

URZĄD PATENTOWY w WARSZAWIE OPIS PATENTOWY

Nr 29832

Kl. 46 ^{25/08} _{2, 7} ^{F 02 b, 25/08}

Raul Pateras Pescara, Paryż

Zespół silnikowy z silnikiem spalinowym ze swobodnymi przeciwbieżnie poruszającymi się w cylindrze tłokami, sprzęgniętymi bezpośrednio z tłokami sprężarki, doprowadzającej sprężone powietrze przedmuchowe do tegoż silnika oraz gaz pędny do odbiorczego silnika dodatkowego

Zgłoszono 16 lipca 1937

Udzielono 6 czerwca 1941

Pierwszeństwo: 17 lipca 1936 (Francja)

Wynalazek niniejszy dotyczy zespołu silnikowego z silnikiem spalinowym ze swobodnymi tłokami, przeciwbieżnie poruszającymi się w cylindrze, sprzęgniętymi bezpośrednio z tłokami sprężarki, doprowadzającej sprężone powietrze przedmuchowe do tegoż silnika oraz gaz pędny do odbiorczego silnika dodatkowego. W tego rodzaju zespole silnikowym przynajmniej jedna część sprężonego powietrza, pobranego z cylindra lub cylindrów sprężarki, jest doprowadzana jako powietrze przedmuchowe oraz powietrze spalania do ładowania cylindra silnika spalinowego, natomiast po-

brana z otworów wylotowych cylindra tegoż silnika spalinowego gorąca mieszanina sprężonego gazu, złożona z niezupełnie rozprężonych spalin i nadmiaru powietrza przedmuchowego, jest doprowadzana do dodatkowego silnika odbiorczego, napędzanego tymi gazami pędnymi.

Celem niniejszego wynalazku jest przede wszystkim zwiększenie sprawności wymienionego zespołu silnikowego, zwłaszcza zaś współczynnika sprawności objętościowej sprężarkowej części zespołu.

Przez zwiększenie wspomnianego współczynnika sprawności można uzyskać znacz-

ne powiększenie stosunku między mocą silnika z jednej strony, a jego wielkością i wagą z drugiej strony, co przy danej mocy umożliwia osiągnięcie znacznego zmniejszenia ciężaru i wielkości zespołu silnikowego.

Jak wiadomo, sprawność objętościową sprężarki tłokowej można wyrazić ogólnie stosunkiem $V_1 : V_0$, przy czym V_0 oznacza ogólną objętość cylindra po skończonym suwie ssącym tłoka, a V_1 — objętość skokową cylindra, jaka jest zakresłana podczas ssącego suwu tłoka, kiedy rzeczywiście odbywa się ssanie powietrza w danym cylindrze sprężarki.

W tłokowych sprężarkach spalinowych z wałem korbowym sprawność objętościowa może być polepszona dzięki zastosowaniu jak najmniejszej martwej przestrzeni. Takie zmniejszenie martwej przestrzeni jednak nie nadaje się do sprężarek o swobodnych tłokach przeciwbieżnie poruszających się w cylindrze, gdyż w tego rodzaju zespołach silnikowych zmiana wydatku jest uskuteczniana przez zmianę suwu tłoków swobodnych, pracujących zwykle przy stosunkowo dużej martwej przestrzeni. Długość czynnej części ssawczego suwu tłoka jest tym krótsza, im większe jest ciśnienie robocze w danym cylindrze sprężarkowym.

Według wynalazku wada znanych zespołów silnikowych ze sprężarkami o tłokach swobodnych, a mianowicie ich mała sprawność objętościowa zostaje usunięta dzięki zastosowaniu dwustopniowej sprężarki wyposażonej w cylinder z tłokiem, którego przestrzeń po jednej stronie tłoka służy do wstępnego sprężania powietrza, a przestrzeń cylindra po drugiej stronie tego tłoka — do sprężania głównego, przy czym ciśnienie sprężania wstępnego jest stosunkowo tak małe, że sprawność objętościowa tego stopnia sprężania wstępnego, a tym samym i współczynnik sprawności objętościowej całej sprężarki zbliża się do

jedności. Dzięki zastosowaniu stopnia sprężania wstępnego, sprawność objętościowa jest również niemal zupełnie niezależna od ciśnienia tłoczenia sprężarki.

