugiej strony na wspólnym mimośrodowym wałku sterującym. Obrót tego wałka wymusza poprzez mimośród ruch wzdłużny korbowodu sterującego, który poprzez wahacz i korbowód tłokowy przenosi się na tłok, powodując zmianę stopnia sprężania. Wadą tego rozwiązania jest znaczny stopień skomplikowania silnika i duże siły obciążające wał korbowy, gdyż wahacze pracują jako dźwignie zwiększające te siły. Zaletą jest fakt wdrożenia i znaczna redukcja sił bocznych działających na tłoki.

Na podobnej zasadzie działa francuski silnik MCE-5, jednak nie został on jeszcze wdrożony do masowej produkcji. Różnica polega na zastąpieniu wahacza wycinkiem koła zębatego, który w pobliżu środka również ułożyskowany jest na wale korbowym. Od strony tłoka zazębia się on z listwą zębatą połączoną z tłokiem, a z drugiej strony z listwą zębatą połączoną z tłokiem siłownika hydraulicznego. Każdy z tłoków ma niezależny taki układ zmieniający stopień sprężania, co firma reklamuje jako zaletę. Ja nie widzę jednak w tym żadnej korzyści, wprost przeciwnie – istnieje konieczność ich wzajemnej synchronizacji i ustalania wspólnej pozycji startowej siłowników przy rozruchu. Niewątpliwą zaletą tego rozwiązania jest całkowite wyeliminowanie sił bocznych działających na tłoki, gdyż listwy zębate poruszają się w ich osi.

Istnieje patent EP3040509 udzielony panu Mirosławowi Szymkowiakowi, który prowadzi badania na prototypie swego silnika. Jest on zbliżony co do zasady działania do silnika firmy Nissan, tylko ma inną konfigurację dźwigni.

Znane jest rozwiązanie szwedzkiej firmy Saab, w którym głowica silnika jest połączona zawiasowo z kadłubem i obrót jej względem niego w zakresie do 4˚ zapewnia zmianę stopnia sprężana w pożądanym przedziale. Jednak kłopoty z uszczelnieniem i perturbacje finansowe spowodowały zaniechanie projektu.

Firma Toyota ma patent na korbowód o zmiennej długości. Ma on wbudowane 2 siłowniczki sterowane ciśnieniem oleju. Obracają one mimośrodowe łożysko, w którym osadzony ma być sworzeń tłokowy, powodując zmianę długości korbowodu, a tym samym stopnia sprężania. Moim zdaniem, aby kontrolować wielkość wydłużenia korbowodów i je zsynchronizować musi być sprzężenie zwrotne. W jaki sposób?

Istnieje także wdrożone w motocyklu Suzuki DR-Z400E rozwiązanie ZSS (zmiennego stopnia sprężania) polegające na umieszczeniu łożysk głównych wału korbowego w mimośrodowych tulejach sterowanych za pośrednictwem przekładni zębatych. Jest to możliwe w silnikach jednocylindrowych. Wadą tego rozwiązania jest przesuw osi wału korbowego względem osi symetrii cylindra, co zaburza prawidłowość działania układu kinematycznego.

Jak widać z tej krótkiej analizy, tylko 2 rozwiązania doczekały się realizacji, a wszystkie są skomplikowane, wymagają znacznie większej ilości elementów w silniku, co wiąże się ze wzrostem jego kosztu, masy i awaryjności. Chcąc temu i innym problemom zaradzić, postanowiłem podejść zupełnie inaczej do budowy silnika, pozostawiając to, co dobre i sprawdzone, czyli cylinder z tłokiem, a także układ rozrządu, który w tej pracy pomijam. Odrzucam mechanizm złożony z wału korbowego i korbowodów, gdyż nie nadaje się do łatwej realizacji zmian stopnia sprężania, a zastępuję go mechanizmem oscylacyjnym, który będzie wspólny dla trzech różnych rozwiązań różniących się sposobem połączenia go z tłokami.

Silnik w pierwszym przykładowym rozwiązaniu, które przedstawiają fig. 1, fig. 2 i fig.3 składa się z następujących elementów:

1 - cylindry
2 - duotłoki
3 - listwy zębate
4 - oscylator
4A- okno oscylatora
4B- wycinki koła zębatego
5 - kółka dociskowe
6 - wahacz
7 - osie wahacza
8 - drążek
9 - przegub
10A - panewki drążka
10B - panewki wahacza
10C - panewki przegubu
11 - osie przegubu
12 - koło przesuwne
12A - zawiasy przegubu
12B - przeciwciężar
13 - wał wyjściowy z wielowypustem

