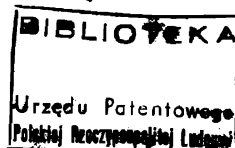




F02b 54/00



POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 43628

NSU Werke A. G.

Neckarsulm, Niemiecka Republika Federalna

Felix Wankel

Lindau/Bodensee, Niemiecka Republika Federalna

Kl. 46 a³, 9

46a, 17/

Silnik spalinowy z wirującym tłokiem

Patent trwa od dnia 13 marca 1959 r.

Pierwszeństwo: 26 sierpień 1958 r. dla zastrz. 16 i 17

(Niemiecka Republika Federalna).

Przedmiotem niniejszego wynalazku jest silnik spalinowy z wirującym tłokiem, w którym wewnątrz nieruchomego lub wirującego kadłuba o wielołukowym w przekroju zarysie wewnętrznym, ułożony jest mimośrodowo i równolegle do osi silnika wielowierzchołkowy wirnik, który w swym względnym ruchu w stosunku do kadłuba, za pomocą równoległych do osi silnika krawędzi swych wierzchołkowych występów ślizga się wzdłuż wewnętrznego zarysu kadłuba, na skutek czego zostają tworzone komory robocze o zmieniających się objętościach, przy czym w przypadku wirującego kadłuba wiruje on w tym samym kierunku co i wirnik, ale szybciej od niego. Znane jest sterowanie takimi maszynami w dwutakcie jako sprężarkami, przy czym przewidziane są dwie komory o zmieniającej się objętości, do których podłączone są przewody wlotowe i wylotowe, i któ-

re za pomocą walców sterujących lub zewnętrznego zarysu wirnika są w odpowiednich chwilach otwierane lub zamykane.

Celem niniejszego wynalazku jest stworzenie wymienionego wyżej rodzaju maszyny, która pracowałaby jako silnik spalinowy i w którym każda komora robocza wykonywałaby pełny czterotaktowy cykl roboczy. Zgodny z wynalazkiem silnik z wirującym tłokiem odznacza się tym, że wielołukowy zarys wewnętrzny kadłuba ma co najmniej dwie najbliższe osi strefy, a wirnik co najmniej trzy występy wierzchołkowe, na skutek czego zostają utworzone co najmniej trzy komory robocze, że do zrealizowania czterotaktowego cyklu pracy silnika umieszczony jest w kadłubie, tuż poza najbliższą jego osi strefą w kierunku wirowania wirnika, wspólny dla wszystkich komór roboczych sprawny otwór wlotowy świeżej mieszanki pa-

liwowej oraz sprawny otwór wylotowy do gazów wydechowych, w kierunku wspomnianego już ruchu obrotowego, a tuż przed następną z kolei najbliższą osi strefą oraz że otwory w zasadniczo znany już sposób są sterowane przez zewnętrzny zarys wirnika na skutek jego względnego ruchu w stosunku do kadłuba.

Jako specjalnie wskazane dla wewnętrznego zarysu kadłuba są matematyczne krzywe, znane jako epitrochoidy, podczas gdy zewnętrzny zarys wirnika zbliżony jest do wewnętrznej obwiedni epitrochoid. Również zamiast rzeczywistej epitrochoidy można zastosować do tego celu położoną na zewnątrz niej i równoległą doń krzywą.

W silniku, w którym kadłub ma w przekroju dwuhukowy zarys wewnętrzny, najkorzystniej w rodzaju dwuhukowej epitrochoidy, a wirnik trzy występy wierzchołkowe, zostają tworzone trzy komory robocze o zmieniającej się objętości, przy czym w przypadku wirującego kadłuba wyprzedza on wirnik przy stosunku liczb obrotów 3:2, co wymuszone jest przez odpowiednią przekładnię zębatą. Otwór wlotowy i otwór wydechowy są w tym przypadku umieszczone symetrycznie względem małej osi, w pobliżu najbliższej osi strefy wewnętrznego zarysu kadłuba.

Wynalazek obejmuje również silnik, w którym zarys wewnętrzny kadłuba wykonany jest w przekroju jako trójkukowy, najkorzystniej w postaci trójkukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, przy czym wirnik ma cztery występy wierzchołkowe. W tym silniku tworzą się cztery komory robocze o zmieniającej się objętości. Ponieważ do wykonania czterotaktowego cyklu roboczego potrzebne są tylko trzy komory robocze, więc w czwartej komorze mogą być zrealizowane dwa dalsze takty robocze, które według propozycji wynalazku urzeczywistniają przedłużone rozprężanie. W tym celu otwór wydechowy, przez który normalnie na końcu czterotaktowego cyklu pracy wypływają gazy wydechowe, ukształtowany jest jako przewód przepływowy, który daje połączenie znajdującej się w takcie roboczym komory, z komorą za nią następującą i mającą wówczas najmniejszą objętość. Na skutek tego zostaje umożliwione dalsze wykorzystanie znajdującej się w gazach wydechowych energii. Gdy gazy wydechowe rozprężą się dalej w tej czwartej komorze, zo-

stają one usunięte z silnika przez otwór wydechowy, który umieszczony jest tuż przed tą najbliższą osi strefą, po której przewidziany jest otwór wlotowy mieszanki paliwowej.

Według dalszej propozycji wynalazku zostały zastosowane w tym silniku obydwa dodatkowe takty robocze do zasysania i wydmuchu powietrza chłodzącego. Wówczas luk wewnętrznego zarysu kadłuba, który podczas wspomnianego już ruchu względnego następuje za lukiem zaopatrzonego w otwory wydechowe do wydechu gazów spalinowych, zawiera w swej przedniej części okienko do wlotu powietrza chłodzącego, a w części dalszej — okienko do wyrzucania powietrza chłodzącego.

W obydwóch wykonaniach silnika z trójkukowym wewnętrznym zarysem kadłuba, czterotaktowy cykl pracy jako taki przebiega w ten sam sposób, jak w silniku z dwuhukowym zarysem wewnętrznym kadłuba. Przy wirującym kadłubie wyprzedza on wirnik przy stosunku obrotów wynoszącym 4:3.

Otwór wlotowy i otwór wylotowy mają ujście do otworów w bocznych tarczach i hub w zewnętrznej powierzchni bocznej kadłuba. Dopływ świeżej mieszanki paliwowej może odbywać się przez wydrążony wał wirnika, który służy w ten sposób jako przewód ssący z wylotem w okienkach sterujących w bocznych ściankach wirnika. Te okienka sterujące współdziałają z przewodami przepływowymi, które umieszczone są co najmniej w jednej tarczy bocznej kadłuba. Sterowanie, tzn. otwieranie i zamykanie otworów wlotowych odbywa się przez powierzchnie czołowe wirnika. Okienko sterujące wydechem zostaje najkorzystniej umieszczone w powierzchni bocznej kadłuba i jest sterowane przez równoległe do osi silnika krawędzie występow wierzchołkowych wirnika.

Według następnej z kolei propozycji wynalazku, w zewnętrznych powierzchniach wirnika, pomiędzy każdymi dwiema równoległymi do osi silnika krawędziami, są przewidziane wybrania. Wybrania te tworzą część komory spalania i umożliwiają łączenie o wystarczającym przekroju pomiędzy obydwiema częściowymi objętościami, które tworzą się, gdy odnośna komora robocza ma swą najmniejszą objętość. Ponadto wybrania te służą do tego celu, aby stopień sprężania silnika zmniejszyć do granic, wyznaczonych przez jakość materiału pędnego. Wreszcie, zwłaszcza w silniku, w którym kadłub wiruje, w każdym wybraniu może być umieszczona świeca zapłonowa.

Zamiast układu z jedną świecą zapłonową w każdym wybraniu wirnika, można zastosować tylko jedną jedyną świecę zapłonową w kadłubie i to bądź w osłonie, bądź też w jednej tarczy bocznej lub w razie potrzeby w obydwóch. Wówczas świeca zostaje umieszczona w pobliżu strefy zarysu wewnętrznego kadłuba najbliżej osi i leżącej pomiędzy otworem wlotowym i otworem wydechowym. Przy umieszczeniu świecy zapłonowej w bocznej osłonie kadłuba wskazane jest, aby otwór dla elektrody świecy umieścić w takim miejscu, w którym w chwili przechodzenia przezeń krawędzi występu wierzchołkowego wirnika, w jednej sąsiadującej, napełnionej świeżą mieszanką paliwową komórce roboczej panowało ciśnienie większe, niż w drugiej sąsiadującej komórce napełnionej gazami spalinowymi. Wymaga to aby idąca przodem krawędź występu wierzchołkowego otworzyła już częściowo otwór wydechowy gazów spalinowych. Na skutek takiego układu unika się powrotu przez otwór zapłonowy gazów spalinowych do komory, w której odbywa się takt sprężania. Aby otwór zapłonowy mógł być możliwie mały, musi być tak dostosowany do wielkości elektrody świecy zapłonowej, żeby iskra zapłonowa przekazywała wprost z elektrody zapłonowej na kadłub.

Dalszym celem wynalazku jest wybranie spośród mnóstwa możliwych kształtów zarysu wewnętrznego kadłuba tego rodzaju silników spalinywych z wirującym tłokiem takich zarysów, które dają ekonomiczny silnik z optymalnymi właściwościami i najlepiej spełniają różne, często sprzeczne wymagania. Punktem wyjścia były przy tym wielolukowe epitrochoidy, których największa odległość od punktu środkowego do obwodu oznaczona została literą *a*, a najmniejsza odległość od punktu środkowego do obwodu — literą *b*. Stosunek $\frac{a}{b}$ ustala po-

stać epitrochoidy. Zostało stwierdzone, że w silniku z kadłubem w postaci dwulukowej epitrochoidy lub w postaci na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, stosunek ten powinien znajdować się w granicach od 1,25 do 1,5, a w silniku z kadłubem w postaci trójlukowej epitrochoidy — w granicach od 1,2 do 1,32 a to w celu uzyskania najkorzystniejszych danych technicznych dla silnika spalinowego.

Wynalazek obejmuje zarówno silniki w których kadłub i wirnik obiegają w tym samym kierunku i w których kadłub wyprzedza wirnik przy stosunku liczb obrotów 3:2 lub 4:3,

jak również silniki, które pracują na zasadzie odwrócenia kinematycznego i w których kadłub jest nieruchomy, a wirnik wykonuje planetarny ruch krążący w stosunku do kadłuba.

Dalsze szczegóły i cechy charakterystyczne wynalazku wynikają z dalszego opisu w powiązaniu z rysunkami, na których fig. 1 jest rzutem z częściowym przekrojem wzdłużnym i częściowym widokiem jednej postaci wykonania wirującego silnika spalinowego, w którym zewnętrzny wirnik ma kształt dwulukowej epitrochoidy, a wirnik wewnętrzny jest ukształtowany jako przybliżona jej wewnętrzna obwiednia i ma trzy występy wierzchołkowe, fig. 2 — przekrojem poprzecznym płaszczyzną oznaczoną linią 2—2 na fig. 1, fig. 2a — częściowym przekrojem płaszczyzną oznaczoną linią 2a—2a na fig. 2 i przedstawia szczegół wynalazku, fig. 3—14 są schematycznymi przekrojami, przedstawiającymi wzajemne zależności faz pracy wirników w czasie działania silnika pokazanego na fig. 1, fig. 15—16 są rzutami podobnymi do fig. 1 i 2, lecz przedstawiającymi zmienioną postać silnika, w którym zewnętrzna część składowa jest nieruchoma i w którym wewnętrzny zarys zewnętrznej części składowej ma kształt epitrochoidy o dwóch łukach, fig. 17—18 są rzutami podobnymi do fig. 1 i 2, na których zewnętrzny wirnik ma kształt epitrochoidy o trzech łukach, podczas gdy wewnętrzny wirnik jest jej przybliżoną wewnętrzną obwiednią i ma cztery występy wierzchołkowe, przy czym fig. 17 jest osiowym przekrojem płaszczyzną, oznaczoną linią 17—17 na fig. 18, podczas gdy fig. 18 jest przekrojem płaszczyzną, oznaczoną linią 18—18 na fig. 17; fig. 19—38 są widokami podobnymi do fig. 3—14 i przedstawiają schematycznie wzajemne zależności faz pracy części składowych silnika pokazanego na fig. 17 i 18, fig. 39 jest wzdłużnym przekrojem płaszczyzną, oznaczoną na fig. 40 linią 39—39 i przedstawia odmianę typu pokazanego na fig. 17 i 18, w której zewnętrzna część składowa silnika, która wyznacza zarys komór spalania jest nieruchoma i ma kształt epitrochoidy o trzech łukach, podczas gdy wewnętrzna część składowa jest wirnikiem, fig. 40 jest rzutem z przodu częściowo w widoku i częściowo w przekroju płaszczyzną, oznaczoną linią 40—40 na fig. 39, po usunięciu czołowej ścianki nieruchomej części składowej albo kadłuba, fig. 41 jest miejscowym przekrojem płaszczyzną, oznaczoną linią 41—41 na fig. 40 i przedstawia świecę zapłonową oraz jej osadzenie w nieruchomej zewnętrznej części składowej, fig. 42—49 są

schematycznymi rzutami podobnymi do fig. 19—38, ale przedstawiającymi odmienny cykl roboczy w takim silniku, jak pokazany na fig. 39 i 40, który obejmuje dodatkowe suwy zasysania i usuwania powietrza chłodzącego; fig. 50—55 są schematycznymi rzutami przedstawiającymi różne kształty krzywych trochoidalnych w zależności od stosunku: maksymalnej odległości od środka zewnętrznej bryły lub części składowej do najbardziej oddalonego od jej środka punktu krzywej, do minimalnej odległości od tego samego środka do najbliższego punktu na krzywej, fig. 56—58 są schematycznymi rzutami przedstawiającymi wzajemne zależności między maksymalną objętością komory spalania lub komory roboczej i jej objętością minimalną, przy czym fig. 56 i 57 odnoszą się do postaci silnika pokazanego na fig. 1 i 2, podczas gdy fig. 58 odnosi się do silnika pokazanego na fig. 15 i 16, fig. 59—61 są schematycznymi rzutami przedstawiającymi wzajemne zależności pomiędzy specjalnym kształtem części składowych silnika i sprawną wielkością przewodów doprowadzających paliwo, przy czym przewody te są umieszczone w jednej lub obydwóch ściankach czołowych, które ograniczają wewnętrzną objętość silnika, fig. 62—65 są schematycznymi rzutami przedstawiającymi wzajemne zależności pomiędzy kształtami zewnętrznej i wewnętrznej części składowej silnika oraz wielkością lub średnicą wałka, na którym osadzona jest wewnętrzna część składowa, fig. 66 jest wykresem przedstawiającym wzajemną zależność pomiędzy średnicą wałka i kształtem zewnętrznej części składowej silnika, fig. 67 jest wykresem przedstawiającym wzajemną zależność pomiędzy specjalnym kształtem zewnętrznej części składowej i uszczelką krawędziową, osadzoną w każdym występie wierzchołkowym wewnętrznej części składowej, a zmianą kąta między linią prostopadłą do trochoidy i dwusieczną każdego wierzchołka wewnętrznej części składowej, a fig. 68—75 są wykreśami przedstawiającymi różne czynniki wpływające na konstrukcję rzeczywistego i sprawnego silnika w funkcji najlepszego kształtu zewnętrznej części składowej silnika.