Poza tym korzystnie jest, jeżeli stopień sprężania wstępnego, stopień sprężania głównego i zbiornik zasobnikowy powietrza sprężonego, doprowadzanego do cylindra silnika spalinowego jako powietrze przedmuchowe i ładunkowe, są umieszczone względem siebie tak, że powietrze podlegające sprężaniu przed wlotem do stopnia sprężania wstępnego aż do wlotu do cylindra silnika spalinowego przebiega w przybliżeniu drogę prostoliniową, przy czym najlepiej jest, gdy droga przepływu powietrza jest równoległa do podłużnej osi zespołu silnikowego o tłokach swobodnych. W ten sposób unika się strat mocy, wywoływanych w przeciwnym razie przez zmiany kierunku przepływu powietrza. We wspomnianym wyżej przypadku główny stopień sprężania znajduje się po stronie tłoka silnika spalinowego, przeciwległej cylindrowi silnika spalinowego, tak iż energia, przekazywana z powrotem na tłok lub tłoki w ich skrajnym roboczym położeniu podczas sprężania powietrza w sprężarce, wykonywa nie tylko pracę sprężania powietrza w cylindrze silnika, lecz również i pracę sprężania wstępnego w sprężarce. Do wykonania tej pracy zwrotnej służą znane skądinąd pneumatyczne zasobniki energii, których ciśnienie zasilania jest zmienne w zależności od zmiany ciśnienia głównego stopnia sprężania sprężarki, względnie zmiany ciśnienia mieszaniny gazów pędnych wypływających z cylindra silnika spalinowego. Aby również i doprowadzanie paliwa do cylindra silnika spalinowego było przystosowane do warunków uzależnionych od zmiany ciśnienia powietrza ładunkowego, ciśnienie zasilania pneumatycznego zasobnika energii oddziałuje na rozrząd ilości paliwa doprowadzanego do cylindra silnika spalinowego albo

określa przynajmniej granice, w jakich przy każdym ciśnieniu tłoczenia zmienia się ilość paliwa doprowadzanego do cylindra silnika spalinowego.

Na rysunku przedstawiono przykład wykonania zespołu silnikowego według wynalazku. Fig. 1 przedstawia widok i częściowy przekrój podłużny zespołu silnikowego ze sprężarką według wynalazku o dwóch zespołowych tłokach swobodnych, fig. 2 i 3 przedstawiają wykresy pracy sprężarki zespołu według wynalazku i zwykłej sprężarki, stosowanej w tego rodzaju zespołach, fig. 4 przedstawia widok i częściowy przekrój zespołu silnikowego z zasobnikiem gazu pędnego.

W przykładach wykonania zespołu, przedstawionych na rysunku, sprężanie wstępne i sprężanie główne powietrza sprężanego odbywa się w tym samym cylindrze za pomocą tłoka obustronnego działania, którego jedna strona skutecznie sprężanie wstępne, a druga — sprężanie główne.

W zespole, przedstawionym na fig. 1, silnik spalinowy jest zaopatrzony w dwa przeciwbieżne zespołowe tłoki 1, 1, pracujące we wspólnym cylindrze 2 silnika spalinowego. Ruchy tłoków przeciwbieżnych 1, 1 są zsynchronizowane w znany sposób za pomocą urządzenia synchronizującego, składającego się z dwuramiennego wahacza 38 i dwóch korbowodów 39 i 40. Każdy tłok roboczy 1 silnika jest bezpośrednio połączony z tłokiem sprężarkowym 3, pracującym w cylindrze sprężarkowym 4. Zespoły tłokowe złożone ze wspomnianych tłoków pojedynczych są swobodne, to znaczy ich suw nie jest określony przez jakiegokolwiek urządzenie kinematyczne.