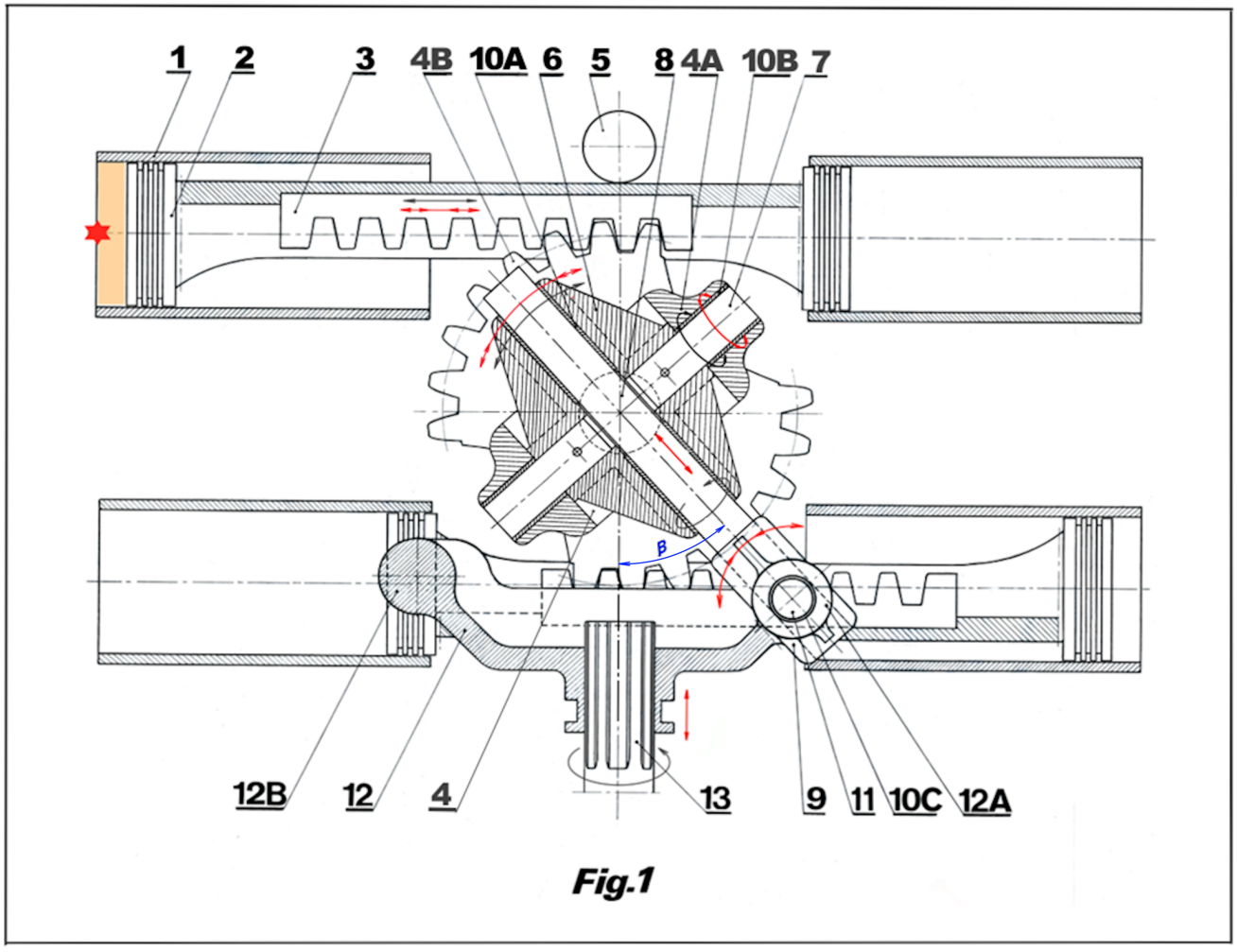


Fig.1

Figura 1 przedstawia widok z góry na przekrój przez cylindry (1) i okno oscylatora (4A) z wahaczem (6) w MP (martwym punkcie). Określenia GMP i DMP nie mają tu zastosowania, gdyż występują one jednocześnie dla dwu par cylindrów po przekątnej.

Figura 2 przedstawia widok z boku dla środkowej pozycji duotłoków (2) z przekrojem okna (4A) i koła przesuwnego (12) dla odsłonięcia wahacza (6) i wału wyjściowego z wielowypustem (13). Figura 3 to widok na okno oscylatora (4A) z wahaczem (6) w MP. **Wszystkie figury w tej pracy przedstawiają elementy silników w pozycji przy stopniu sprężania ε=10.**

Silnik składa się z czterech cylindrów (1) z równoległymi osiami, lecz odwróconych do siebie parami tak, by mogły się w nich przesuwać duotłoki (2) z listwami zębatymi (3). Na przecięciu osi symetrii układu cylindrów znajduje się pionowy wałek oscylatora (4). Listwy zębate zazębiają się z wycinkami koła zębatego (4B) oscylatora, który wykonuje oscylacje w zakresie kąta 2β. W wałku oscylatora znajduje się okno (4A), w którym na osiach (7) ułożyskowanych w panewkach (10B) oscyluje wahacz (6), także w zakresie kąta 2β, lecz w płaszczyźnie prostopadłej do poprzedniej.

„Jeżeli koncepcja od samego początku nie jest szalona, nie ma dla niej żadnej nadziei”