Do pokazanego na fig. 1 silnika wirującego należy kadłub 1, który jest nieruchomy i który jest podtrzymywany za pomocą dowolnych, nadających się do tego celu elementów, nie pokazanych na rysunku. Wewnątrz kadłuba, po obydwóch stronach poprzecznej płaszczyzny, przechodzącej przez środek silnika, znajduje się nieruchomy element wydrążony oznaczony liczbą

1e. Na osadzonych na elementach 1e łożyskach wałeczkowych obraca się wał 3, na którym osadzony jest wewnętrzny wirnik 2. Wał 3 jest wydrążony i ma połączenie z odpowiednim gaźnikiem 5, z którego paliwo jest dostarczane do silnika w sposób, jaki zostanie dalej opisany. Wewnętrzny wirnik jest osadzony za pomocą łożysk 4, aby mógł obracać się dokoła osi M2, przy czym oś ta jest równoległa do osi M1 zewnętrznej części składowej 6 silnika. W tej postaci wykonania zewnętrzna część składowa 6 jest wirnikiem i ma jako swe części składowe wzajemnie osiowo oddalone ścianki czołowe 7, połączone wzajemnie ścianką obwodową 8, mającą wewnątrz przystosowany do chłodzenia przewód 22 otoczony i zamknięty zewnętrznym, ukształtowanym jako pierścień, elementem 9. Poza tym element ten ma żebra 24 do odprowadzania ciepła i jednoczesnego działania jako łopatki wentylatora, które powodują krążenie powietrza przez otwory 25 umieszczone na przeciwległych bokach ścianek 26 kadłuba. Dodatkowe łopatki 23 zostały przewidziane na zewnętrznych powierzchniach czołowych ścianek 7 zewnętrznego wirnika, jednakże szczegóły urządzenia chłodzącego nie są przedmiotem niniejszego wynalazku. Zewnętrzny wirnik 6 jest wyposażony w dwie skierowane w przeciwne strony płasty 7a, które opierają się na łożyskach 10 wydrążonego elementu 1e nieruchomej konstrukcji kadłuba. Ponieważ oś zewnętrznego wirnika 6 jest umieszczona mimośrodowo względem osi wirnika wewnętrznego, więc dwa elementy wydrążone 1e mają elementy, które można by nazwać elementami wypełniającymi 1f, a które są umocowane w nich w celu wypełnienia przestrzeni zawartej między wewnętrznym obwodem zewnętrznego wirnika i zewnętrznym obwodem wydrążonego wału 3 tj. przestrzeni poniżej położenia, w którym wewnętrzny obwód zewnętrznego wirnika styka się z wydrążonym wałem 3. Wewnętrzna powierzchnia osłony lub ścianki 8, w tej postaci wykonania wynalazku jest ukształtowana jako epitrochoida o dwóch łukach lub jako leżąca na zewnątrz niej krzywa doń równoległa (fig. 2). Zewnętrzny kształt wewnętrznego wirnika 2 odpowiada mniej więcej wewnętrznej obwiedni takiej epitrochoidy. Na skutek tego ta wzajemna zależność kształtów obydwóch wirników daje boczne powierzchnie, które w czasie względnego ruchu obydwóch wirników wyznaczają szereg komór roboczych o zmieniającej się objętości. Wewnętrzny wirnik jest częścią składową, którą można by nazwać elemen-

tem rozrządczym, a która ma trzy występy wierzchołkowe i elementy uszczelniające, schematycznie przedstawione w miejscu 11, a osadzone w rowkach biegnących wzdłuż występow wierzchołkowych, równoległe do osi tego wirnika. W ten sposób krawędzie występow wierzchołkowych stykają się stale z wewnętrznym zarysem zewnętrznego wirnika. Elementy uszczelniające 21 na czołowych powierzchniach są umieszczone na wirniku wewnętrznym w celu uszczelnienia względem wewnętrznych powierzchni czołowych ścianek 7 i w ten sposób w czasie wirowania, komory robocze są w czasie ruchu wzajemnie uszczelnione. Ponieważ w kształcie łuków wyznaczone części wewnętrznej powierzchni zewnętrznego wirnika występują w liczbie o jeden mniejszej niż liczba występow wierzchołkowych na wirniku wewnętrznym i wirniki wirują w tę samą stronę, z tym że zewnętrzny wirnik wiruje z większą prędkością, więc stosunek ich prędkości zostaje wyznaczony przez stosunek liczby występow wierzchołkowych do liczby części wyznaczonych w kształcie łuków. Jak wynika z opisu cyklu roboczego silnika, ciśnienie wzrastające stopniowo pomiędzy zewnętrznym wirnikiem a wirnikiem wewnętrznym działa promieniowo na wewnętrzny wirnik, podczas gdy ciśnienie działające na zewnętrzny wirnik będzie miało wektor mimośrodowy względem osi M_1 i w ten sposób spowoduje względne wirowanie bryły w tym samym kierunku, przy stosunku prędkości 3:2.

Na wydrążonym wale 3 jest zaklinowane koło zębate 12 i zazębia się z kołem zębatym 14, zaklinowanym na napędzanym wale 13, podpartym jednym końcem na nieruchomym kadłubie za pomocą łożyska kulowego 15, odpowiednio osadzonego w elemencie składowym kadłuba. Inne jeszcze koło zębate 16 jest osadzone na napędzanym wale 13 i zazębia się z kołem zębatym 17 o uzębieniu zewnętrznym, osadzonym na wystającym elemencie zewnętrznego wirnika. Napęd pomiędzy wałem 3 i wewnętrznym wirnikiem 6, za pomocą wymienionych wyżej kół zębatych 12, 14, 16, 17, jest w ten sposób dobrany, że koła te mają przełożenie 3:2, aby zapewnić w sposób ciągły wirowanie wirników w tym samym kierunku przy tak ustalonym stosunku prędkości. Obwód wewnętrznego wirnika 2 jest zaopatrzony we wnęki 36 pomiędzy każdymi dwoma sąsiednimi wystęпами wierzchołkowymi. Jak widać wnęki rozciągają się zasadniczo w kierunku od jednego do drugiego występu wierzchołkowego, i jak

będzie wspomniane dalej, ma głębokość, przynajmniej w środku odległości pomiędzy dwoma wystęпами wierzchołkowymi, wystarczającą dla zapewnienia przepływu gazów z obszaru ograniczonego przez część jednego łuku zarysu zewnętrznej bryły do obszaru ograniczonego przez następną z kolei część łuku tego zarysu w kierunku względnego ruchu wewnętrznego wirnika i w względnym położeniu obydwóch wirników, które określa minimalną objętość komory roboczej.

W tej postaci wykonania wynalazku świeca zapłonowa 32 jest osadzona w każdej wnęce 36, przy czym na rysunku jest pokazana tylko jedna świeca. Świeca zapłonowa jest ułożona promieniowo w kierunku osi wewnętrznego wirnika 2, a elektrody są umieszczone w taki sposób, że niebezpieczeństwo ich zanieczyszczenia zostało sprowadzone do minimum. Na jednym końcu wydrążonego walu osadzony jest element izolujący 33, zawierający przewody wysokiego napięcia lub kable 34 dla zapewnienia doprowadzenia prądu do świecy zapłonowej. Do kabla 34 prąd jest doprowadzany za pomocą elementów pokazanych w miejscu 35. Rozdzielacz zapłonu 18 jest napędzany z walu 3 za pomocą zazębających się kół zębatych 20 i 19. W celu doprowadzenia paliwa do silnika i do sterowania cyklem roboczym silnika tylko za pomocą ruchu wewnętrznego wirnika w stosunku do wirnika zewnętrznego, co najmniej jedna ze ścianek czołowych 7 jest wyposażona w przewód doprowadzający paliwo, w postaci wybranego 30. Fig. 2a przedstawia wzdłużny przekrój wykonany w kierunku promienia ścianki 7 w takim położeniu, w którym wybranie 30 osiąga swą maksymalną długość promieniową. Najkorzystniej jest, gdy są wykonane podobnie umieszczone i stanowiące lustrzane odbicia, wgłębienia 30 w obydwóch ściankach czołowych. Wewnętrzny wirnik jest zaopatrzony w pewną liczbę wewnętrznych przewodów 28; w tym wykonaniu w trzy przewody rozmieszczone co 120° . Każdy przewód kończy się w otworze 29 w elementach uszczelniających na powierzchni czołowej, tak ażeby w czasie względnego ruchu wirnika, dostarczane do wybranego 30 paliwo, mogło przedostać się do komory roboczej. W tym wykonaniu wynalazku każda czołowa ścianka 7 zewnętrznego wirnika 6 jest zaopatrzona w podobnie ukształtowane wybranie 30, a przewody 28 w wewnętrznym wirniku 2 rozwidlają się i są skierowane w przeciwnych kierunkach. W każdym bądź razie wybranie 30 stanowi jeden jedyny efektywny, doprowadza-

jący paliwo przewód, stanowiący połączenie z obszarem pomiędzy zewnętrznym obwodem wewnętrznej bryły lub wirnika, a obwodem wewnętrznym zewnętrznej bryły lub zewnętrznego wirnika, w celu na przemian następującego zasilania wszystkich komór roboczych, gdy zachodzi względny ruch obydwóch wirników. Ponadto otwór wylotowy 37 jest połączony z wewnętrznym obwodem zewnętrznego wirnika. Po tym, gdy za pomocą odpowiednich, nie pokazanych na rysunku elementów rozrusznikowych, silnik ruszy z miejsca, mieszanka paliwa i powietrza zostaje zassana przez gaźnik 5 i płynie przez wnętrze wydrążonego wału 3 i przewód 28 do otworów 29, które znajdują się w uszczelniających czołowe powierzchnie elementach 21, a następnie do przewodów przełotowych lub wgłębień 30 i stąd do komory roboczej, takiej jak V_1 na fig. 2.

W czasie względnego wirowania wirników, pomiędzy zewnętrzną powierzchnią wewnętrznego wirnika i wewnętrzną powierzchnią zewnętrznego wirnika tworzą się komory robocze, oznaczone przez V_1 , V_2 i V_3 . Fig. 2 przedstawia jedną z faz pracy silnika w czasie której komora robocza V_1 jest zasilana paliwem poprzez wybranie 30, w komorze roboczej V_2 następuje wydech, a w komorze roboczej V_3 odbywa się sprężanie.

Fig. 3—14 przedstawiają schematycznie odpowiednią liczbę faz pracy silnika, na podstawie których można prześledzić jego cykl roboczy, jako silnika czterotaktowego. Jest zrozumiałe, że w czasie względnego wirowania każda komora robocza wykonuje cztery takty pracy, w czasie których paliwo jest do niej dostarczane, a jej pojemność objętościowa wzrasta dopóty, dopóki sąsiedni element wierzchołkowy i względny ruch zewnętrznego wirnika nie utworzą komory o maksymalnej objętości zassania; następnie w wymienionej komorze następuje sprężanie dopóty, dopóki komora nie osiągnie położenia, na przykład takiego, jak pokazane na fig. 8, które jest prawie położeniem minimalnej objętości i maksymalnego sprężania i poprzedza właśnie takie położenie, które w silniku tłokowym nazywa się górnym położeniem zwrotnym. W tym położeniu następuje zapłon. Wnęka lub wybranie 36 umożliwia swobodny przepływ sprężonych gazów z jednej, wyznaczonej przez łuk części komory, sąsiadującej z wierzchołkiem 2b, do następnej z kolei wyznaczonej przez łuk części komory sąsiadującej z wierzchołkiem 2a (patrząc w kierunku wirowania zewnętrznego wirnika). Przechodząc z po-

łożenia pokazanego na fig. 8 do położenia pokazanego na fig. 9 jest oczywiste, że część komory V_1 sąsiadująca z wierzchołkiem 2b zmniejsza objętość, podczas gdy część sąsiadująca z wierzchołkiem 2a zwiększa objętość i wnęka 36 musi mieć odpowiednie wymiary, aby umożliwiała przepływ gazów z jednej części komory do drugiej, obok tej części wewnętrznej powierzchni zewnętrznego wirnika, która znajduje się w minimalnej odległości od geometrycznego środka zewnętrznego wirnika. Pojemność objętościowa każdej wnęki 36, jak to zostanie wyjaśnione dalej, zapewnia odpowiedni stopień sprężania silnika. W czasie zapłonu wirniki przesuwają się do położenia przedstawionego na fig. 9, gdzie ciśnienie będzie stopniowo wzrastać pomiędzy zewnętrznym wirnikiem 6 i wirnikiem wewnętrznym 2. Nacisk działający na wewnętrzny wirnik 2 jest zawsze skierowany promieniowo, natomiast nacisk w tej samej komorze działający na wirnik 6 będzie zawsze skierowany mimosłowo względem osi M_1 , usiłując obrócić wirnik zewnętrzny w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara dopóty, dopóki nie przejdzie on poza położenie pokazane na fig. 14, gdzie komora V_1 zostaje całkowicie opróżniona z gazów wydechowych uchodzących do atmosfery, aż do położenia pokazanego na fig. 3. Schematyczne rysunki fig. 3—14 przedstawiające kolejno po sobie następujące fazy pracy silnika, mającego stosunek prędkości wirników 3:2, pokazują zmiany objętości komór roboczych. Obydwa wirniki obracają się w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara i każda kolejno przedstawiona faza pracy silnika pokazuje położenie po obrocie o dalszy kąt $33,75^\circ$ zewnętrznego wirnika, a o $22,5^\circ$ — wirnika wewnętrznego. Przewody przełotowe 30 w zewnętrznym wirniku i położenie otworów wydechowych lub wylotowych 37 w zewnętrznym wirniku są wyraźnie pokazane na każdym rysunku i w ten sposób można łatwo zrozumieć sposób działania silnika. Ponieważ trzeba by było trzydzieści sześć schematycznych rzutów do prześledzenia poszczególnych ruchów wirników przedstawiających pełny cykl roboczy każdej komory roboczej, więc poszczególne fazy pracy zostały przedstawione w takiej kolejności, że komora robocza V_1 , wykonując pełny cykl roboczy pierwsza przechodzi przez kolejno po sobie następujące położenia, pokazane na fig. 3—14. A zatem zostało przyjęte, że przedstawione kolejno po sobie następujące położenia komory roboczej V_1 na tych

samych rysunkach, odpowiadają następnym fazom pracy wirników dla komory roboczej V_1 . Również przedstawione położenie komory V_2 , odpowiadają na tych samych kolejnych rzutach reszcie cyklu roboczego komory V_1 . Ponieważ istnieją trzy świece zapłonowe, więc w każdej komorze będzie następował kolejno zapłon, gdy wirniki będą osiągać względne położenia przedstawione na fig. 8.