Tłok sprężarkowy 3 dzieli cylinder sprężarkowy 4 na dwie komory 5, 6 o zmiennej pojemności. W komorze 5 odbywa się sprężanie wstępne powietrza doprowadzanego do głównej komory sprężania 6. Tłok 3 pracuje więc obustronnie, przy czym jedną stroną skutecznie sprężanie wstępne, a

drugą stroną — sprężanie główne. Obydwie komory sprężarkowe 5, 6 są połączone ze sobą przewodem 7. Komora 5 sprężania wstępnego jest zaopatrzona przynajmniej w jeden zawór ssawczy 8, natomiast komora sprężania głównego 6 posiada przynajmniej jeden zawór tłoczny 9. Pomiędzy obu komorami sprężania znajduje się zawór pośredni 10 umieszczony np. u wylotu przewodu 7 w komorze 6.

Pneumatyczne zasobniki energii 11, które zapewniają powrót tłoków swobodnych w ich środkowe skrajne położenie, składają się z cylindrów 12 i tłoków 13, z których np. tłok 13 jest połączony na stałe z odpowiednim zespołem 1, 3 tłoka swobodnego, cylinder 12 zaś w układzie według fig. 1 jest połączony z pokrywą cylindra sprężarkowego 4.

Praca opisanej sprężarki zespołu przebiega zgodnie z wykresem 2, natomiast wykres 3 odpowiada pracy zwykłej sprężarki o tej samej długości suwu. Tłok sprężarki, której odpowiada wykres na fig. 3, posiada ten sam suw i pracuje przy tym samym ciśnieniu sprężania p_1 , co i sprężarka w zespole według wynalazku, której wykres pracy przedstawiony jest na fig. 2.

Na wykresie według fig. 2 przebieg linii $a - b$, $b - c$ i $c - d$ odpowiada przebiegowi zmian ciśnienia przy sprężaniu wstępnym, a przebieg linii $c - e$, $e - f$ i $f - b$ odpowiada przebiegowi zmian ciśnienia przy sprężaniu głównym. Gdy stosunek ciśnienia przy sprężaniu wstępnym nie jest zbyt wielki, to krzywa $c - d$ posiada długość niewielką i kształt tylko nieznacznie zależny od ciśnienia końcowego p_1 . Należy przy tym zwrócić uwagę, iż krzywa $c - d$ oznacza rozprężenie się powietrza zamkniętego w martwej przestrzeni e_1 , znajdującej się przy końcu sprężania wstępnego w komorze 5. Wobec tego, że kształt krzywej $c - d$ zmienia się tylko nieznacznie, również i wielkość rzeczywistej czynnej objętości V_1 podczas suwu ssą-

cego i tym samym objętościowy współczynnik sprawności $V_1 : V_0$ zmienia się tylko nieznacznie wraz z ciśnieniem końcowym p_1 . Zmiany ciśnienia końcowego p_1 powodują przede wszystkim zmianę kształtu krzywej $f - b$, która przedstawia przebieg ciśnienia przy rozprężaniu się powietrza zamkniętego w martwej przestrzeni e_2 i pozostającego przy końcu sprężania głównego w komorze 6. Z porównania wykresów według fig. 2 i 3 widać, że rzeczywiście czynna objętość V_1' podczas suwu ssącego zwykłej sprężarki przy tym samym ciśnieniu sprężania p_1 jest znacznie mniejsza od czynnej objętości V_1 podczas suwu sprężania sprężarki wykonanej według wynalazku o geometrycznie jednakowym suwie. Oprócz tego objętościowy współczynnik sprawności ($V_1 : V_0$) zwykłej sprężarki jest zmienny w znacznym stopniu, gdy krzywa rozprężania się $f' - b'$ powietrza, zamkniętego w martwej przestrzeni e_2 przy końcu suwu sprężania, przesunie się w prawo wskutek zwiększenia ciśnienia tłoczenia p_1 .