Albert Einstein

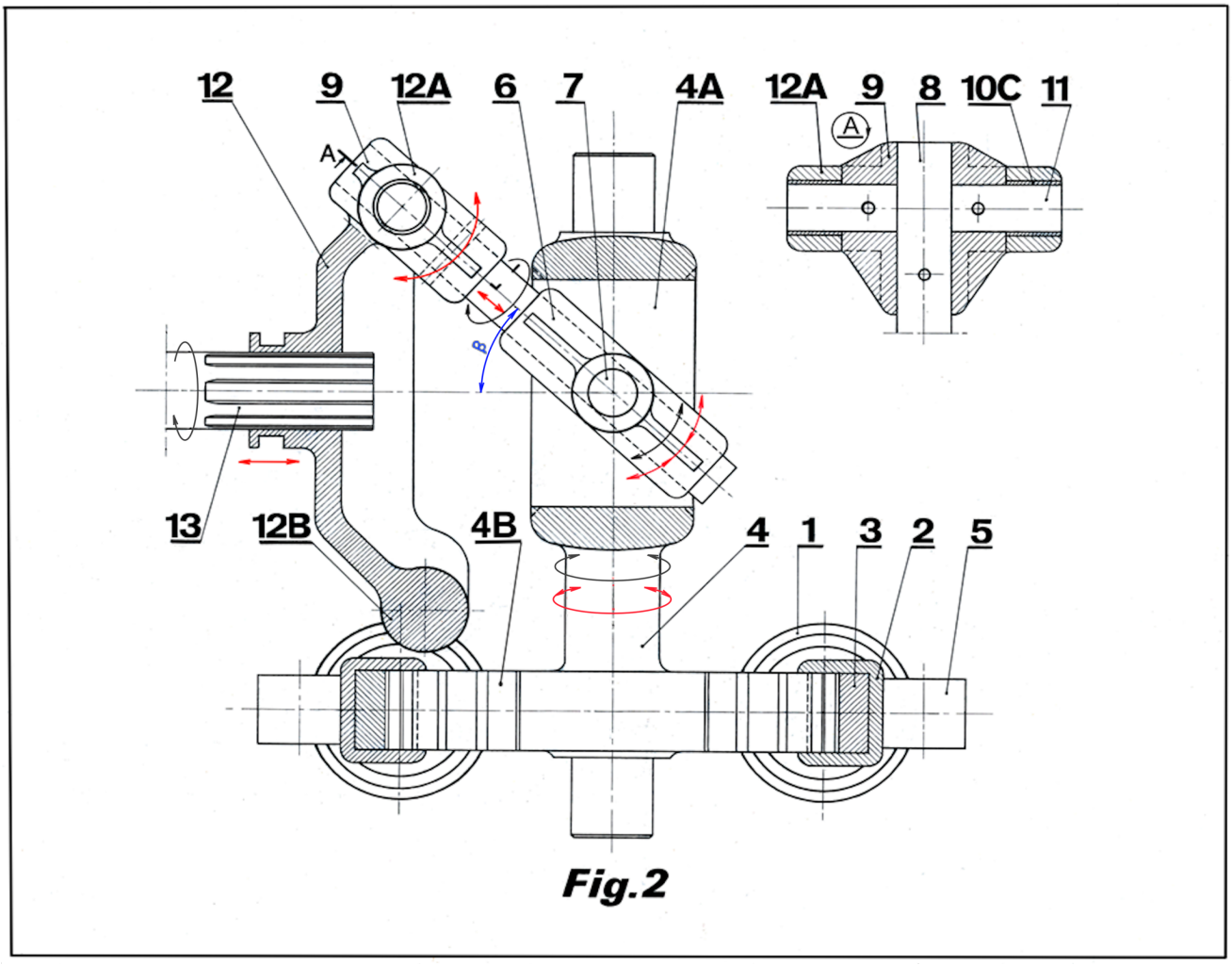


Fig.2

W wahaczu w panewkach (10A) obraca się drążek (8) zamocowany trwale w korpusie

przegubu (9). Przegub ten pracuje wyłącznie podczas zmiany stopnia sprężania i jest umocowany wahliwie w zawiasach (12A) koła przesuwnego (12) na osiach (11) ułożyskowanych w panewkach (10C) osadzonych w tych zawiasach. Koło przesuwne ma przeciwciężar (12B) dla wyrównoważenia masy przegubu i związanych z nim elementów. Może się ono przesuwać wzdłuż osi dzięki wielowypustowi na wale wyjściowym (13). **Warunkiem poprawnego działania mechanizmu jest, aby oś symetrii wału wyjściowego (13), oś symetrii drążka (8), oś obrotu oscylatora (4) i oś obrotu wahacza (6) przecinały się w jednym punkcie.** Są jeszcze 2 kółka dociskowe (5) przejmujące na siebie siłę działającą na duotłoki pochodzącą od kąta przyporu zębów. Aby wymusić obrót koła przesuwnego (12), przegub (9) porusza się po okręgu, tak więc oś symetrii drążka (8) tworzy płaszczyznę boczną stożka prostego o kącie wierzchołkowym 2β i jest to podręcznikowy przykład ruchu harmonicznego, a ten rozkłada się na składową pionową, która powoduje oscylacje wahacza i poziomą, która powoduje oscylacje oscylatora wokół własnej osi, co wymusza ruch harmoniczny posuwisto zwrotny duotłoków. Zakres wahań obydwu składowych to kąt 2β. **W ten to sposób uniknąłem drugiej harmonicznej prędkości duotłoków. A co będzie, jeśli przesuniemy tuleję koła przesuwnego w kierunku oscylatora? Wzrośnie kąt 2β, wzrosną oscylacje oscylatora, wzrośnie droga duotłoków i wzrośnie stopień sprężania we wszystkich czterech cylindrach jednocześnie i to w sposób dokładnie zsynchronizowany. Wielkość zmiany stopnia sprężania jest tu funkcją przesunięcia koła przesuwnego wzdłuż wału wyjściowego. Prościej już się nie da!** Czarne strzałki pokazują ruch poszczególnych elementów silnika w trakcie stabilnej pracy, a czerwone strzałki pokazują ruch elementów w trakcie zmiany stopnia sprężania. Ta regulacja jest naturalnym skutkiem takiej konfiguracji cylindrów i mechanizmu wahadłowego zamieniającego ruch oscylacyjny na obrotowy wału wyjściowego i nie potrzebuje żadnych dodatkowych elementów, oprócz wymaganego sterownika i siłownika przesuwającego koło przesuwne. W przykładowej konstrukcji przemieszczenie koła przesuwnego w zakresie 16,9 mm powoduje zmianę kąta β w zakresie od 39,8° do 46,2°, co wymusza zmianę skoku duotłoków w zakresie 8 mm na stronę, a stopień sprężania zmienia się w zakresie od 7,7:1 do 16,5:1.

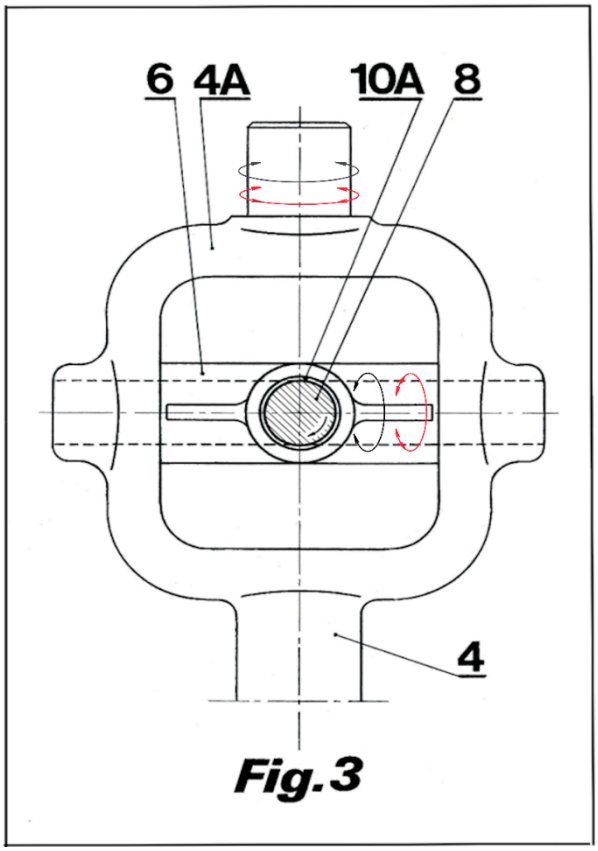
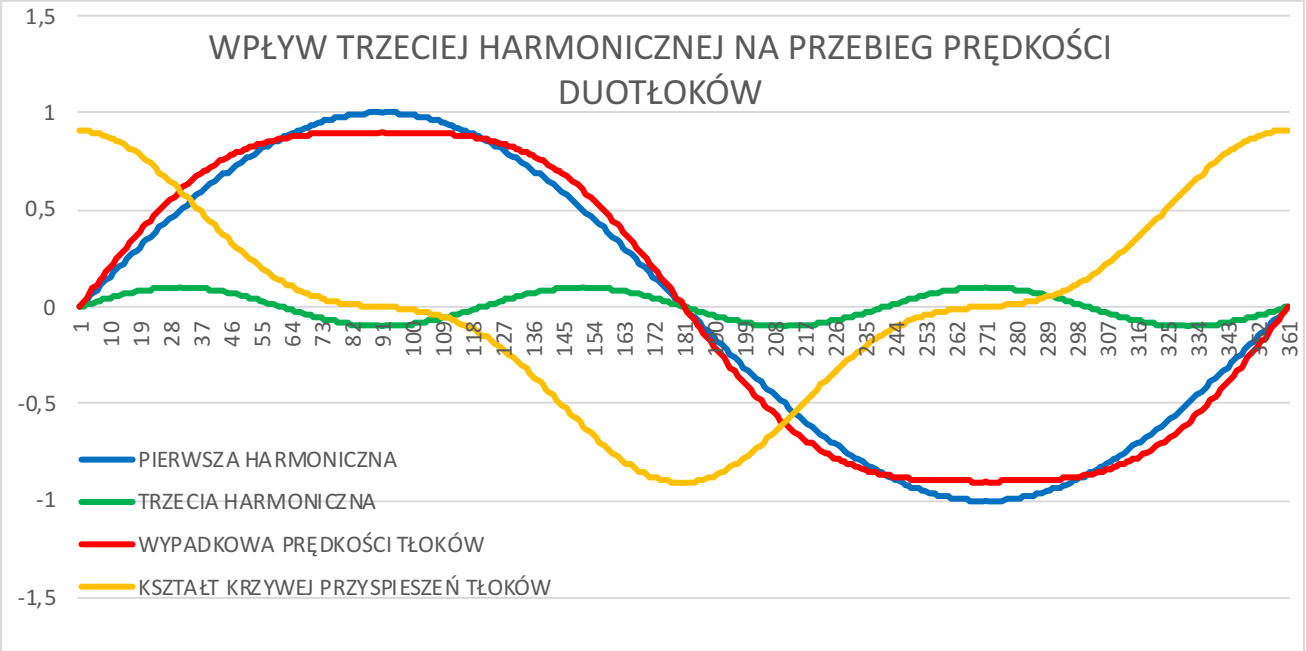