Na fig. 3 wirniki znajdują się w położeniu, w którym rozpoczyna się faza zasysania lub wlotu dla komory V_1 . Przechodząc przez kolejno po sobie następujące położenia jest oczywiste, że objętość komory V_1 wzrasta dopóty, dopóki nie uzyska się maksymalnej objętości w fazie pracy, przedstawionej na fig. 11. Powracając do fig. 3 i zakładając, że komora oznaczona przez V_3 jest komorą rozpatrywaną i znów przechodząc kolejno od rysunku do rysunku można będzie zauważyć, że sprężanie trwa w czasie położen przedstawionych na rysunkach od fig. 4 do fig. 8, na której komora osiąga swą minimalną objętość i maksymalne sprężanie i na której następuje zapłon. Po zapłonie komora zaczyna zwiększać objętość, a ciśnienie stopniowo wzrastać pomiędzy wirnikiem zewnętrznym a wirnikiem wewnętrznym. Jak to było wyjaśnione wyżej, nacisk działający na wewnętrzny wirnik jest zawsze skierowany promieniowo, natomiast ciśnienie panujące w przedstawionej na rysunku komorze V_3 ma kierunek mimośrodowy względem osi M_1 i usiłuje obracać wirnik zewnętrzny w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara. Takt rozprężania lub takt roboczy trwa przez trzy fazy robocze przedstawione na fig. 9—14 i również przez przedstawione na rysunkach położenia komory V_2 , która poczynając od fig. 3 kolejno przedstawia koniec taktu roboczego na fig. 3 i 4 i początek taktu wydechu na fig. 5. Uzupełnienie taktu wydechu przebiega kolejno w odniesieniu do faz działania komory V_2 , na fig. 5—14.

Jak to zostało pokazane na rysunkach, otwór wydechowy 37 ma swój wylot przesunięty do tyłu odnośnie kierunku wirowania w stosunku do swego wlotu, a to ułatwia wydech gazów spalinowych z komór roboczych.

Ponadto w wykonaniach wynalazku, w których elementy zapłonowe w rodzaju świece zapłonowej są umieszczone na wirniku wewnętrznym, w razie potrzeby świece mogą być wymieniane przez urządzenie specjalnego otworu AO w części składowej 26 kadłuba 1 (fig. 2) i ręczne obracanie wirników do położenia od-

powiadającego fig. 12, w którym odpowiednie narzędzie może być wsunięte przez taki otwór i przez otwór wydechowy lub wylotowy 37, dający dostęp do końca świece, w celu jej wymiany.

Z powyższego wynika, że rozrząd wymianą gazów tj. dopływem mieszanki paliwowej i wydechem gazów spalinowych odbywa się jedynie za pomocą względnego ruchu obydwóch wirników 6 i 2. Na skutek tego niniejszy wynalazek eliminuje konieczność posiadania zaworów lub dowolnych innych elementów rozrządu, gdyż otwieranie i zamykanie skutecznych przewodów zasysających 30 i otworu wylotowego 37 dla gazów spalinowych odbywa się przez współpracę czołowych powierzchni wirnika wewnętrznego i krawędzi występow wierzchołkowych.

Jak to było poprzednio już zaznaczone, wynalazek obejmuje również kinematyczne odwrócenie omawianej konstrukcji, która działa przy stosunku prędkości 3:2. Fig. 15 i 16 przedstawiają taki układ, w którym zewnętrzna część składowa silnika stanowi nieruchomy kadłub H. Przewidziane są odpowiednie, nie pokazane na rysunku elementy podtrzymujące do ustawienia kadłuba w wymaganym położeniu. Kadłub zawiera dwie osiowo od siebie oddalone ścianki czołowe 100 i 200, wzajemnie połączone obwodową ścianką lub osłoną 300, wewnętrzny zarys której ma kształt epitrochoidy o dwóch łukach lub na zewnątrz niej leżącej krzywej doń równoległej. Oś zewnętrznej części składowej jest oznaczona przez M_1 . Płytkę lub ściankę 200 została zaopatrzona w otwór, wewnątrz którego osadzone jest kombinowane łożysko i koło zębate 210 o uzębieniu zewnętrznym. Druga ściana czołowa 100 jest zaopatrzona w otwór na czop o tej samej średnicy jak średnica wewnętrzna części składowej 210. Z tym otworem współpracuje wał 500, na którym umieszczony jest mimośród 600. Na tym mimośrodku jest osadzony obrotowo wewnętrzny wirnik 700. W celu wyważenia mimośrodu, na przeciwnych końcach wału 500 są zaklinowane odpowiednie przeciwcieżary 110. Wał napędzany 13' jest sprzężony za pomocą wielowypustu z gniazdem na jednym końcu wału 500. W tej postaci wykonania wynalazku obwodowa osłona lub ścianka 300 ma otwór o stopniowanych średnicach, zakończony kołowym otworem 301. Świeca zapłonowa jest osadzona w tym otworze ze swą elektrodą, umieszczoną w współśrodkowym otworze z małym ale wystarczającym luzem, w celu uzyskania skutecznej

przerwy iskrowej pomiędzy elektrodą a metalem osłony. Osłona 300 jest również zaopatrzona w otwór wlotowy IP i otwór wylotowy OP. W tej postaci wykonania wynalazku, tak samo jak w przypadku układu na fig. 1 i 2, przewidziany jest tylko jeden czynny przewód zasilający paliwa, do zasilania na przemian wszystkich komór roboczych, pomiędzy bocznymi powierzchniami wewnętrznego wirnika i kadłuba. Wewnętrzny wirnik 700 wykonuje w stosunku do kadłuba planetarny ruch wirowy w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. Ponieważ zarys wewnętrzny osłony jest dwulukową epitrochoidą, więc wirnik ma na ogół kształt trójkątny i trzy występy wierzchołkowe 250, w których są osadzone elementy uszczelniające 260. Odpowiednie elementy uszczelniające na powierzchniach czołowych, jak w omawianym poprzednio zastosowaniu, są również osadzone na wirniku. Wierzchołkowe elementy uszczelniające 260 są osadzone w szczelinach, które biegną do wewnątrz teoretycznych wierzchołków wirnika i te uszczelki dają nie przerywający się styk ślizgowy z wewnętrznym obwodem kadłuba podczas planetarnego ruchu wirnika 700. Na wirniku jest osadzone koło zębate o wewnętrznym uzębieniu 900, które zazębia się z zębami kombinowanego elementu łożyskowego 210. Przełożenie zazębiających się kół zębatych wynosi 3:2, ażeby przy każdym dwóch obrotach planetarnych wirnika, wał 500 i w ten sposób wał napędzany obrócił się trzy razy.

Zewnętrzne powierzchnie wirnika 700 są zaopatrzone we wnęki 36, których działanie polega na umożliwieniu w czasie pracy przejścia gazów z jednej wyznaczonej lukiem części komory roboczej do drugiej. Wielkość tych wnęk, a także ich działania, mają na celu wyznaczenia odpowiedniego skutecznego stopnia sprężania silnika.

Jak jest to pokazane na fig. 16, kołowy otwór przeznaczony na elektrodę świecy zapłonowej 321, jest umieszczony w ścianie obwodowej osłony lub kadłuba w położeniu umieszczonym na obwodzie i w pobliżu jednego z punktów na powierzchni ścianki wewnętrznej kadłuba, który znajduje się w najmniejszej odległości promieniowej od jego środka. Ponadto otwór ten jest umieszczony na powierzchni zarysu bryły zewnętrznej, w pewnej odległości poza wymienionym punktem o najmniejszym promieniu PR w taki sposób, że gdy jeden występ wierzchołkowy ruchomego wirnika mija ten otwór, to jego poprzedzający występ wierzchołkowy

odsłonił już część otworu wylotowego OP. Przy takim układzie ciśnienia w dwóch komorach po przeciwnych stronach otworu są zasadniczo równe, tak że gdy uszczelka wierzchołkowa mija otwór świecy i na chwilę umożliwia połączenie pomiędzy tymi dwiema komorami, jak to jest pokazane liniami punktowymi na fig. 16, to wówczas nie ma niebezpieczeństwa wybuchu w układzie wlotowym.

Cykl roboczy silnika przedstawionego na fig. 15 i 16 jest taki sam jak opisany, z powołaniem się na wykonanie przedstawione na fig. 1 i 2 i jest cyklem czterotaktowym.

Następnie wynalazek obejmuje układ konstrukcyjny, w którym zewnętrzna i wewnętrzna część składowa są tak ukształtowane, że wewnętrzny zarys zewnętrznej części składowej ma kształt trójlukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej krzywej doń równoległej, podczas gdy wirnik pracujący wewnątrz otaczającej go zewnętrznej części składowej jest na ogół bryłą o przekroju kwadratowym lub elementem rozrządczym, mającym cztery występy wierzchołkowe. Fig. 17 i 18 są podobne do fig. 1 i 2 i przedstawiają ten przykład wykonania wynalazku. Ponieważ jedyną różnicą tej konstrukcji jest kształt wirników, więc te części składowe, które są identyczne jak w układzie przedstawionym na fig. 1 i 2, oznaczone zostały tymi samymi znakami charakteryzującymi. Fig. 17 jest wiernym przekrojem przez wirnik zewnętrzny, natomiast dla lepszej przejrzystości rysunku wewnętrzny wirnik jest przekrajany w kątowno przesuniętym położeniu w stosunku do jego położenia na fig. 18. W ten sposób zewnętrzny wirnik 38 powierzchnią swą wewnętrznej ścianki 8' ma ukształtowaną tak, że zaopatrzona jest ona w trzy wyznaczone przez łuki części, podczas gdy wirnik 39 ma cztery występy wierzchołkowe. Przewidziane są odpowiednie elementy uszczelniające na występach wierzchołkowych, jak to schematycznie zostało przedstawione w miejscach 40 i te elementy uszczelniające dają ciągły styk uszczelniający z wewnętrznym zarysem zewnętrznego wirnika. W czasie względnego wirowania wirników, jako to zostało opisane z powołaniem się na fig. 1 i 2, cztery komory robocze o zmieniającej się objętości zostają wyznaczone pomiędzy zewnętrzną powierzchnią wirnika 39 i wewnętrzną powierzchnią wirnika 38. Wirniki wirują w tym samym kierunku przy stałym stosunku prędkości wyznaczonym stosunkiem liczby występów wierzchołkowych do liczby

części wyznaczonych łukami, a w tym przypadku przy stosunku prędkości 4:3 z tym, że zewnętrzny wirnik porusza się z większą prędkością. Osadzone na wale 3 koło zębate 41 zazębia się z kołem zębatym 42, osadzonym na wale napędzanym 13. Zamocowane również na wale napędzanym koło zębate 43 zazębia się z kołem zębatym 44 osadzonym na zewnętrznym wirniku, w celu zachowania niezmiennego stosunku prędkości. Przewidziany jest jeden jedyny skutecznie dostarczający paliwo przewód w wirniku wewnętrznym i ten przewód wyznacza, wykonane po przeciwnych stronach, podobnie ukształtowane wybrania 30, umieszczone w czołowych powierzchniach na przeciwległych ściankach 7'. Paliwo jest dostarczane do obszaru pomiędzy wirnikami poprzez zewnętrzny wał 3, przewody 28 i otwory 29 tak samo, jak w przypadku przedstawionym na fig. 1. Świeca zapłonowa 32 jest osadzona w każdej z wnęk 36', które zostały umieszczone na bocznych powierzchniach wewnętrznego wirnika 39, a otwór wylotowy gazów wydechowych jak pokazany w miejscu 37'. W tej postaci wykonania wynalazku wewnętrzna powierzchnia zewnętrznego wirnika jest zaopatrzona w wybranie U, które przebiega w ten sposób na określonej długości w jednej tworzącej łuk części LB i to za następnym z kolei sąsiednim punktem o najmniejszej odległości od środka, ażeby zapewnić przepływ z jednej komory do komory następnej w czasie pracy silnika, jak to zostanie wyjaśnione dalej.

Fig. 19—38 przedstawiają schematycznie cykl roboczy silnika pokazanego na fig. 17 i 18. Zewnętrzny wirnik 38 ma kształt trójlukowej epitrochoidy natomiast wirnik wewnętrzny, ze względu na uproszczenie rysunku, jest przedstawiony w postaci kwadratu i ma cztery krawędzie uszczelniające 40, tworzące ciągły ślizgowy styk z wewnętrzną powierzchnią zewnętrznego wirnika. Oś wirnika zewnętrznego jest oznaczona literą M_1 , a oś wirnika wewnętrznego — literą M_2 . Odległość pomiędzy tymi dwiema osiami jest oznaczona literą e. Obydwa wirniki wirują w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara, a stosunek ich prędkości wirowania wynosi 4:3, z tym, że zewnętrzny wirnik obraca się z większą prędkością. Na tych schematycznych rysunkach kątowna odległość pomiędzy poszczególnymi figurami, tzn. względne położenia faz pracy, wynoszą 60° — o ile chodzi o zewnętrzny wirnik i 45° — o ile chodzi o wirnik wewnętrzny. Cykl roboczy silnika mającego dwulukową epi-

trochoidę, jak to było podane wyżej, odbywa się w trzech komorach roboczych. W silniku przedstawionym na fig. 17 i 18 cykl ten jest w rzeczywistości cyklem sześciotaktowym i odbywa się w czterech komorach roboczych, tak że oprócz czterech taktów mogą być wykonywane dwie dodatkowe czynności. W cyklu roboczym przedstawionym na fig. 19—38 silnik działa z przedłużonym rozprężaniem. Na rysunkach tych przelot wydechowy lub otwór wydechowy jest pokazany w miejscu A, a otwór wlotowy jest pokazany w miejscu E, przewód przelotowy pomiędzy dwiema sąsiadującymi, wyznaczonymi przez łuk częściami, jest pokazany w miejscu U, a cztery komory robocze są oznaczone przez CV_1 , CV_2 , CV_3 i CV_4 . Na tych rysunkach działanie komory roboczej CV_1 jest przedstawione w położeniach dla różnych faz pracy silnika.