Jako przykład przyjęto sprężarkę zespołu silnikowego, w której końcowe ciśnienie sprężania p_1 wynosi 5 at, natomiast martwa przestrzeń e_2 jest wyznaczona równaniem: $\frac{e_2}{V_0} = 0,20$. Gdy objętościowy współczynnik sprawności ma być równy 0,96, to stosunek sprężania we wstępnym stopniu sprężania winien osiągnąć wartość 1,45 i w tym celu martwa przestrzeń e_1 jest dobrana tak, żeby odpowiadała równaniu $\frac{p_1}{V_0} = 0,20$.

Z powyższych rozważań wynika więc, iż charakterystyczna cecha wynalazku polega na tym, że praca sprężania, przypadająca na wstępny stopień sprężania, względnie wartość stosunku ciśnień tego stopnia sprężania jest znacznie mniejsza, aniżeli praca przypadająca na główny stopień sprężania, względnie wartość stosunku ci-

nień głównego stopnia sprężania. Stanowi to znaczną różnicę w porównaniu ze zwykłymi sprężarkami wielostopniowymi, w których uważa się za konieczny warunek, iżby praca sprężania, przypadająca na poszczególne stopnie sprężania i tym samym wartość stosunku ciśnień, były jak najmniejsze.

Z powyższych rozważań wynika ponadto, że przy najrozmaitszych ciśnieniach tłoczenia sprężarki można według wynalazku osiągnąć zawsze objętościowy współczynnik sprawności zbliżony do jedności, gdy jednocześnie martwe przestrzenie posiadają wielkość niezbędną do uzyskania zadawalającej pracy zespołu silnikowego o tłokach swobodnych.

W zespole silnikowym według wynalazku przynajmniej jedna część sprężonego powietrza zostaje zużyta do przedmuchiwania cylindra silnika spalinowego. Również i w tym przypadku sprężanie powietrza odbywa się najpierw w stopniu sprężania wstępnego, uskutecznianego przez tłok swobodny, a następnie w stopniu sprężania głównego, przy czym wartość stosunku ciśnień w stopniu sprężania wstępnego jest stosunkowo mała, tak iż objętościowy współczynnik sprawności tej sprężarki silnikowej jest zgodnie z powyższym stosunkowo duży i tylko nieznacznie zmienia się przy zmianach końcowego ciśnienia sprężania. Należy przy tym zwrócić uwagę, że właśnie końcowe ciśnienie sprężania gazu pędnego jest z reguły zmienne w stosunkowo szerokich granicach, a mianowicie odpowiednio do obciążenia napędzanej przez gaz pędny maszyny, np. turbiny.

W zasobniku gazu pędnego według wynalazku droga, jaką przepływa w tym samym kierunku powietrze na przestrzeni stopni sprężania aż do wlotu do cylindra silnika spalinowego, jest jak najkrótsza, przy czym najlepiej jest, gdy kierunek tego przepływu jest równoległy do osi cylindra. W ten sposób unika się strat energii

wywoływanych zmianą kierunku przepływu powietrza i związanych z tym spadków ciśnienia w zakrzywionych przewodach. Usunięcie wspomnianych strat przyczynia się do polepszenia sprawności zespołu silnikowego.

Na fig. 4 przedstawiono część zespołu silnikowego z zasobnikiem gazu pędnego według wynalazku.