Fig.3

Dodatkową zaletą takiego rozwiązania konstrukcyjnego silnika jest jeszcze możliwość modelowania przebiegu prędkości duotłoków. Można to osiągnąć np. przez celowe wprowadzenie trzeciej harmonicznej, co spowoduje spłaszczenie i rozszerzenie wykresu prędkości, zwiększając iloczyn siły gazów i prędkości tłoków w suwie pracy.



Analizując powyższy wykres widać, że rozprężające się gazy tuż po zapłonie mogą zacząć wcześniej oddawać swą energię, jak i proces rozprężania ich może trwać dłużej.

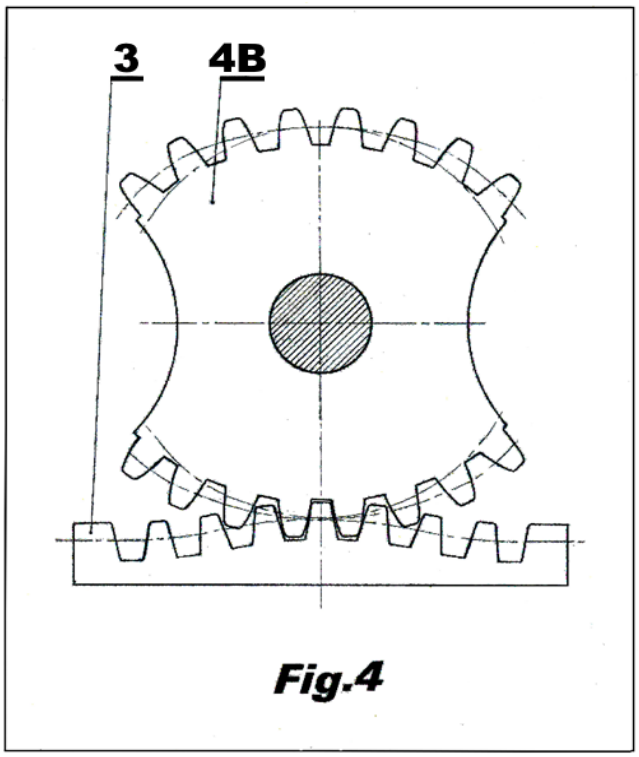


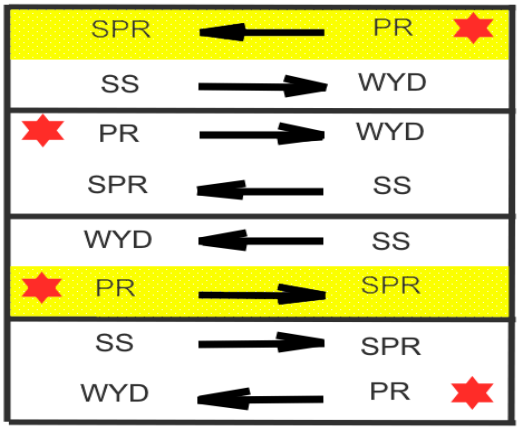
Fig.4

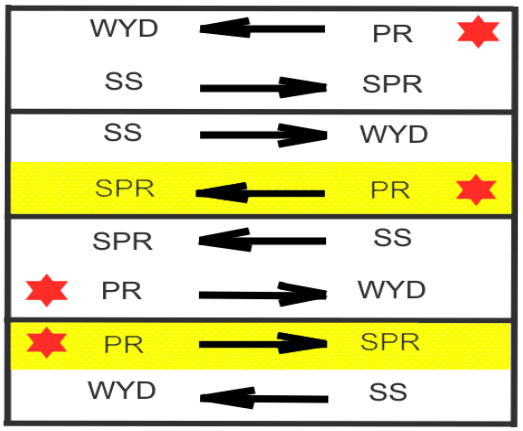
Także w cyklu ssania wyższa prędkość pod koniec suwu jest bardzo korzystna, gdyż pozwoli nadać ładunkowi powietrza niezbędną energię kinetyczną, co umożliwi w cyklu sprężania opóźnienie zamknięcia zaworów i realizację obiegu Atkinsona. Trzeba zaznaczyć, że **mechanizm ten nie ma ograniczenia wynikającego ze stosunku S/D (skok tłoka do średnicy cylindra)**, który występuje w mechaniźmie korbowo tłokowym, gdzie nie przekracza on wartości 1,4 ze względu na wzrost sił bocznych działających na tłoki. W tym przykładzie rozwiązania wynosi on 1,77. Pozwoli to na pełniejsze rozprężenie gazów i dalsze podwyższenie sprawności silnika. Praktyczny sposób wprowadzenia trzeciej harmonicznej do prędkości duotłoków przedstawia fig. 4.