Na fig. 19 wirniki są w takim położeniu, w którym komora CV_1 ma najmniejszą objętość i w ten sposób to położenie mogłoby zatem odpowiadać górnemu położeniu zwrotnemu w tłokowym silniku, w którym zarówno wlotowe jak i wylotowe przewody byłyby połączone z tą komorą. Po dalszym obrocie w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara wzrasta wewnętrzna objętość komory CV_1 , podczas gdy otwór wlotowy E zostaje stopniowo szeroko otwierany i w ten sposób mieszanka paliwowa zostaje zasysana do tej komory dopóty, dopóki otwory nie osiągną położenia przedstawionego na fig. 23, w którym wewnętrzna objętość komory CV_1 staje się największą. Dalszy obrót jest pokazany na fig. 24 i rozpoczyna się takt sprężania. Przewód wlotowy E zostaje zamknięty przez czołową powierzchnię wewnętrznego wirnika. Fig. 25 i 26 przedstawiają różne fazy cyklu lub taktu sprężania, w którym mieszanka w komorze CV_1 zostaje sprężana dopóty, dopóki nie zostanie osiągnięte położenie przedstawione na fig. 27, w którym to czasie wnęk 36 umożliwia gazom przepłynięcie za sąsiedni punkt o najmniejszej odległości od środka zarysu w zewnętrznej bryle i w tym właśnie położeniu odbywa się zapłon, jak to jest pokazane za pomocą strzałki Z, oznaczającej zapłon. Położenie wirników na fig. 27 również odpowiada górnemu zwrotnemu położeniu w silniku tłokowym. Za zapłonem następuje takt roboczy i początkowa część tego taktu została pokazana na fig. 28, na której stopniowo wzrastające ciśnienie pomiędzy zewnętrznym a wewnętrznym wirnikiem działa promieniowo na wewnętrzny wirnik, a ciśnienie w komorze roboczej CV_1 będzie miało wektor mimośrodowy względem

osi M_1 , usiłując obrócić wirnik zewnętrzny w kierunku zgodnym z ruchem wskazówek zegara. W czasie taktu roboczego pomiędzy fazą przedstawioną na fig. 29 i 30 przewód przelotowy U łączy komorę roboczą CV_1 z sąsiadującą komorą roboczą CV_2 . Fig. 31 i 32 przedstawiają jednoczesny wzrost objętości komór CV_1 i CV_2 , które są wzajemnie połączone za pomocą wybrania lub przewodu przelotowego U . Gdy obydwie komory robocze CV_1 i CV_2 osiągną swą maksymalną objętość (fig. 32) to przewód lub otwór wylotowy A zostaje otwarty i rozprężające się gazy spalinowe zostają wyrzucone w kierunku pokazanym strzałką. Fig. 34 przedstawia wydech z komory CV_2 , podczas gdy komora CV_1 jest znów zamknięta i w tej komorze odbywa się ponowne sprężanie reszty gazów wydechowych, które w fazie pracy przedstawionej na fig. 35 wzrosło do takiej wysokości, że po przepływie do obecnie zwiększającej swą objętość komory CV_4 , w czasie pomiędzy położeniami przedstawionymi na fig. 35 i 36, istnieje mniej więcej jednakowe ciśnienie w komorach CV_1 i CV_2 . W tym czasie komora CV_2 jest połączona z otworem wydechowym A (fig. 36 i 37). Od położenia przedstawionego na fig. 37, które odpowiada położeniu przedstawionemu na fig. 19, cykl roboczy zostaje powtórzony w stosunku do komory CV_2 , przy czym fig. 38 jest podobna do fig. 20. W tym cyklu pracy silnika przelotowy przewód U ma za zadanie zapewnienie przedłużonego rozprężania następującego po zapłonie, tzn. podczas taktu roboczego. Innymi słowy, zakładając że gdy mieszanka została zapalona w komorze CV_1 , to w czasie taktu roboczego w tej komorze gazy mogą rozprężać się do komory CV_2 i że gdy następnie dokonany zostanie zapłon mieszanki w komorze CV_4 , to w czasie tego roboczego suwu gazy mogą rozprężać się do komory CV_1 i w ten właśnie sposób odbywa się sześć taktów w tym cyklu roboczym. Fig. 36 przedstawia schematycznie położenie wirników, przy którym może być wymontowana świeca zapłonowa.

Tak samo jak w przypadku silnika przedstawionego na fig. 1 i 2, typ silnika przedstawiony na fig. 17 i 18 może być skonstruowany w postaci, w której jego zewnętrzna część składowa, mająca kształt trójkątowej epitrochoidy, jest nieruchoma, a wewnętrzna część składowa lub wirnik jest osadzony na mimośrodzie, aby wykonywać planetarny ruch obrotowy wewnątrz zewnętrznej części składowej silnika.

Na fig. 39 jest przedstawiony silnik mający nieruchomy kadłub, ogólnie oznaczony liczbą

45, który składa się z obwodowej osłony 46 i ścianek czołowych 47 i 48 o równoległych powierzchniach czołowych. W celu uzyskania lepszej przejrzystości rysunku na fig. 39 przekrój kadłuba jest wykonany przez otwór wylotowy. Wewnętrzna powierzchnia 49 osłony 39 (fig. 40) ma kształt trójkątowej epitrochoidy. Wał 50 jest ułożyskowany w łożysku kulkowym 51, osadzonym w otworze czołowej ścianki 48 i w łożysku igiełkowym 52, odpowiednio umieszczonym w otworze ścianki czołowej 47. Środkowa część wału 50 jest ukształtowana w postaci mimośrodów 53, a wirnik 54 jest osadzony na tym mimośrodku za pomocą następnego łożyska igiełkowego 55. Przeciwcieżary 56 są zaklinowane na wale 50, a osadzone na jednym końcu tego wału koło zębate 57 zazębia się z dodatkowym kołem zębatym 58, zamocowanym na wale napędzanym 59, który jest osadzony w łożyskach kulkowych 62, 63, wewnątrz skrzynki przekładniowej 60, 61, przymocowanej śrubami lub w dowolny inny sposób do czołowej ścianki 47 kadłuba 45. Wirnik 54 ma osadzone koło zębate o uzębieniu wewnętrznym 64, które zazębia się z walcowym kołem zębatym 65, przymocowanym do czołowej ścianki 47. Tak jak w poprzedniej odmianie, względny ruch pomiędzy wirnikiem a osłoną lub kadłubem odbywa się przy stosunku prędkości, wyznaczonym przez stosunek liczby występów wierzchołkowych wirnika wewnętrznego, do liczby wyznaczonych przez łuki części zarysu kadłuba. W tym przypadku prędkość wirowania wirnika 54 względem kadłuba 45 jest taka sama, jak względna prędkość wirnika 39 względem wewnętrznego wirnika 38 na fig. 18. Wymiary lub położenie kół zębatych 64 i 65 umożliwiają zachowanie na stałe tego stosunku prędkości. Odpowiednie uszczelniające czołowe powierzchnie płytki 66 są osadzone na wewnętrznym wirniku, a krawędziowe elementy uszczelniające 67 są umieszczone na występach wierzchołkowych wirnika 54. Uszczelki 67 i 66 tworzą uszczelniające styki z wewnętrznymi powierzchniami 49 i wewnętrzną powierzchnią bocznych ścianek czołowych kadłuba.

Boczne ścianki 47 i 48 i obwodowa ścianka lub osłona 46 są zaopatrzone w przewody 68, przez które może krążyć czynnik chłodzący od wlotu 69 do wylotu 70. Nie pokazany na rysunku gaźnik i układ przewodów łączy się z otworem wlotowym 76 paliwa, kończącym się wylotem 76 (fig. 40) i przewodem wylotowym 71, łączącym się z wylotowym lub wydechowym otworem 77. W tej postaci wykonania

wynalazku istnieje otwór wlotowy 74 w bocznej ścianie 47 dla wlotu powietrza przedmuchowego i wylot 75 dla jego wylotu. Świeca zapłonowa 73 jest osadzona w otworze o stopniowanych średnicach w bocznej ścianie 47 i ma swą elektrodę wewnątrz kołowego wybrania (fig. 41). Wybranie to, a tym samym umieszczenie świecy zapłonowej, jest wykonane w pobliżu jednego z punktów o najmniejszej odległości od środka na wewnętrznej powierzchni 49 i zamyka tę powierzchnię. Poza tym otwór dla elektrody świecy zapłonowej został umieszczony przed punktem o najmniejszej odległości od środka, odnośnie ruchu kolejnych występów wierzchołkowych mijających ten otwór, a wielkość otworu jest w takim stosunku do wielkości elektrody, że przestrzeń kołowa między elektrodą a metalem ścianki czołowej 47 jest nieduża, ale wystarczająca do zapewnienia skutecznej szczeliny iskrowej. Poza tym otwory 74 i 75 tworzą dodatkowe otwory połączone z zewnętrzną osłoną lub kadłubem w miejscu oddalonym obwodowo od otworu wylotowego 77 w kierunku ruchu występów wierzchołkowych, poza otwór wylotowy gazów wydechowych i te otwory 74 i 75 są umieszczone do realizowania cyklu przedmuchowego pomiędzy kolejno następującymi cyklami roboczymi. Poza tym należy również podkreślić, że obydwa otwory 74 i 75 łączą się z wnętrzem zewnętrznej bryły lub kadłuba wzdłuż jednej krzywizny L' opłotrochoidy.

Odpowiednie części składowe doprowadzające i rozdzielające prąd, nie pokazane na rysunku, zapewniają konieczne napięcie prądu dla świecy zapłonowej 73, odpowiednio do cyklu działania silnika. Tak samo jak w przypadku poprzednich odmian, boczne powierzchnie wirnika 54 są zaopatrzone we wnęki lub wybrania 78, umieszczone i dobrane co do wielkości w ten sposób, aby zapewnić odpowiedni stopień sprężania w silniku i przepływ gazów przy mijaniu punktów o najmniejszej odległości od środka, takich jak LR na fig. 40.

Cykl roboczy tego silnika zapewnia fazę zasysania, w czasie której paliwo wchodzi przez otwór wlotowy 76, fazę sprężania, fazę zapłonu, fazę rozprężania albo takt roboczy oraz fazę wydechu przez otwór 77, a następnie, nim nastąpi następna faza zasysania, odbywa się wlot powietrza chłodzącego przez otwór lub przewód 74 i jego wylot przez otwór 75. W tym wykonaniu wynalazku wszystkie otwory i świeca zapłonowa są umieszczone w czołowych ściankach kadłuba.

Ten sam cykl roboczy może być uzyskany w silniku tego rodzaju, jak pokazany na fig. 17 i 18, gdy zostaną przewidziane odpowiednie otwory dla wlotu i wylotu powietrza chłodzącego i zostaną połączone z zewnętrzną bryłą. Tego rodzaju silnik jest schematycznie przedstawiony na fig. 42—49. W tym silniku wlotowy otwór przedmuchowy SE jest wykonany w jednej ścianie czołowej zewnętrznego wirnika 38, a przewód wylotowy dla przedmuchującego powietrza przebiega przez zarys zewnętrznego wirnika, jak to zostało pokazane w miejscu SA . Fig. 42—49 przedstawiają warunki wewnątrz komory AV_1 , jakie z kolei następują po takcie wydechu. Na fig. 42 komora ta ma najmniejszą objętość i ma połączenie zarówno z przewodem wydechowym gazów spalinowych A , jak również z przewodem wlotowym SE powietrza przedmuchowego. Na fig. 43 i 44 wlot powietrza przedmuchowego stopniowo zwiększa się dopóty, dopóki nie stanie się największym pomiędzy położeniami faz pracy, przedstawionymi na fig. 44 i 45, przy czym w położeniu przedstawionym na fig. 45 otwór wylotowy SA powietrza przedmuchowego został otwarty i w ten sposób powietrze chłodzące, zastosowane do chłodzenia komory spalania, zostaje wyrzucone. Ten proces przedmuchiwania trwa nadal podczas faz pracy silnika, przedstawionych na fig. 46—49. Za tym położeniem fazy pracy silnik przechodzi do położenia odpowiadającego górnemu położeniu zwrotnemu, w którym komora AV_1 ma znów minimalną objętość i łączy się zarówno z otworem wylotowym SA powietrza przedmuchowego, jak i z otworem lub przewodem wlotowym paliwa E . Działanie jakie następuje po położeniu fazy pracy przedstawionym na fig. 49 odpowiada działaniu przedstawionym na fig. 19, po czym następuje w konsekwencji normalny cykl czterotaktu.

Z tego dokonanego wyżej opisu różnych pracujących odmian silników o różnych kształtach, otrzymuje się sprawny wirujący silnik spalnowy o minimalnym ciężarze, na jednego konia mocy użytecznej. Podczas gdy ogólne rozmiary silnika mogą się zmieniać, doświadczenia pokazało, że wynalazek niniejszy umożliwia skonstruowanie silnika o bardzo małym ciężarze, a mianowicie ciężarze wynoszącym mniej więcej 0,45 kg na jednego konia mocy. Jednakże istnieją decydujące czynniki, które wiążą się z konstruowaniem sprawnego wirującego silnika spalinowego którymi są:

- A. Duża pojemność robocza (w silnikach tłokowych objętość skokowa).
- B. Odpowiednio wysoki stopień sprężania.
- C. Właściwe skuteczne rozmiary przewodów doprowadzających paliwo.
- D. Właściwa wzajemna współpraca pomiędzy elementami uszczelniającymi, umieszczonymi na wierzchołkach wirnika wewnętrznego, a wewnętrznym obwodem bryły zewnętrznej.
- E. Właściwe wymiary robocze wału, na którym jest osadzona wewnętrzna część składowa silnika albo wirnik, a to w celu zmniejszenia lub ograniczenia zginania.
- F. Opory tarcia w łożyskach lub czopach dla wirującej części składowej lub części składowych.

Niektóre z tych czynników mają swoje odpowiedniki w dziedzinie silników tłokowych, natomiast inne dotyczą tylko zgodnego z niniejszym wynalazkiem silnika wirującego, na przykład czynnik D. Dlatego też, o ile chodzi o silniki wirujące, w których zewnętrzna część składowa jest dwułożkową lub trójłożkową epitrochoidą, a część wewnętrzna — obwiednią takiej epitrochoidy, to spełnienie wszystkich czynników od A do F powoduje zwiększony wpływ czynników oddziaływujących przeciwnie, ódnosnie pewnych aspektów dotyczących dobrania wymiarów kształtów dwóch głównych części składowych silnika. Z tych względów jedynie pewne krytyczne dobranie wymiarów, zawarte w dość wąskim zakresie kształtów, umożliwi skonstruowanie sprawnego i pożytecznego silnika wirującego tego typu.