W wykonaniu według fig. 4 w ściankach cylindra roboczego 2 silnika spalinowego są zastosowane otwory wlotowe 14. Gdy te otwory wlotowe zostają odsłonięte przez odnośny tłok roboczy w pobliżu jego zewnętrznego położenia skrajnego, to następuje połączenie pomiędzy wnętrzem cylindra roboczego 2 i wnętrzem uszczelnionego zbiornika zasobnikowego 15, który otacza cylinder roboczy 2. Zbiornik zasobnikowy 15 otrzymuje sprężone powietrze ze sprężarki zespołu silnikowego. Poza tym cylinder roboczy 2 silnika spalinowego posiada otwory wylotowe 16. Gdy te otwory wylotowe zostają odsłonięte przez drugi tłok, to następuje połączenie pomiędzy cylindrem roboczym i przewodem wylotowym 17. Cylindry sprężarkowe 4 są umieszczone na obu końcach osłony 15. Główna komora sprężania 6 każdego cylindra 4 leży bezpośrednio w pobliżu zbiornika zasobnikowego 15, natomiast komory sprężania wstępnego 5 znajdują się na zewnętrznych końcach zespołu silnikowego.

Dla ułatwienia przepływu powietrza zastosowano stosunkowo dużą liczbę zaworów ssawczych na swobodnym końcu każdego cylindra sprężarkowego 4. Na drugim końcu cylindra 4 są umieszczone zawory tłoczne 9, które łączą wnętrza komór sprężania 6 z wnętrzem osłony 15. Wreszcie zastosowane są zawory przelotowe 10, które zamykają odpowiednią liczbę otworów przepływowych 7 wykonanych w tłoku 3. W ten sposób powietrze może przepływać w przybliżeniu na prostoliniowej drodze z komory 5 do komory 6.

Tłok zderzakowy 13, należący do pneumatycznego zasobnika energii, jest w przykładzie wykonania według fig. 4 połączony na stałe z dnem cylindra sprężarkowego 4, natomiast cylinder 12, współpracujący z tym tłokiem, znajduje się wewnątrz roboczego tłoka swobodnego. Wymieniony układ tych części jest tak dobrany, że pneumatyczny zasobnik energii podczas ruchu tłoka swobodnego w jedną stronę może nagromadzić wystarczającą ilość energii, aby podczas wstecznego ruchu tłoka swobodnego oddać tę energię w postaci pracy sprężania powietrza spalania w cylindrze roboczym silnika i większą część pracy sprężania powietrza w cylindrach sprężarkowych.

W opisanym zespole zawory przelotowe 10 w tłoku 3 są przesuwane wskutek swej siły bezwładności w kierunku ich gniazd, gdy tłoki swobodne zmniejszają swą szybkość przesuwu przed ich zatrzymaniem się w zewnętrznych skrajnych położeniach. Dla uniknięcia tego mogą być zastosowane sprężyny 10₁ (fig. 4) oddziaływujące na zawory w kierunku przeciwnym w celu utrzymania tych zaworów w stanie otwartym. W zamian sprężyn 10, mogą być w tym samym celu wykonane na końcach cylindra 4 rowki, które uskuteczniają połączenie pomiędzy komorami 5 i 6, gdy końce tych rowków, zwrócone do środka silnika, znajdują się poza odpowiednią krawędzią sprężarkowego tłoka swobodnego 3, skoro tylko ten tłok znajdzie się w pobliżu zewnętrznego położenia skrajnego.

Jak zaznaczono wyżej, w zespole z zasobnikiem gazu pędnego, w którym powietrze przepływa tylko w jednym kierunku, równoległym do osi zespołu, ogólna jego sprawność polepsza się. Jednocześnie i objętościowy współczynnik sprawności sprężarki zespołu jest stosunkowo znaczny i niewiele zmienia się w zależności od ciśnienia tłoczenia, tak iż zasobnik gazu pędnego może skutecznie zasiląć napędzaną

przez gaz pędny turbinę przy zmianie jej obciążenia.