Do kołowego kształtu średnicy podziałowej odcinków koła zębatego oscylatora należy dodać odpowiednie wartości trzeciej harmonicznej, by otrzymać koło zębate nieokrągłe (to nazwa techniczna). Listwa zębata musi uwzględniać jego kształt. Na przedstawionym wyżej wykresie wartość prędkości od trzeciej harmonicznej wynosi 10% prędkości pierwszej harmonicznej.

Reasumując, przedstawione rozwiązanie silnika ma następujące zalety:

1. **Niewspółmiernie prosty w stosunku do innych rozwiązań mechanizm zmiany stopnia sprężania w sposób zsynchronizowany we wszystkich cylindrach**
2. **Całkowite wyeliminowanie sił bocznych działających na tłoki lub ich zminimalizowanie w przypadku konstrukcji z modelowanym przebiegiem prędkości duotłoków**
3. **Całkowite wyeliminowanie drugiej harmonicznej, co usunie drgania od niej pochodzące i zapewni idealną symetrię przebiegów prędkości duotłoków**
4. **Brak ograniczeń konstrukcyjnych wynikających ze stosunku S/D, co pozwala na skuteczne rozprężanie spalin**
5. **Możliwość modelowania przebiegu prędkości duotłoków, np. przez celowe wprowadzenie trzeciej harmonicznej, co także przełoży się na dodatkowy wzrost sprawności silnika kosztem niewielkiego wzrostu sił bezwładności**
6. **Bezpośredni przekaz energii z suwu pracy do suwu sprężania w cylindrach o wspólnych duotłokach dla połowy cykli, w tym przypadku bez pośrednictwa oscylatora, co pokazują poniższe dwie możliwe sekwencje suwów, na których strzałki to kierunek ruchu duotłoków**





Istnieje możliwość budowy innej wersji tego silnika, w której listwy zębate są zastąpione korbowodami, a wycinki kół zębatych oscylatora korbami. Może to okazać się prostsze w budowie, lecz nie osiągnie wszystkich wymienionych powyżej zalet.

Przykładową konstrukcję takiego silnika przedstawia figura 5 z następującymi elementami:

1 - cylindry
16 - tłoki
17 - korbowody
18 - sworznie tłokowe
4C - korby oscylatora
20 - sworznie korbowe
4A - okno oscylatora
(jak w poprzedniej wersji)

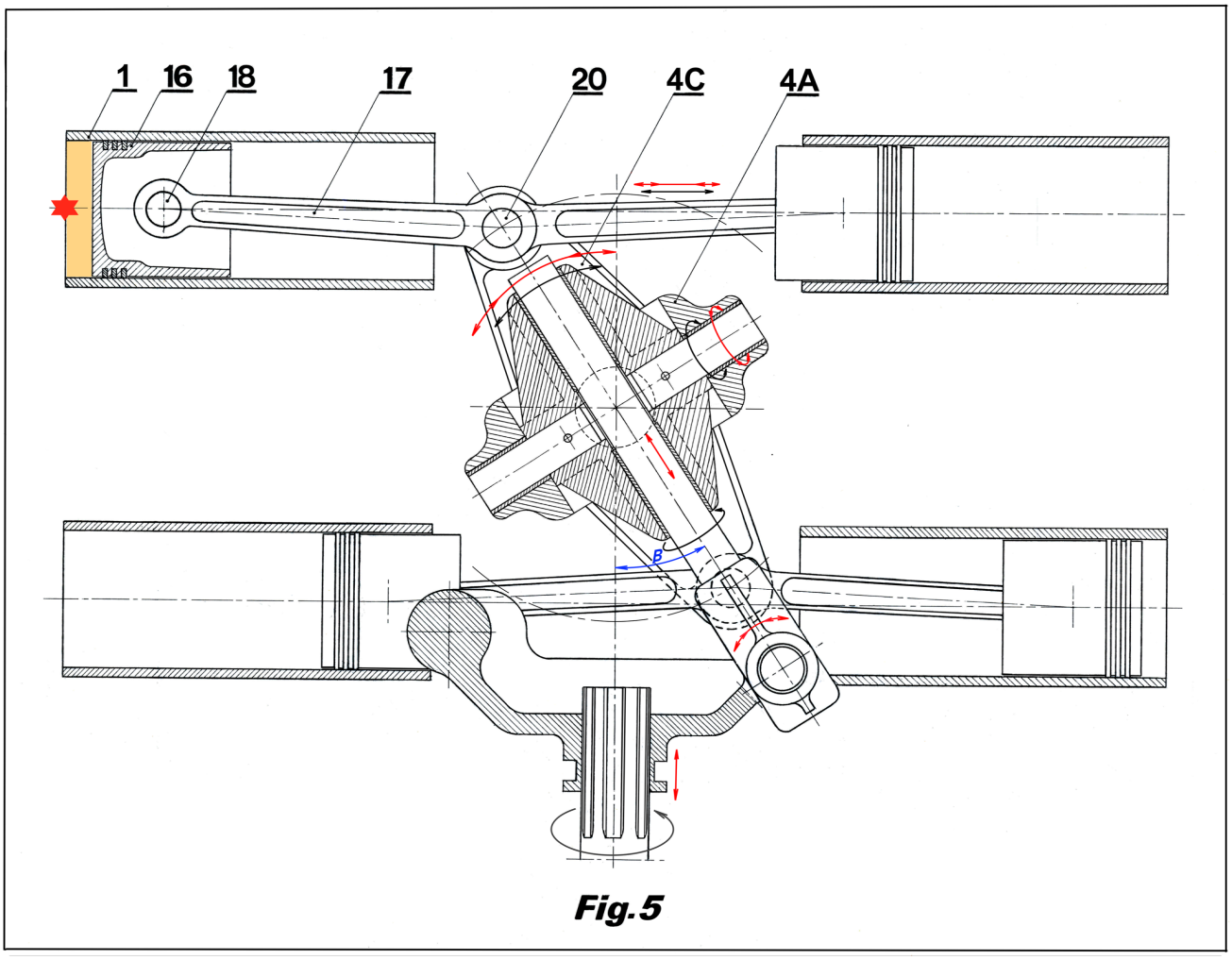
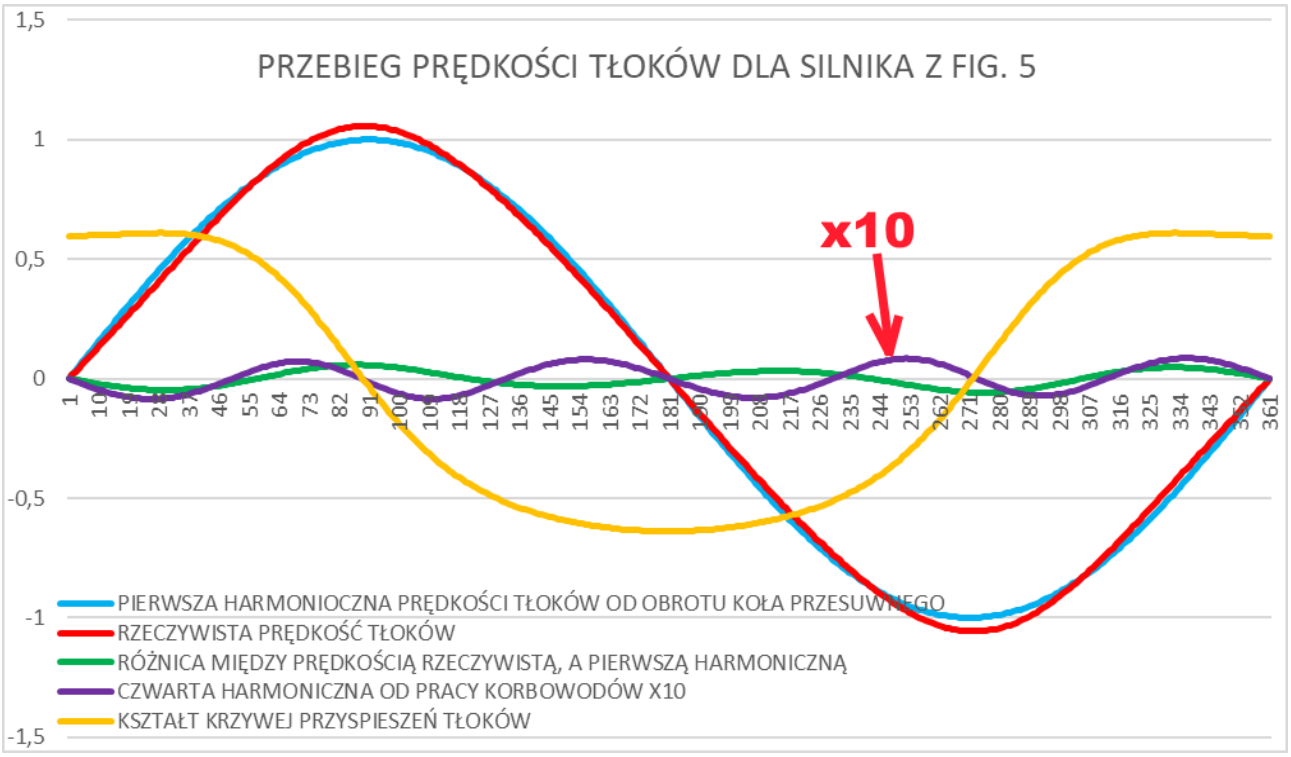