Ponieważ szczególny kształt trochoidy jest wyznaczony przez liczbę łuków, więc jeden aspekt rozpatrywania wynalazku jest skierowany na ograniczenia co do jej kształtów, w uzgodnieniu z wzajemną zależnością pomiędzy największą odległością od środka zewnętrznej bryły do jej obwodu, a najmniejszą odległością od wspomnianego środka do tegoż obwodu, nazywanego stosunkiem $\frac{a}{b}$, w którym a jest odległością największą, a b — najmniejszą. Stosunek ten ma wpływ na sprawność działania silnika. Fig. 50—54 przejrzysto pokazują znaczenie odległości a i b . Kształt trochoidy może mieć krzywiznę taką jak pokazana na fig. 50, gdzie $\frac{a}{b} = 3,5$, może mieć ostrza skierowane do wewnątrz jak na fig. 51, gdzie $\frac{a}{b} = 2$ i może być do wewnątrz wgięty jak na fig. 52 przy

$\frac{a}{b} = 1,5$, może być nieco wydłużony jak na fig. 53, gdzie $\frac{a}{b} = 1,25$ lub wygięty na zewnątrz jak na fig. 54 — przy $\frac{a}{b} = 1,15$. Zarys lub kształt taki jak na fig. 50 nie może być zastosowany do konstrukcji silnika. W ten sposób w obrębie wszystkich teoretycznie możliwych trochoid istnieją określone ograniczenia co do tych z nich, które mogą być zastosowane do konstrukcji wirującego, czterotaktowego silnika spalinowego. Na fig. 51 zarys wewnętrznej obwiedni trochoidy jest pokazany w położeniu odpowiadającym wewnętrznemu wirnikowi.

W konstrukcji zgodnego z niniejszym wynalazkiem silnika wirującego czynniki od A do F są uwarunkowane przez kształt trochoidy i w ten sposób zależą one od wartości stosunku $\frac{a}{b}$. Te różne czynniki zostały starannie przeanalizowane i przeliczone, w powiązaniu z wieloma różnymi kształtami wewnętrznej powierzchni bryły zewnętrznej. Wszystkie przedstawione trochoidy mają taką samą największą odległość a od środka do najbardziej oddalonego punktu na obwodzie, natomiast różne są ich odległości minimalne b .

O ile chodzi o czynnik A, to objętość robocza każdej komory roboczej jest różnicą pomiędzy objętością maksymalną $V_{\max}$ i objętością minimalną $V_{\min}$. Przedstawiona jest ona na fig. 56—58. Gdy się przyjmie długość silnika, tj. odległość między przeciwległymi powierzchniami czołowymi jego zewnętrznej części składowej, za równą jedności, to za podstawę do wyznaczania objętości roboczej będzie można przyjąć pola pomiędzy wewnętrzną powierzchnią trochoidalnego kształtu i zewnętrzną powierzchnią wirnika, mimośrodowo wmontowanego wewnątrz niego. W wyniku tego można spostrzec, że jeżeli stosunek $\frac{a}{b}$ wzrasta, to objętość robocza rośnie dopóty, dopóki nie osiągnie się maksimum przy stosunku $\frac{a}{b} = 2$, przedstawionym na fig. 51. Porównanie pomiędzy objętością roboczą silnika i stosunkiem $\frac{a}{b}$ jest pokazane na wykresie przedstawionym na fig. 68, który pokazuje wznoszenie się krzywej przedstawiającej objętość roboczą, aż do maksimum przy $\frac{a}{b} = 2$. Na skutek tego, w celu uzyskania jak największej objętości roboczej przy ustalonej średnicy zewnętrznej

trzonej wirującego silnika, wskazana jest duża wartość stosunku $\frac{a}{b}$.

Natomiast czynnik B, odnoszący się do sprężania, wymaga przeciwnych warunków. Zgodnie z powiedzianym wyżej, stopień sprężania jest wyznaczany przez stosunek pola maksymalnego $V_{\max}$ do pola minimalnego $V_{\min}$, jak to jest przedstawione na fig. 56—58. Jednakże pole minimalne jest rozdzielone na dwa oddzielne pola, jeżeli wirnik wewnętrzny jest ukształtowany dokładnie według odpowiedniej obwiedni wewnętrznej, jak to jest pokazane na fig. 57 i 58. Ponieważ stopień sprężania w silniku spalinowym zależy od liczby oktanowej paliwa, jakie będzie spalane w silniku, więc wynika z tego, że możliwie największe sprężanie nie zawsze może być zastosowane w silniku. Ponadto w przypadku wirującego silnika według niniejszego wynalazku, możliwie maksymalny stopień sprężania nie może być zastosowany również dlatego, że w czasie wirowania wirnika trzeba umożliwić swobodny przepływ gazów z jednej części pola o minimalnej objętości do jego części drugiej. Z tych względów wynalazek przewiduje dodatkową objętość V_{Br} , umieszczoną w wirniku wewnętrznym.

Objętość V_{Br} jest to objętość zawarta pomiędzy zewnętrznym zarysem obwiedni i rzeczywistym zewnętrznym zarysem bryły wewnętrznej. Na przykład wnęki pokazane na rysunkach. Objętość wnęk jest mniej więcej równa objętości minimalnej $V_{\min}$ komory roboczej (patrz fig. 57 i 58). Rzeczywisty stopień sprężania wynosi

$$\epsilon = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2V_{\min}}$$

Gdy się rozpatrzy te czynniki jako funkcję stosunku $\frac{a}{b}$ to wyniknie z tego, że jedynie małe wartości stosunku $\frac{a}{b}$ umożliwiają odpowiednie stopnie sprężania i w ten sposób właśnie te małe wartości $\frac{a}{b}$ dają podstawę skonstruowania ekonomicznego silnika. Gdy się uwzględni jakość paliwa, to maksymalny stopień sprężania nie może być osiągnięty, a wykres z fig. 69 przedstawia zmianę stopnia sprężania ϵ w funkcji stosunku $\frac{a}{b}$. W ten sposób jeżeli maksymalny stopień sprężania został ustalony na $\epsilon = 10$ i przyjęto, że stosuje się wysokooktanowe paliwo w mieszance paliwowej, to ten stopień

sprężania 10:1 może być zastosowany w zgodnym z niniejszym wynalazkiem silniku wirującym. Jeżeli wartość stosunku $\frac{a}{b}$ jest mniejsza od 1,3 to dodatkowa objętość V_{Br} , umieszczona w zewnętrznej ścianie wewnętrznej bryły musi być większa, niż objętość $V_{\min}$, gdyż w przeciwnym przypadku stopień sprężania ϵ przekroczyłby 10:1. Natomiast, gdy stosunek $\frac{a}{b}$ maleje, to stopień sprężania rośnie i mimośrodowość pomiędzy osiami wałów maleje. Wynika z tego, że wartość stosunku $\frac{a}{b}$ dla nadającego się do stosowania stopnia sprężania musi być mała, a więc wprost przeciwnie niż wielkość stosunku $\frac{a}{b}$ wymagana dla dużej objętości roboczej. Wymagania te są sprzeczne i w ten sposób stawiają ograniczenia dla zakresu stosowania wartości stosunku $\frac{a}{b}$.

Takie określanie zakresu stosunku $\frac{a}{b}$ komplikuje to, że omawiany silnik jest silnikiem czterotaktowym z wlotem lub zasilaniem paliwa i wydechem gazów spalinowych, sterowanych jedynie za pomocą względnego ruchu wewnętrznej bryły w stosunku do bryły zewnętrznej. Wlot paliwa do komór roboczych odbywa się przez dokładnie umieszczone wybrania 30 w jednej lub obydwóch czółowych ścianach bryły zewnętrznej, albo przez obwodowy otwór w tym wykonaniu silnika, w którym zewnętrzna bryła i przewód doprowadzający paliwo są sterowane przez przelot w wewnętrznej bryle, otwierane i zamykane we właściwych fazach pracy silnika. Jako podstawę do wyznaczania pola F_E przekroju poprzecznego przewodu zasilającego (czynnik C) można zastosować standartowy rozrząd dla czterotaktowego silnika tłokowego. Położenie wewnętrznej bryły dla danej fazy pracy silnika, wyznacza wielkość komory roboczej, która w danych okolicznościach zmienia się odpowiednio do wielkości kąta pomiędzy obydwoma bryłami lub wirnikami. Na fig. 59 i 61 wybrano rozrząd dla wlotu, przy czym przewód wlotowy otwiera się dopiero po osiągnięciu górnego punktu zwrotnego, który zachodzi wówczas, gdy komora robocza osiąga swą minimalną objętość, a zamykanie — po 30°, 45° lub 60° poza dolnym punktem zwrotnym. Krawędzie części wierzchołkowych bryły wewnętrznej lub wirnika, które mają kierunek równoległy do osi silnika, muszą zawierać elemen-

ty uszczelniające, które znajdują się w uszczelniającym zebknięciu ze znajdującymi się na przeciw nich wewnętrznymi powierzchniami ścianek czołowych bryły zewnętrznej. Innymi słowy, paski uszczelniające na częściach wierzchołkowych wirnika muszą uszczelniać nie tylko względem wewnętrznej powierzchni obwodowej bryły zewnętrznej, ale muszą one uszczelniać w narożach pomiędzy ściankami czołowymi, a wewnętrzną powierzchnią obwodową. W celu zapobieżenia wysuwaniu się tych pasków uszczelniających z rowków, w jakich są osadzone i wchodzeniu do przewodu wlotowego, brzegi jego nie mogą sięgać do wewnętrznego obwodu osłony bryły zewnętrznej. Odległość pomiędzy wewnętrznym obrysem obwodu bryły zewnętrznej i najbliższą krawędzią przewodu zasilającego musi wynosić 0,08a. Fig. 59—61 przedstawiają również liniami punktowymi bryłę wewnętrzną lub wirnik w położeniu takiej fazy pracy, w której jest otwarte maksymalne pole przewodu wlotowego. Z przedstawień na fig. 59—61 oraz z wykresu na fig. 71 można zauważyć na ile maksymalne pole skutecznego przekroju poprzecznego przewodu lub otworu wlotowego zależy od wartości stosunku $\frac{a}{b}$.

Następnym z kolei czynnikiem, który wymaga rozpatrzenia jest czynnik D, tj. skuteczność elementów uszczelniających, osadzonych w rowkach występow wierzchołkowych bryły wewnętrznej. Rowki do osadzenia elementów uszczelniających są umieszczone symetrycznie w ten sposób, aby biegly w kierunku do środka od każdego wierzchołka i mają identyczną szerokość w każdą stronę od dwusiecznej każdego wierzchołka. Dwusieczna wierzchołka bryły wewnętrznej lub wirnika jest prostopadłą do trochoidy tylko wówczas, jeżeli pokrywa się ona z jedną z osi głównych. We wszystkich położeniach pośrednich istnieje pewien kąt φ pomiędzy linią prostopadłą do trochoidy i dwusieczną wierzchołka (fig. 56 i 58). Maksymalna wielkość tego kąta φ ustala się z równania:

$$\sin \varphi = (n + 1) \cdot \frac{a - b}{a + b}$$

gdzie n jest liczbą łuków trochoidy. Rozpatrując ten silnik jako silnik spalinowy trzeba przewidzieć uszczelnione na gaz stykanie się pomiędzy bryłą zewnętrzną, a wirnikiem wewnętrznym. Jak już było ustalone, każdy wierzchołek wirnika wewnętrznego zawiera pasek uszczelniający o odpowiadającym wymaganiom kształcie, umieszczony w rowku

uszczelniającym. W czasie względnego ruchu pomiędzy bryłą wewnętrzną a zewnętrzną, wzajemne położenie katowe pomiędzy wewnętrzną powierzchnią bryły zewnętrznej, a sąsiadującą stykającą się powierzchnią paska uszczelniającego, zmienia się w czasie każdego obrotu pewną liczbę razy o kąt φ w obydwóch kierunkach. Wykres z fig. 67 przedstawia wzajemną zależność pomiędzy kątem φ i stosunkiem $\frac{a}{b}$. W ten sposób jeżeli kąt ten wynosi około 40° lub więcej, to istnieje niebezpieczeństwo, że elementy uszczelniające będą zakleszczały się pomiędzy wewnętrzną powierzchnią trochoidalnej bryły zewnętrznej i bocznymi ściankami rowka, w którym jest osadzony element uszczelniający. Jeżeli może się to zdarzyć, więc trzeba ustalić wartość stosunku $\frac{a}{b}$ który daje zachowanie kąta φ w praktycznych granicach roboczych. Jeżeli wartość tego kąta jest zbyt mała, to wówczas zachodzi znów niebezpieczeństwo nadmiernego zużycia się uszczelki.

Następnym z kolei czynnikiem na jaki oddziałuje stosunek $\frac{a}{b}$ jest czynnik E, tj. średnica wału, na którym jest osadzony wirnik wewnętrzny. Ze względu na obciążenie, wywierane na wał przez ciśnienie gazów, trzeba aby był on wystarczająco wytrzymały. Ten czynnik wyznacza znów granice kształtów, jakie mogą być zastosowane w rzeczywistym sprawnym silniku. Jeżeli stosunek $\frac{a}{b}$ zostanie zwiększony, to powoduje to osłabienie wału wirnika wewnętrznego. Przedstawione to jest na fig. 62—65. Wzajemna zależność pomiędzy wartością stosunku $\frac{a}{b}$ i możliwie największą średnicą d_w wału dla wewnętrznego wirnika, jest przedstawiona na wykresie fig. 66. Jeżeli stosunek $\frac{a}{b} = 1$ trochoida jest kołem i w tym przypadku średnica d_w może osiągnąć wartość 2a. Jeżeli stosunek $\frac{a}{b} = \frac{5}{3}$ to wielkość średnicy $d_w = 0$. W związku z tym grubość wału wirnika wewnętrznego musi być wybrana co najmniej taka, aby wał wirnika wewnętrznego mógł być mimośrodowym względem osi zewnętrznego wirnika i w ten sposób mimośrodowość ta również stanowi czynnik ograniczający wielkość wału. Ponadto średnica wału wirnika wewnętrznego musi być zmniejszona o podwójną wartość przesłonięcia S_1 , która

jest konieczne dla zapewnienia właściwego uszczelnienia komory roboczej względem średnicy otworu D w zewnętrznej bryle, która zawiera mimośród wału wirnika wewnętrznego. Fig. 62 i 63 są odpowiednio schematycznym wzdłużnym i poziomym przekrojem, które przedstawiają kształt tych brył, gdy stosunek $\frac{a}{b} = 1,35$ i wskazuje na wystarczającą wielkość średnicy d_w wału wirnika wewnętrznego. Fig. 64 i 65 przedstawiają kształty wynikające ze stosunku $\frac{a}{b} = 1,55$ i pokazują średnicę d_w wynikłą z tej wielkości stosunku $\frac{a}{b}$. W ten sposób widać, że gdy wielkość stosunku $\frac{a}{b}$ maleje, to średnica wału wzrasta.