W sprężarce według fig. 1 objętościowy współczynnik sprawności, przy zmianie ciśnienia przedmuchowego w granicach od 5 at do 1 at, waha się tylko w granicach wartości od 0,96 do 1. Te same zmiany ciśnienia przedmuchowego w sprężarce, wykonanej w zwykły sposób, wywoływałyby zmiany objętościowego współczynnika sprawności w granicach wartości od 0,54 do 1.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Zespół silnikowy z silnikiem spalinyowym ze swobodnymi przeciwbieżnie poruszającymi się w cylindrze tłokami, sprzęgniętymi bezpośrednio z tłokami sprężarki, doprowadzającej sprężone powietrze przedmuchowe do tegoż silnika oraz gaz pędny do odbiorczego silnika dodatkowego, znamienny tym, że posiada po obu stronach zespołu silnikowego jednocylindrową, dwustopniową sprężarkę (3, 4), której przestrzeń w cylindrze (4) po jednej stronie tłoka swobodnego (3) stanowi komorę (5) stopnia sprężania wstępnego, a przestrzeń w tym cylindrze, po drugiej stronie tegoż tłoka, stanowi komorę (6) stopnia sprężania głównego, przy czym wartość stosunku sprężania stopnia sprężania wstępnego jest znacznie mniejsza, aniżeli wartość stosunku stopnia sprężania głównego.

2. Zespół silnikowy według zastrz. 1, znamienny tym, że obydwie komory sprężania (5, 6) cylindra (4) sprężarki, w których odbywa się wstępne i główne sprężanie powietrza, są połączone ze sobą przewodem (7), który u wylotu do komory (6) sprężania głównego jest zaopatrzony w samoczynny zawór przelotowy (10), natomiast na drugim końcu przewód (7) jest otwarty swobodnie do komory (5) sprężania wstępnego.

3. Zespół silnikowy według zastrz. 1,

znamienny tym, że zbiornik zasobnikowy (15) na powietrze przedmuchowe, którym zasilany jest cylinder (2) silnika spalinyowego, otacza ten cylinder, przy czym komora (5) stopnia sprężania wstępnego oraz komora (6) stopnia sprężania głównego sprężarki są umieszczone współosiowo względem zbiornika zasobnikowego (15), tak iż podlegające sprężaniu powietrze, na swej drodze przepływu od wlotu do stopnia sprężania wstępnego do wlotu do cylindra (2) silnika spalinyowego, przebywa w przybliżeniu prostoliniową drogą, równoległą, przynajmniej w przybliżeniu, do osi zespołu silnikowego o tłokach swobodnych.

4. Zespół silnikowy według zastrz. 3, znamienny tym, że komora (6) stopnia sprężania głównego przylega bezpośrednio do zbiornika zasobnikowego (15) na powietrze przedmuchowe i ładunkowe, otaczającego cylinder (2) silnika spalinyowego, tak iż sprężanie powietrza w głównej komorze sprężania (6) odbywa się podczas suwu odpowiedniego tłoka swobodnego (1, 3) w kierunku jego wewnętrznego skrajnego położenia.

5. Odmiana zespołu silnikowego według zastrz. 1 — 4, znamienna tym, że tłok sprężarkowy (3) jest zaopatrzony w zawory przelotowe (10), przez które przepływa wstępnie sprężone powietrze z położonej na zewnątrz względem silnika spalinyowego komory sprężania wstępnego (5) do głównej komory sprężania (6), przylegającej do tego silnika.

6. Odmiana zespołu silnikowego według zastrz. 5, znamienna tym, że pod grzybkami zaworów przelotowych (10) tłoka sprężarkowego (3) są umieszczone naciskowe sprężyny (10¹), które utrzymują zawory przelotowe w położeniu otwartym, gdy tłok (3) zmniejsza swą szybkość przesuwu przed jego zatrzymaniem się w zewnętrznym skrajnym położeniu.

7. Odmiana zespołu silnikowego według zastrz. 5, znamienna tym, że w ścian-

ce cylindra sprężarkowego (4) na końcach powierzchni ślizgowej wykonane są rowki, których końce, zwrócone ku silnikowi, zostają przekroczone przez tłok sprężarkowy (3) w jego zewnętrznym skrajnym położeniu, tak iż rowki uskuteczniają połącze-

nie pomiędzy komorą (5) sprężania wstępnego i komorą (6) sprężania głównego.

R a u l P a t e r a s P e s c a r a

Zastępca: M. Skrzypkowski

rzecznik patentowy