Fig.5

Wychylenia korbowodów rozłożyłem symetrycznie względem osi cylindrów dla zminimalizowania sił bocznych tłoków działających na ich ścianki. Przy obrocie wału wyjściowego o 180°, korby (4C) oscylatora obrócą się w zakresie kąta 2β, czyli od - 33,1° do +33,1°. Dla promienia korby R = 92,5 mm, długości korbowodów L = 147 mm skok tłoka wynosi 101 mm, a wielkość odchylenia sworzni korbowych (20) od osi cylindrów wynosi 7,5 mm na stronę. Występuje wtedy zerowa i maksymalna prędkość tłoków, a jej maksimum przypada nie przy 90° obrotu wału wyjściowego, a przy 89°. Powodem tego jest minimalny wpływ czwartej harmonicznej od pracy korbowodów. Tę wartość odchylenia 7,5 mm można potraktować jako R (z minimalnym błędem) we wzorze $\lambda = R/L$, stąd $\lambda = 0{,}05$. Jest to wartość bez większego znaczenia, skoro w klasycznych

silnikach tłokowo korbowych wynosi ona (przypominam) od 0,25 do 0,3, a maksimum prędkości nawet przy 70° OWK. Poniżej jest wykres prędkości tłoków dla tego silnika.



Analizując ten wykres, trzeba zwrócić uwagę na krzywą oznaczoną kolorem fioletowym. Jest to tutaj czwarta harmoniczna wynikająca z pracy korbowodów, ale **jej amplituda jest powiększona 10 razy dla dobrej widoczności.** Powoduje ona minimalną asymetrię przebiegu rzeczywistej prędkości tłoków i przesunięcie jej maksimum do 89°. Gdy zrobiłem symulację dla wychylenia korbowodów na zewnątrz osi cylindrów współczynnik λ wzrósł do 0,1, maksimum prędkości tłoków osiągnęło 88°, a czwarta harmoniczna stała się mocno odkształconą drugą harmoniczną. Krzywa oznaczona kolorem zielonym pokazuje różnicę pomiędzy rzeczywistą prędkością tłoków, a pierwszą harmoniczną pochodzącą od obracającego się ruchem jednostajnym koła przesuwnego. Jest ona zbliżona kształtem do trzeciej harmonicznej, w niepożądanej tutaj przeciwnej fazie, nieznacznie zniekształcona przez czwartą harmoniczną. Nieparzyste harmoniczne w silnikach spalinowych, w przeciwieństwie do parzystych, równoważą się i nie powodują szkodliwych drgań. Drogi tłoków od pierwszej harmonicznej i od ich rzeczywistej prędkości muszą być sobie równe, tak samo jak pola pod obydwiema krzywymi, więc z tej zależności można obliczyć amplitudę pierwszej harmonicznej. Okazuje się, że gdy odległości pomiędzy osią obrotu oscylatora, a osiami cylindrów są zgodne z tą amplitudą, wykres rzeczywistej prędkości tłoków jest najbardziej zbliżony do

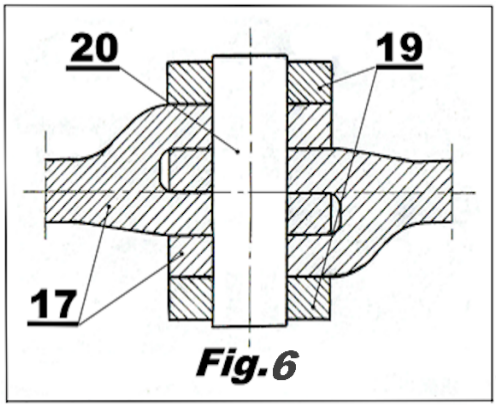


Fig.6

symetrycznego, a maksymalna prędkość tłoków najbardziej zbliża się do 90°. Figura 6 przedstawia przykładowy sposób połączenia korbowodów z korbami oscylatora.