Oddziaływanie wielkości stosunku $\frac{a}{b}$ na opory tarcia działającego w łożyskach (czynnik F), może być przeanalizowane na silniku mającym taką samą średnicę zewnętrzną, taką samą moc użyteczną, przy tej samej prędkości, co oznacza, że wywoływane są w nim takie same momenty obrotowe. Jednakże stosunek $\frac{a}{b}$ musi być inny w każdym silniku, co oznacza, że długość komory roboczej musi być w każdym przypadku zmiany $\frac{a}{b}$ zmieniana o wielkość, wystarczającą do zapewnienia takiej samej mocy użytecznej. Gdy stosunek $\frac{a}{b}$ zostaje zwiększony, to mimośrodowość osi brył wzrasta, co oznacza, że długość ramienia momentu obrotowego wzrasta i ciśnienie gazów P , które działa na powierzchnię wirnika wewnętrznego, zmniejsza się w stosunku odwrotnym. W wyniku tego zmniejszają się: obciążenie łożysk, średnica łożysk i prędkość obwodowa wału względem łożysk i na skutek tych zmniejszeń maleją opory tarcia.

A zatem wpływ omawianych właśnie czynników można streścić jak następuje:

1. W celu uzyskania dużej objętości roboczej trzeba wybrać dużą wartość stosunku $\frac{a}{b}$.

2. W celu zyskania dużego stopnia sprężania trzeba wybrać małą wartość stosunku $\frac{a}{b}$.

3. Wielkość przewodu wlotowego w czołowych ściankach bryły zewnętrznej osiąga największe wymiary albo pełny przekrój skuteczny przy wartości stosunku $\frac{a}{b}$, zawartej w granicach od 1,4 do 1,5.

4. W celu uzyskania wystarczającej wytrzymałości wału wirnika wewnętrznego, wartość stosunku $\frac{a}{b}$ powinna być mniejsza od 1,6.

5. W celu uzyskania zakresu zmian kąta pomiędzy normalną do trochoidy, a dwusieczną każdego wierzchołka, albo innymi słowy w celu zapewnienia, aby kąt ten nie przekraczał wartości, która mogłaby spowodować niewłaściwe uszczelnianie, trzeba wybrać wartość stosunku $\frac{a}{b}$ jak najmniejszą.

6. W celu zmniejszenia strat tarcia w łożyskach wirników, trzeba wybrać wartość stosunku $\frac{a}{b}$ jak największą.

Z powyższych rozważań wynika, że te wymagania, które częściowo są wzajemnie przeciwne, ustanawiają pewne granice odnośnie określenia wymiarów rzeczywistego sprawnego wirującego silnika spalinowego, który mógłby być silnikiem, jaki chciałoby się mieć, silnikiem o dużej mocy oddawanej przy ekonomicznym zużyciu paliwa dla danej objętości roboczej silnika. Byłby to typ silnika, który jest obecnie poszukiwany, a jako całkowitą jego objętość V_b przyjmuje się objętość walca kołowego, opisanego na dwóch lub trzech punktach trochoidy, leżących w największej odległości od jej środka, zależnie od tego czy rozpatruje się dwulukowy czy trójlukowy kształt trochoidy i mającego wysokość równą wysokości komór roboczych, mierzona w kierunku osi silnika. Wynika z tego, że całkowita objętość $V_b = 2a \cdot \pi \cdot h$. Jeżeli objętość ta jest zadana dla jakiegoś silnika przez ustalenie z góry wartości dla a i h i wybranie wielkości stosunku $\frac{a}{b}$, to wszystkie ważne dane techniczne do zaprojektowania sprawnego silnika spalinowego zostają w ten sposób ustalone. A zatem decydujące znaczenie ma wybranie takiej wartości stosunku $\frac{a}{b}$, który zapewniłby uzyskanie silnika, najkorzystniejszego odnośnie dużej mocy użytecznej i małego zużycia paliwa. W celu dojścia do najkorzystniejszej wartości stosunku $\frac{a}{b}$ trzeba porównać większą liczbę silników, które miałyby tę samą objętość, ale różne wartości stosunku $\frac{a}{b}$ i w ten sposób ustalić maksymalną moc użyteczną dla każdego silnika, przy pełnym otwarciu przepustnicy.

Gdy podzieli się wartość mocy użytecznej N

przez odpowiadającą jej wartość jednostkową b_e zużycia paliwa b_e , to iloraz $\frac{N}{b_e}$ oczywiście charakteryzuje jakość silnika.

Moc użyteczna N jest proporcjonalna do iloczynu $V_h \cdot P_{me} \cdot n$. W tym iloczynie: V_h jest objętością roboczą silnika równą sumie poszczególnych objętości wszystkich komór roboczych, P_{me} — średnie ciśnienie robocze, n — jest prędkością jednego wirnika.

Zależność V_h od wielkości stosunku $\frac{a}{b}$ jest przedstawiona na wykresie fig. 68.

Możliwe średnie ciśnienie robocze P_{me} może być wyprowadzone z doświadczeń zebranych z analizowania silników tłokowych. Zazwyczaj średnie ciśnienie robocze jest przedstawione w sposób pokazany na fig. 73, jako zależne od stopnia sprężania. Natomiast każdy stopień sprężania wymaga poszczególnych wartości stosunku $\frac{a}{b}$ według wykresu z fig. 69. Stąd wynika podwójna wzajemna zależność pomiędzy P_{me} i $\frac{a}{b}$. Tę zależność wzajemną można zobaczyć na wykresie fig. 73. Maksymalny stopień sprężania jest znowu ograniczony do 10. Każdy dalszy wzrost średniego ciśnienia roboczego, jaki byłby teoretycznie możliwy, zostaje wyeliminowany z rozważań.

Prędkość wirowania n , zgodnego z niniejszym wynalazkiem silnika wirującego, nie jest ograniczona bezwzględnością jakiegokolwiek wykonującej ruchy nawrotne masy, takiej jak tłok lub zawory. Niemniej jednak maksymalna prędkość jest ograniczona przez to, że opory przepływu w otworach wlotowych wzrastają proporcjonalnie do kwadratu prędkości oraz przez zmniejszenie sprawności objętościowej. Gdy przyjmie się, że maksymalna sprawność objętościowa wiąże się z wyznaczoną średnią prędkością (na przykład 70 m/sec) i maleje we wszystkich typach silników wraz z wzrostem prędkości, to prędkość wirowania dla maksymalnej mocy użytecznej jest wprost proporcjonalna do stosunku $\frac{F_E}{V_h}$.

i w ten sposób jest ona proporcjonalna do stosunku pola otworu wlotowego do objętości roboczej. Zależność pomiędzy F_E i $\frac{a}{b}$ jest przedstawiona na fig. 71, a zależność pomiędzy V_h i $\frac{a}{b}$ można zobaczyć na fig. 68. Wykres na fig. 72 przedstawia zależność ilorazu $\frac{F_E}{V_h}$ od wartości stosunku $\frac{a}{b}$, przy czym iloraz ten jest

wartością prędkości, przy której uzyskuje się maksymalną moc użyteczną.

Przemnożenie wartości uzyskanych z wykresów przedstawionych na fig. 68, 72 i 73 daje wynik pokazany na fig. 74. Jak to było wyjaśnione wyżej, mnożenie to stanowi podstawę dla obliczania mocy użytecznej, jaką można uzyskać z silnika. Największa moc użyteczna jest funkcją stosunku $\frac{a}{b}$, na skutek czego wartości szczytowe można uzyskać gdy wartość stosunku $\frac{a}{b}$ jest zawarta w granicach od 1,3 do 1,5.

Rozszerzając te same rozważania na silnik mający wirnik zewnętrzny o trójtukowej epitrochoidzie, którego wirnik wewnętrzny ma cztery występy wierzchołkowe, a stosunek prędkości wynosi 4:3, to otrzyma się w ten sam sposób, że optymalny zakres wartości stosunku $\frac{a}{b}$ zawiera się w granicach od 1,2 do 1,32.

Te wyniki były uzyskane z rozpatrywania punktów 1, 2 i 3 wymienionych wyżej wymagań odnośnie silnika typu trochoidalnego. Wymagania punktów 4, 5 i 6 są spełnione w wystarczającej mierze, tak że nie przeszkadzają one stosowaniu optymalnego zakresu wartości stosunku $\frac{a}{b}$.

Reasumując to wszystko trzeba podkreślić, że niektóre z decydujących czynników, jakie mają wpływ na konstrukcję wirującego silnika, są w pewnym stopniu uzależnione od wartości stosunku $\frac{a}{b}$ i wymagają stosowania dużych wartości stosunku $\frac{a}{b}$, podczas gdy inne z tych wpływających na jakość silnika czynników wymagają stosowania małych wartości stosunku $\frac{a}{b}$. Wynalazek niniejszy wziął pod uwagę te wymagania, które wskazywały przeciwstawiające się wzajemnie dążenia i podkreśla, że wartości stosunku $\frac{a}{b}$ są w nim utrzymane w wyznaczonych granicach, a to w celu kierowania konstrukcją wirującego silnika spalnikowego o kształtach epitrochoidalnych, mającego optymalne właściwości użytkowe.

Jednocześnie ten zakres wartości stosunku $\frac{a}{b}$ wyznacza wszystkie inne cechy charakterystyczne takiego silnika wirującego i w ten sposób,

na skutek ograniczenia wartości stosunku $\frac{a}{b}$ do granic objętych niniejszym wynalazkiem, najbardziej odpowiednie proporcje dla kształtu silnika mogą być wybrane z całego mnóstwa możliwych do zastosowania proporcji.

W związku ze sterowaniem procesu przemiany gazowej przez względny ruch bryły wewnętrznej lub części składowej silnika w stosunku do bryły zewnętrznej lub części składowej silnika, wyrażenie „tylko jeden jedyny, sprawny przewód dolotowy paliwa” należy interpretować szerzej. W ten sposób niezależnie od tego, czy istnieje jeden jedyny przewód przelotowy lub wybranie w jednej ścianie czołowej bryły zewnętrznej lub jeden jedyny otwór wlotowy przez ściankę czołową zewnętrznej bryły, albo czy istnieją dwa po przeciwnych stronach podobnie umieszczone przewody lub wybrania lub otwory wlotowe, wyrażenie to jest słuszne, ponieważ odnośnie położenia dla fazy roboczej jednej bryły względem drugiej istnieje jeden jedyny rzeczywisty wlot paliwa do obszaru pomiędzy bryłami, do wnętrza każdej jednej komory roboczej podczas każdej fazy ssania.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Silnik spaliny z wirującym tłokiem, w którym wewnątrz nieruchomego lub wirującego kadłuba o wielolukowym w przekroju zarysie wewnętrznym ułożony jest mimośrodowo i równoległe do osi silnika wielowierzchołkowy wirnik, który w swym względnym ruchu w stosunku do kadłuba, za pomocą równoległych do osi silnika krawędzi swych wierzchołkowych występow, ślizga się wzdłuż wewnętrznego zarysu kadłuba, na skutek czego zostają tworzone komory robocze o zmieniających się objętościach, przy czym w przypadku wirującego kadłuba, wiruje on w tym samym kierunku co i wirnik ale szybciej od niego, znamienny tym, że wielolukowy zarys wewnętrzny kadłuba ma co najmniej dwie najbliższe osi strefy, a wirnik co najmniej trzy występy wierzchołkowe, na skutek czego zostają utworzone co najmniej trzy komory robocze, że do zrealizowania czterotaktowego cyklu pracy silnika umieszczony jest w kadłubie, tuż poza najbliższą jego osi strefą w kierunku wirowania wirnika, wspólny dla wszystkich komór roboczych, sprawny otwór wlotowy dla świeżej mieszanki paliwowej oraz sprawny otwór wylotowy w kadłubie, tuż przed na-

stępą z kolei najbliższą osi strefą, dla gazów wylotowych oraz że otwory w zasadniczo znany już sposób są sterowane przez zewnętrzny zarys wirnika, na skutek jego względnego ruchu w stosunku do kadłuba.