„Wiedza, co robić i nierobienie tego, to to samo, co niewiedza na temat tego, co robić” *(Robin Sharma)*

Jest jeszcze trzecia możliwość budowy silnika oparta na mojej idei ZSS pozbawiona zarówno kół zębatych, jak i korbowodów. Pokazuje to figura 8.

Jest to rozwiązanie pośrednie między dwoma pierwszymi i składa się z następujących elementów:

1 - cylindry	24 - motylki
23 - duotłoki	4D - korby oscylatora
23A - jarzma duotłoków	4A - okno oscylatora (jak poprzednio)
24A - osie motylków	27 - panewki motylków

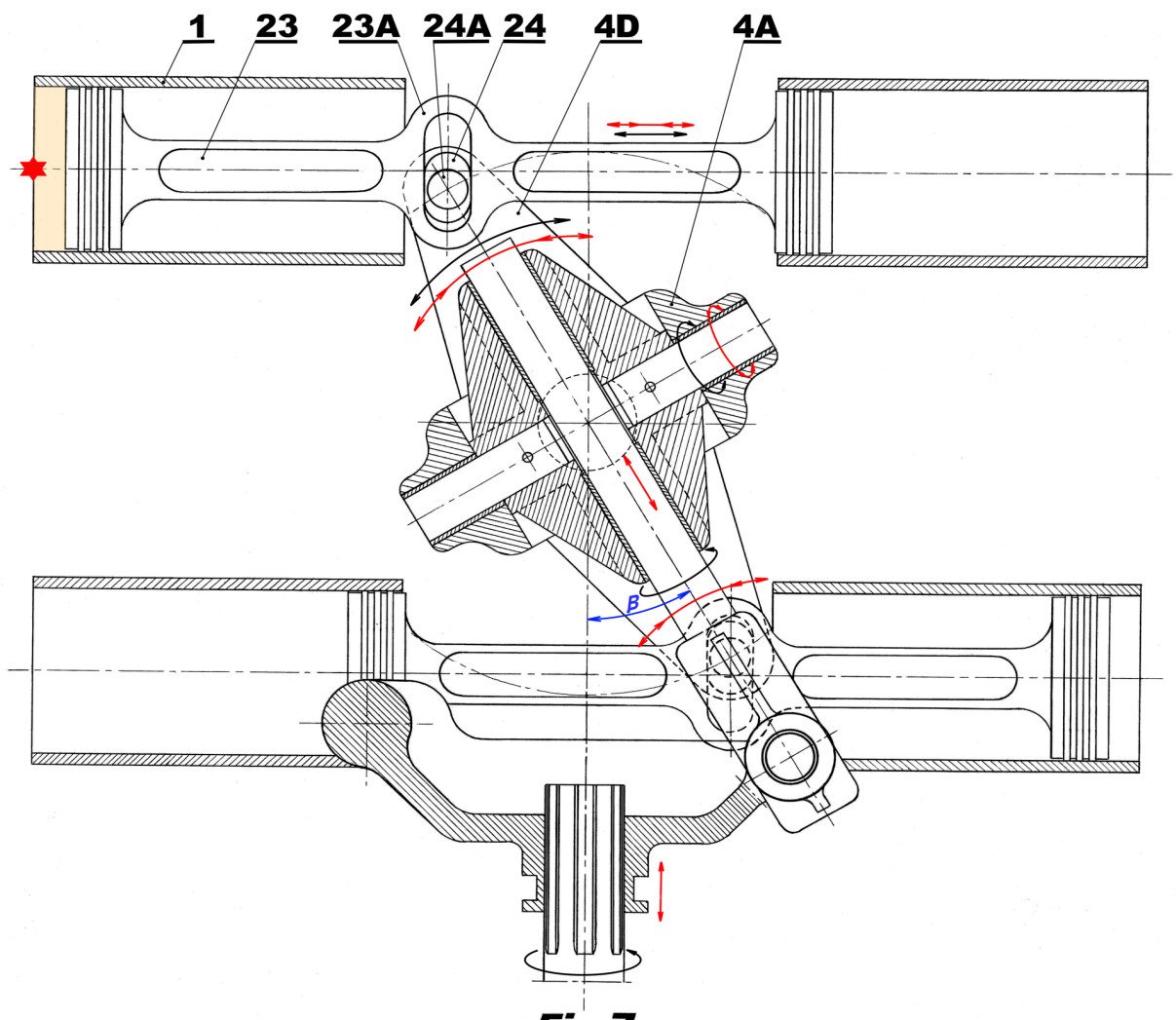


Fig.7

Motylki (24) mają możliwość przesuwania się prostopadle do osi cylindrów w szczelinie jarzma (23A) podczas ruchu duotłoków, a osie (24A) umożliwiają ich obrót w zakresie kąta 2β w panewkach (27) korb (4D) oscylatora (4). W przykładowym rozwiązaniu dla S = 100 mm, β = 30,7°, promieniu korb oscylatora R = 98 mm oś motylka przemieszcza się w zakresie 13,7 mm, czyli po 6,85 mm na stronę względem osi cylindrów. Pomijając tarcie motylków w jarzmach, odsunięcie się osi motylka od osi cylindra w suwie pracy będzie skutkować powstaniem pary sił, której ramię będzie równe długości duotłoków. Jej oddziaływanie na cylindry będzie jeszcze mniejsze, niż w silniku z figury 5, poza tym będzie jednakowe na obydwie strony cylindrów. Wykres przebiegu prędkości tłoków wygląda, jak poniżej.

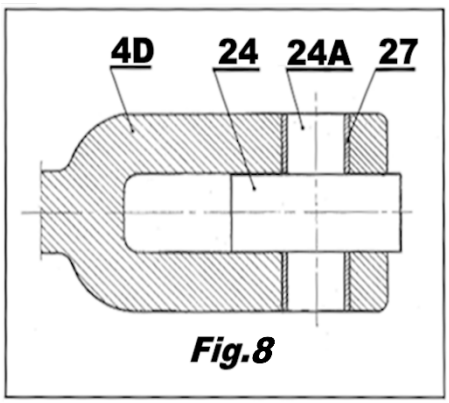
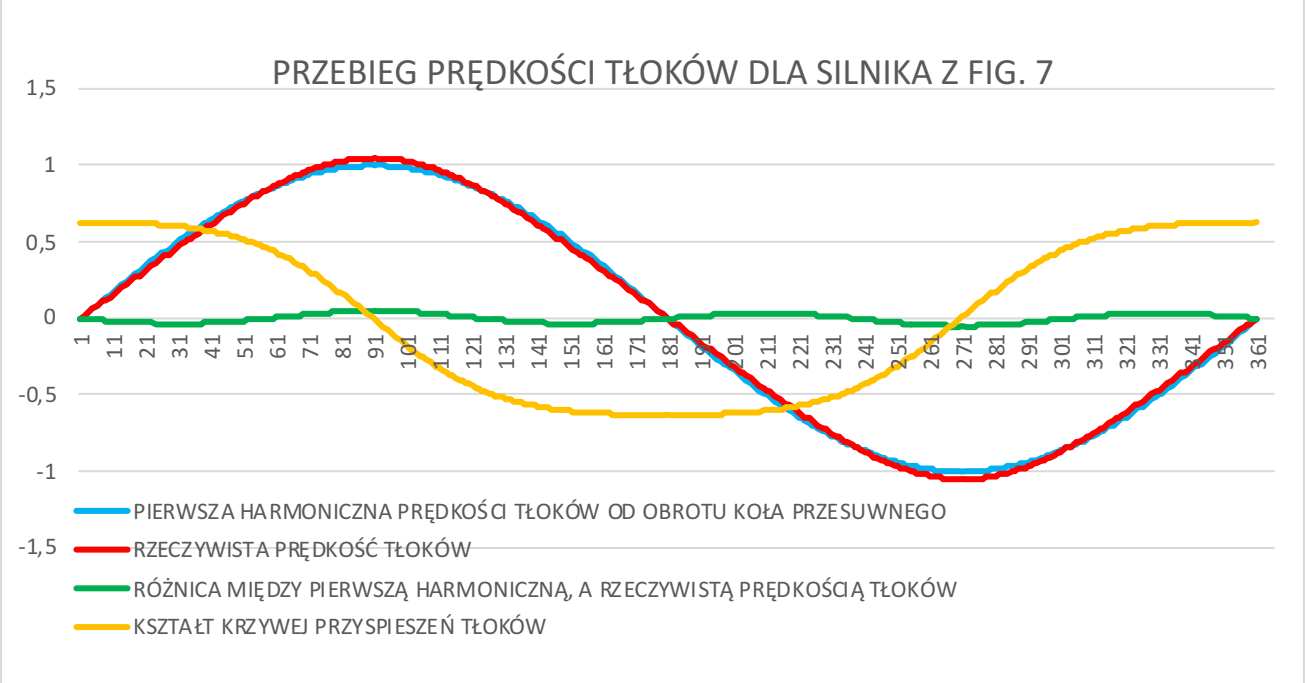


Fig.8



Ponieważ nie ma tu korbowodów, nie ma drugiej ani czwartej harmonicznej, a wykres jest idealnie symetryczny, jak w przypadku silnika z listwami zębatymi.

Silniki w wersji z korbowodami i w wersji z motylkami, chociaż nie pozwalają na modelowanie przebiegu prędkości tłoków, zachowują najważniejszą zdolność, która jest celem tej pracy - **pozwalają w prosty sposób zmieniać stopień sprężania. Nie mają też ograniczeń wynikających ze stosunku S/D i wykazują minimalny nacisk boczny tłoków na ścianki cylindrów.**

Konkludując, **silnik z listwami zębatymi, choć trudniejszy do wykonania, powinien osiągnąć wyższą sprawność, gdyż ma korzystniejszy kształt przebiegu prędkości duotłoków, za to silniki z korbowodami i z motylkami nie odbiegają od**

współczesnych możliwości technologicznych, nadto silnik z motylkami pozwala na bardziej zwartą konstrukcję. Wał wyjściowy wszystkich silników jest tak wyprowadzony, by jednym paskiem zębatym napędzać wymagane tu 4 wałki rozrządu. **Przewiduję dla wszystkich wersji silnika bardzo małe zużycie paliwa wynikające z działania ZSS, braku lub minimalizacji sił bocznych działających na tłoki, wydłużonej drogi ekspansji spalin, możliwości pracy w cyklu Atkinsona i symetrycznego przebiegu wykresu prędkości we wszystkich ćwiartkach obrotu wału wyjściowego, a także z mniejszych wewnętrznych strat mechanicznych z racji mniejszej ilości współpracujących ze sobą elementów w porównaniu do innych rozwiązań.**

<u>Jeszcze taka uwaga!</u> W każdym siniku czterosuwowym z czterema cylindrami tylko jeden z nich w poszczególnych cyklach jest wykorzystywany efektywnie w suwie pracy. Pozostałe trzy, mimo że konieczne, „pracują" w suwach ssania, wydechu, a nawet sprężania przy niewielkim wytężeniu, a generują siły bezwładności i straty z powodu tarcia kosztem energii tego czwartego. Korzystniej to wygląda w silniku dwusuwowym, ale…, no właśnie, jest to ale, czyli inne wady, które znacie, więc je pomijam. W moich silnikach ZSS wygląda to inaczej. Cała energia z czterech cylindrów jest kierowana na jeden oscylator, który pracuje z pełnym wytężeniem w każdym suwie, tak samo dotyczy to wahacza i drążka, ponadto elementy te będą poruszać się ruchem harmonicznym wskutek bezwładności koła zamachowego i obciążenia, a taki ruch generuje najmniejsze z możliwych siły bezwładności. Dotyczy to wszystkich trzech wersji silnika. Bezwładność jednego oscylatora będzie mniejsza od sumy bezwładności czterech układów korbowo tłokowych, a już zdecydowanie mniejsza, gdy uwzględnimy także dodatkowe cztery wahacze w silnikach VC-T Infiniti lub MCE-5, które to silniki spełniają te same wymogi, czyli ZSS.

Silnik został zgłoszony w UPRP w dniu 27 listopada 2025 roku i oznaczony numerem P.453887. Dysponuję wzorami matematycznymi opisującymi zależności geometryczne silnika, których tu celowo nie zamieściłem, by nie odstraszać czytelników. Jednak ze względu na wiek, a przekroczyłem 77 lat, nie mam już czasu na realizację tego projektu. Dlatego poszukuję odważnych inwestorów, którym, tak samo jak mi, leży na sercu dobro tej planety i zaangażują się w to przedsięwzięcie, by ograniczyć zużycie paliw, ograniczyć szkodliwe emisje i pozostawić po sobie ślad, niekoniecznie węglowy.

Uffff, dziękuję wszystkim, którzy dobrnęli do końca i pozdrawiam gorąco!

Kazimierz Kwiatkowski

„Idea bez wprowadzenia w życie jest złudzeniem"

(Robin Sharma)