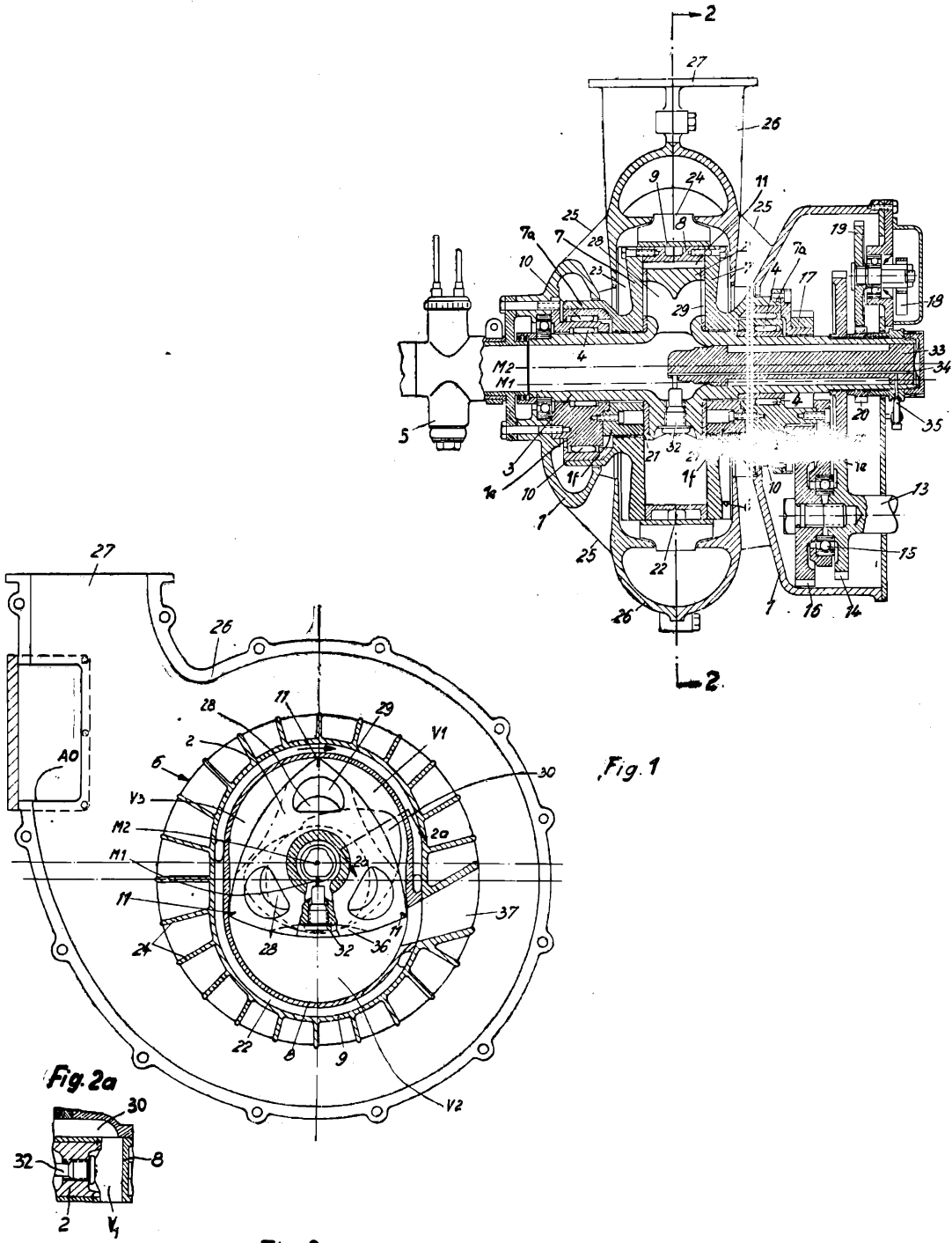
2. Silnik spaliny z wirującym tłokiem według zastrz. 1, znamienny tym, że zarys wewnętrzny kadłuba ma postać wielolukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej krzywej doń równoległej, a zarys zewnętrzny wirnika zbliżony jest do wewnętrznej krzywej obwiedniej epitrochoidy.
3. Silnik spaliny z wirującym tłokiem według zastrz. 1 lub 2, znamienny tym, że wewnętrzny zarys kadłuba jest dwulukowy, najkorzystniej w postaci dwulukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, a mający trzy równoległe do osi silnika krawędzie stykowe, wirnik ogranicza wraz z kadłubem trzy komory robocze o zmieniającej się objętości i w przypadku wirującego kadłuba podąża za nim, przy stosunku liczb obrotów 2:3 oraz ponadto, że wlotowe i wylotowe otwory umieszczone są symetrycznie w stosunku do małej osi w pobliżu najbliższej osi strefy wewnętrznego zarysu kadłuba.
4. Silnik spaliny z wirującym tłokiem według zastrz. 1 lub 2, znamienny tym, że wewnętrzny zarys kadłuba jest trójlukowy, najkorzystniej w postaci trójlukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, a mający cztery równoległe do osi silnika krawędzie stykowe wirnik ogranicza wraz z kadłubem cztery komory robocze o zmieniającej się objętości i w przypadku wirującego kadłuba podąża za nim przy stosunku liczb obrotów 3:4 oraz ponadto, że otwór wylotowy ukształtowany jest jako przewód przepływowy, który daje połączenie znajdującej się w takcie roboczym komory z komorą za nią następującą i mającą wówczas swą najmniejszą objętość i że tuż przed tą najbliższą osi strefą, po której przewidziany jest otwór wlotowy, umieszczony jest otwór wydechowy.
5. Silnik spaliny z wirującym tłokiem, według zastrz. 1 lub 2, znamienny tym, że zarys wewnętrzny kadłuba jest trójlukowy, najkorzystniej w postaci trójlukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, a mający cztery

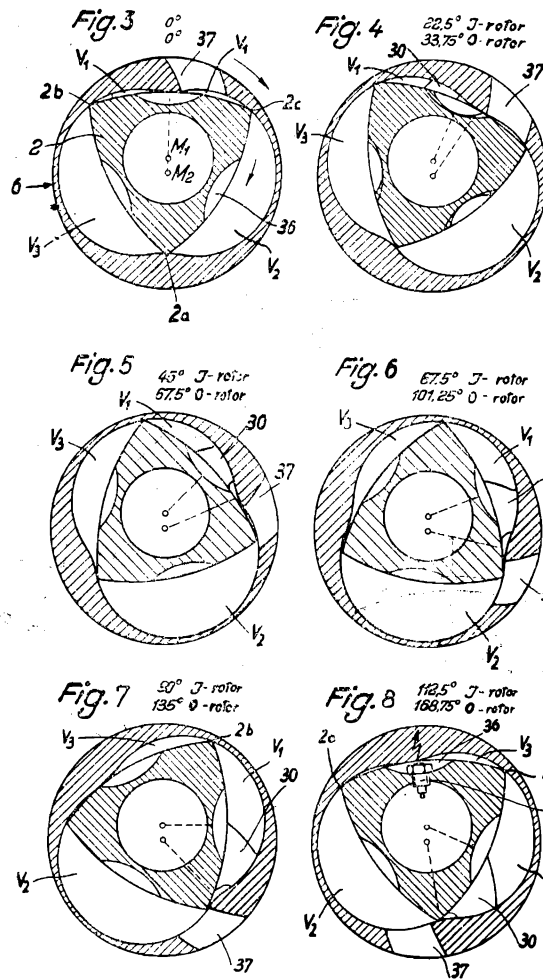
- równoległe do osi silnika krawędzie stykowe wirnika ogranicza wraz z kadłubem cztery komory robocze o zmieniającej się objętości i w przypadku wirującego kadłuba podąża za nim przy stosunku liczb obrotów 3:4 oraz ponadto, że łuk kadłuba, który w kierunku obracania się następuje za łukiem, zaopatrzonym w otwór wydechowy dla wydechu gazów spalinowych, zawiera w swej przedniej części okienko do wlotu powietrza chłodzącego, a w swej części dalszej — okienko do wyrzucania powietrza chłodzącego.
6. Silnik spalinowy, z wirującym tłokiem, według zastrz. 1—5, znamieny tym, że przewody wlotowe i wydechowe znajdują ujęście do okienek w bocznych tarczach i (lub) w zewnętrznej powierzchni bocznej kadłuba.
 7. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 1—6, znamieny tym, że przewód wydechowy w kierunku promieniowym łączy się z okienkiem w zewnętrznej powierzchni bocznej kadłuba.
 8. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem według zastrz. 1—7, znamieny tym, że wał wirnika jest wydrążony i służy jako przewód ssący, który ma wylot do okienek w ściankach bocznych wirnika i że w tarczach bocznych kadłuba przewidziane są przewody przepływowe lub wnęki współdziałające z tymi okienkami.
 9. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 1—8, znamieny tym, że w wewnętrznej powierzchni wirnika, pomiędzy każdymi dwiema sąsiadującymi równoległymi do osi krawędziami występow wierzchołkowych, przewidziane są wybrania tworzące część komory spalania.
 10. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 9, znamieny tym, że w każdym wybraniu wirnika przewidziana jest świeca zapłonowa.
 11. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 1—9, znamieny tym, że w kadłubie, w pobliżu najbliższej osi strefy, leżącej pomiędzy otworem wlotowym i wydechowym, umieszczona jest świeca zapłonowa do kolejno po sobie następujących zapłonów we wszystkich komorach.
 12. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 11, znamieny tym, że świeca zapłonowa umieszczona jest na bocznej osłonie kadłuba.
 13. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 11, znamieny tym, że świeca zapłonowa jest umieszczona w tarczy bocznej kadłuba.
 14. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 12, znamieny tym, że otwór dla elektrody świecy umieszczony jest w takim miejscu bocznej osłony kadłuba, w którym w chwili przechodzenia przezeń krawędzi występu wierzchołkowego wirnika, w jednej sąsiadującej, napełnionej świeżą mieszanką paliwową komorze, panuje ciśnienie większe niż w drugiej sąsiadującej komorze, napełnionej gazami spalinowymi.
 15. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 11—14, znamieny tym, że wielkość otworu zapłonowego jest tak dobrana w stosunku do wielkości elektrody świecy, że odległość elektrody świecy od metalu kadłuba umożliwia przeskok iskry z elektrody na metal.
 16. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 2, znamieny tym, że w kadłubie, którego zarys wewnętrzny ma kształt dwułukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, stosunek największej odległości (a) do najmniejszej odległości (b) obwodu trochoidy od jej punktu środkowego wynosi od 1,25 do 1,5 (fig. 50).
 17. Silnik spalinowy z wirującym tłokiem, według zastrz. 2, znamieny tym, że w kadłubie, którego zarys wewnętrzny ma kształt trójlukowej epitrochoidy lub na zewnątrz niej leżącej i równoległej doń krzywej, stosunek największej odległości (a) do najmniejszej odległości (b) obwodu trochoidy od jej punktu środkowego wynosi od 1,2 do 1,32.

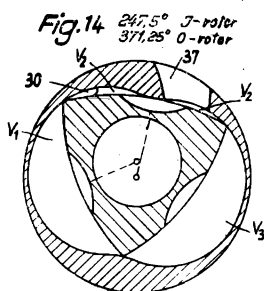
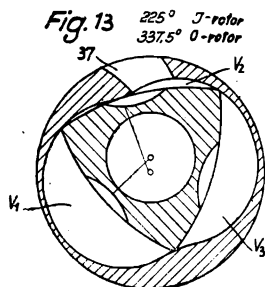
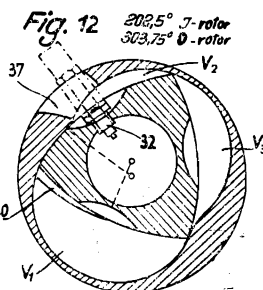
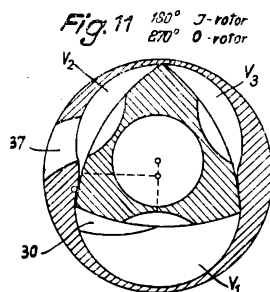
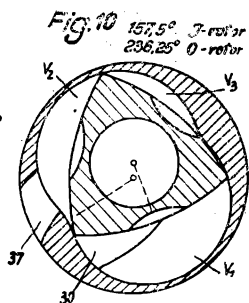
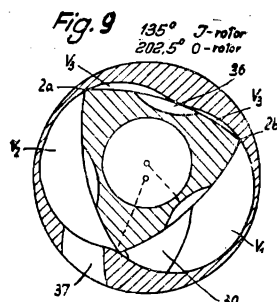
NSU Werke A. G.

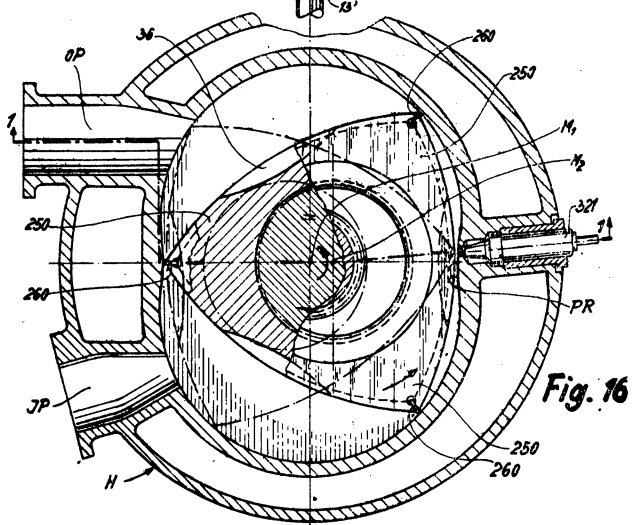
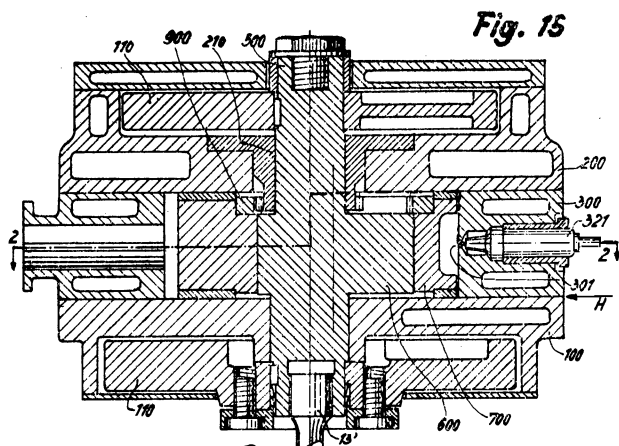
Felix Wankel

Zastępca: inż. Józef Falkner
rzecznik patentowy









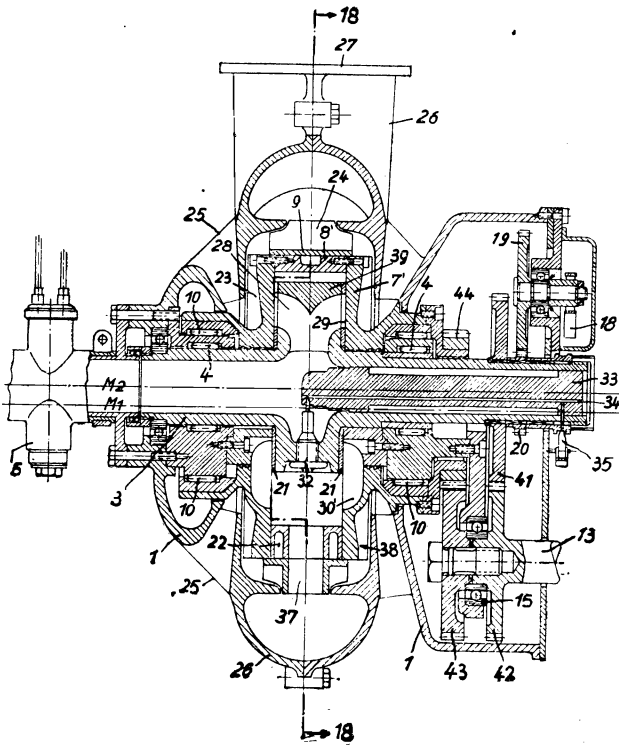


Fig. 17

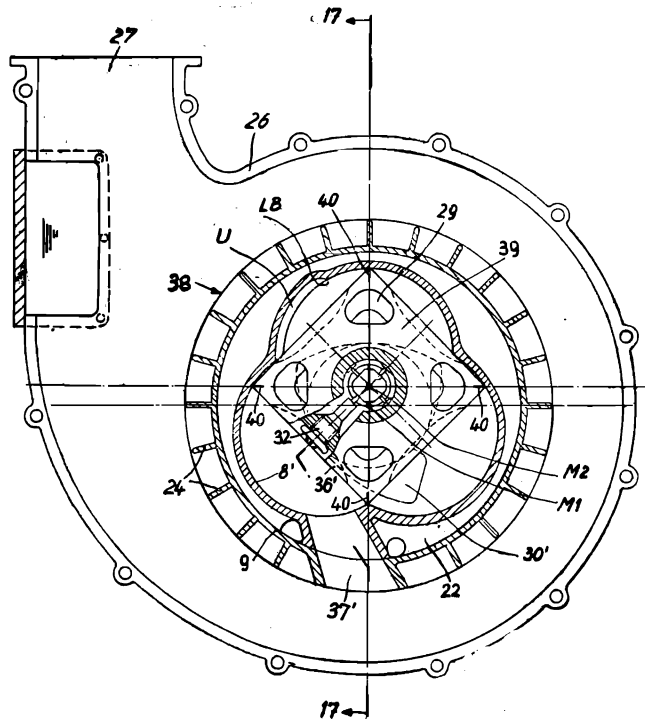
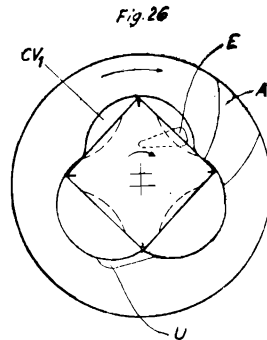
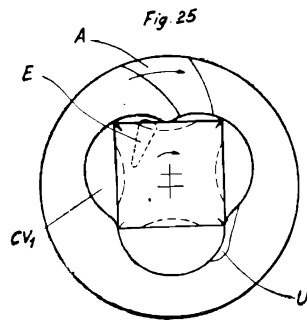
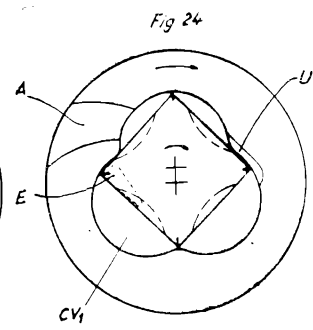
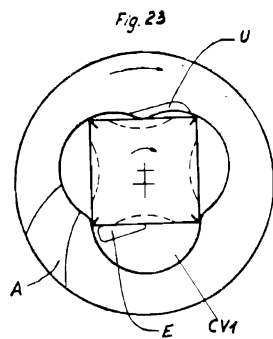
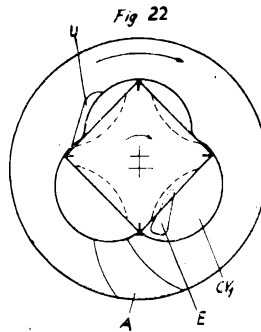
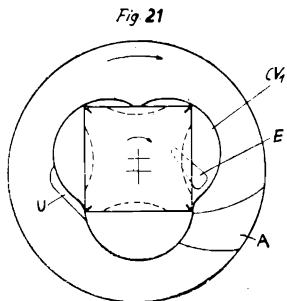
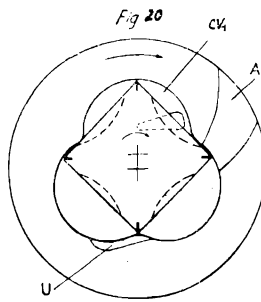
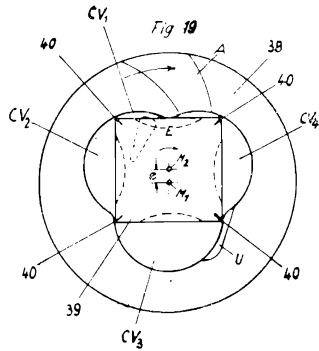


Fig. 18



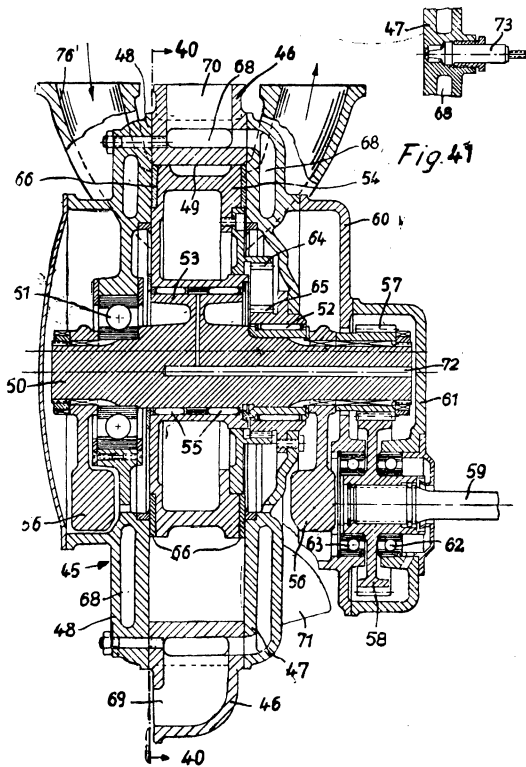
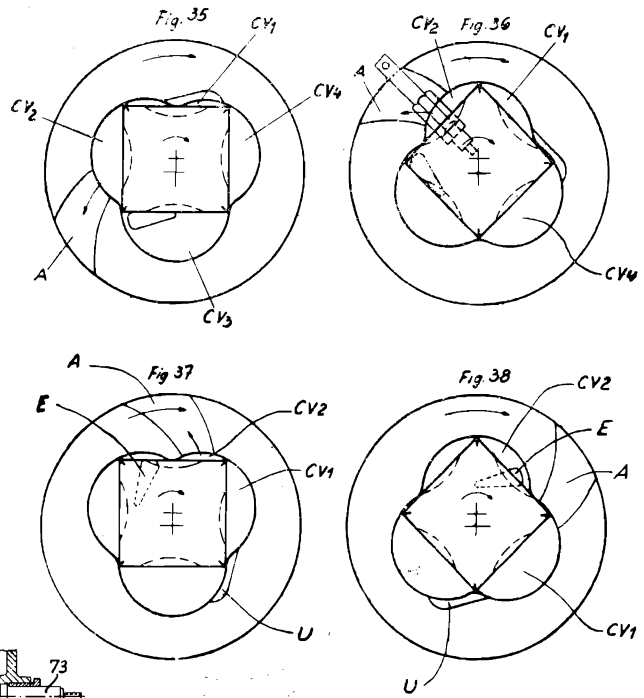
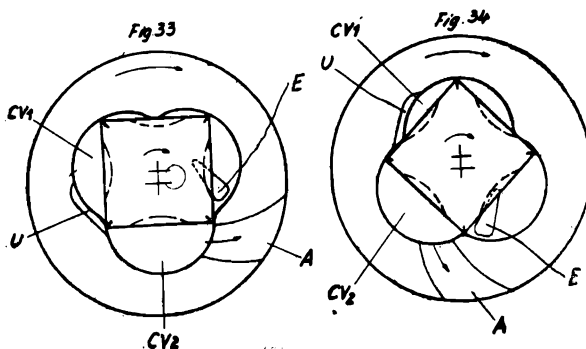
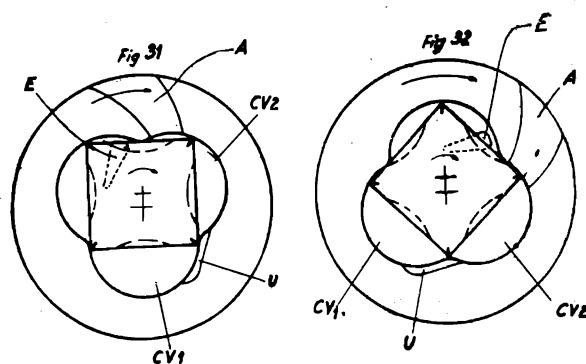
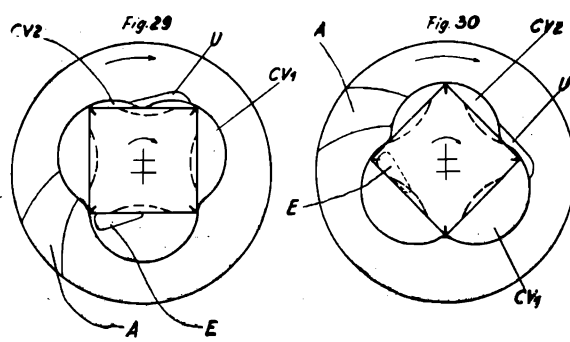
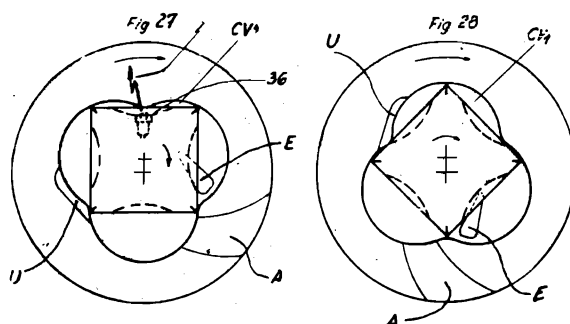


Fig. 39



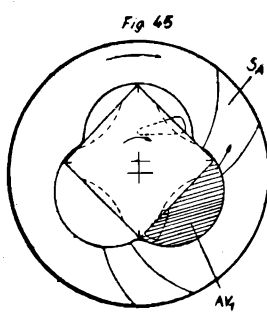
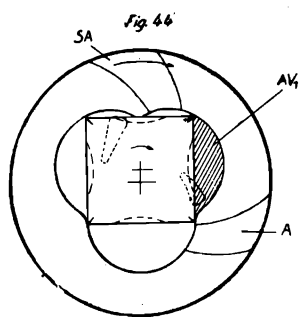
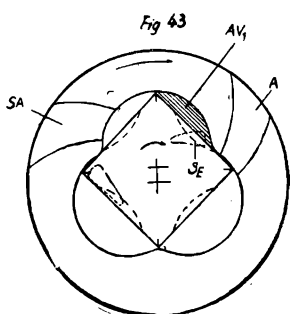
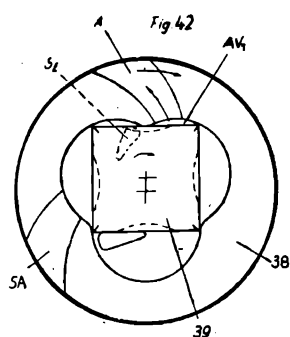
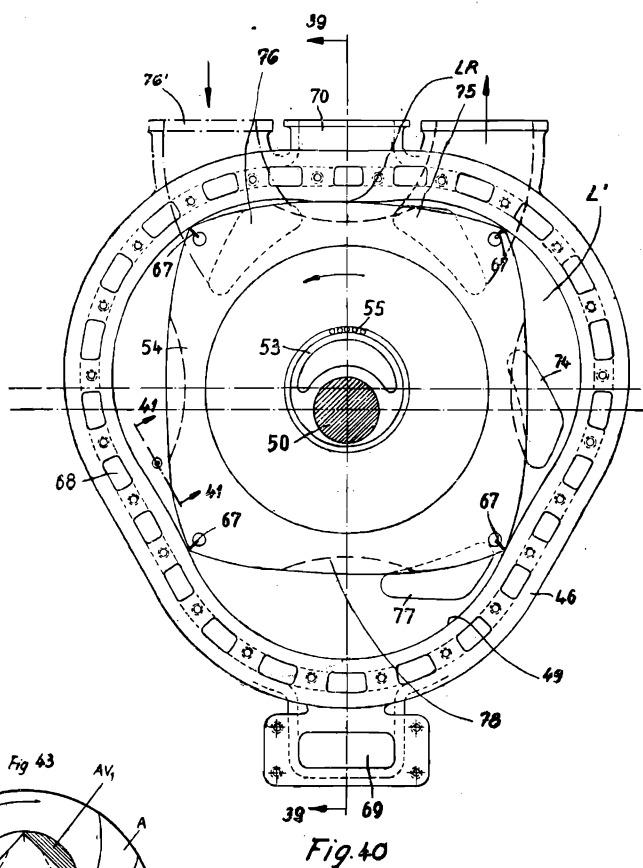


Fig 46.

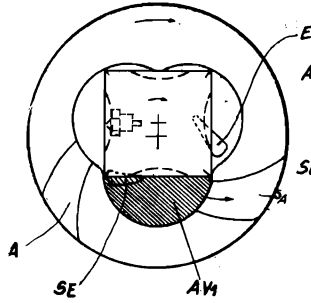


Fig 47

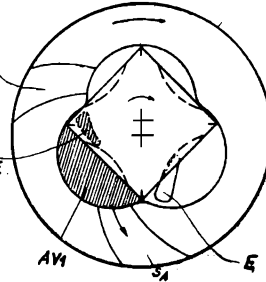


Fig 48

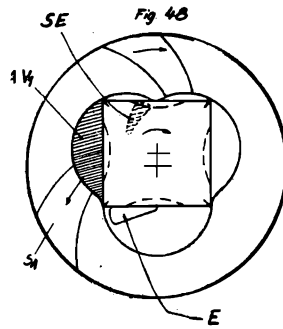


Fig 49

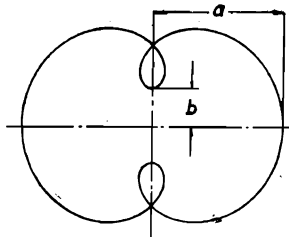
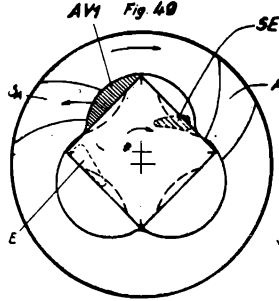


Fig. 50 $\frac{a}{b} = 3,5$

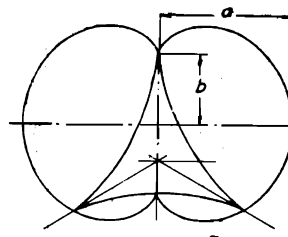


Fig. 51 $\frac{a}{b} = 2$

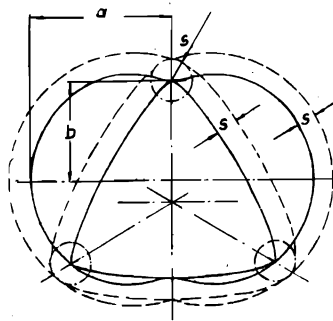


Fig. 52 $\frac{a}{b} = 1,5$

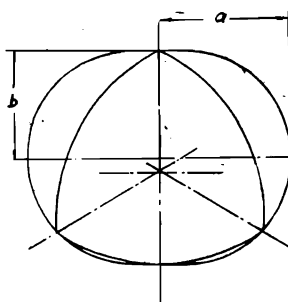


Fig. 53 $\frac{a}{b} = 1,25$

