

Warszawa, 12 czerwca 1937 r.

2

URZĄD PATENTOWY



F 02 6 25/02



RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ OPIS PATENTOWY

Nr 24831.

Therese Junkers ur. Bennhold
(Gauting, Niemcy).

Kl. 46 a, 7.

46a, 25/08

**Silnik o swobodnie przesuających się tłokach przeciwbieżnych
do napędu wielostopniowej sprężarki.**

Zgłoszono 19 maja 1934 r.

Udzielono 16 kwietnia 1937 r.

Pierwszeństwo: 20 maja 1933 r. (Niemcy).

W silnikach o swobodnie przesuających się tłokach przeciwbieżnych wykonywa się tę część zespołu, która pobiera energię, jako wielostopniową sprężarkę, łącząc kilka przestrzeni sprężania w szereg jedna za drugą z cylindrem silnika. Taki ustrój posiada tę wadę, że maszyna jest bardzo długa, ponieważ każdy stopień sprężania powiększa długość maszyny przynajmniej o największy suw swobodnie przesuującego się tłoka, co zwłaszcza powoduje znaczne powiększenie długości tej maszyny przy symetrycznym wykonaniu obydwóch jej połówek. Długość takiego symetrycznie wykonanego silnika do bezpośredniego napędu

trójstopniowej sprężarki, której przeciwbieżne masy są połączone za pomocą przekładni z głowicami tłoków, jest określona np. przez dziesięciokrotną długość suwu tłoka, ponieważ każdy z sześciu tłoków sprężarek, obydwa tłoki silnika oraz każda z głowic wymaga odpowiedniego miejsca dla największego możliwego suwu.

Celem wynalazku jest uzyskanie znacznego zmniejszenia całej długości maszyny, której silnik napędza wielostopniową sprężarkę z przeciwbieżnymi tłokami. W tym celu rozmieszcza się w myśl wynalazku kilka stopni sprężarki współśrodkowo jeden w drugim w taki sposób, aby w kierunku osiowym zajmowały prawie tyleż

miejsca, jak jednostopniowa sprężarka o takim samym suwie, przy czym tłok na zewnątrz znajdującego się stopnia sprężarki niskiego ciśnienia jest połączony z tłokiem silnika w taki sposób, aby ten tłok sprężarki przy suwie dośrodkowym (suw powrotny) mógł się przysunąć prawie zupełnie do zewnętrznego końca cylindra silnika. Ten warunek wymaga jednak, aby średnica tłoka wewnątrz znajdującego się stopnia sprężarki wyższego ciśnienia była tak mała, aby ten stopień mógł się pomieścić w wydrążonym drążku tłokowym między tłokiem silnika i tłokiem na zewnątrz znajdującego się stopnia ciśnienia sprężarki. Tłok tego wysokoprężnego stopnia ciśnienia sprężarki może być wtedy nieruchomy, a wydrążony drążek tłokowy stanowić będzie wówczas przesuwany cylinder dla tego tłoka. Najlepiej jest, gdy wewnątrz umieszczany stopień ciśnienia sprężarki ma średnicę tak małą, aby w zwykłym wykonaniu (z nieruchomym cylindrem i ruchomym tłokiem) mógł być umieszczony wewnątrz wydrążonego drążka tłoka silnika.

Bardzo prostą budowę takich maszyn z przeciwbieżnymi masami osiąga się wówczas, gdy składowe części przekładni mogą być połączone w znany sposób z masami przeciwbieżnymi wewnątrz cylindrów stopni niskoprężnych, a mianowicie bezpośrednio z tłokami stopni niskoprężnych lub możliwie jak najbliżej tych tłoków.

Powyższe dwa rozwiązania, dążące do tego samego celu, polegającego na osiągnięciu małej długości maszyny, a mianowicie przez umieszczenie kilku stopni ciśnienia jeden w drugim w sposób wyżej opisany i połączenie przekładni z przeciwbieżnymi masami wewnątrz cylindrów takiej wielostopniowej sprężarki, można wykonać tylko przy spełnieniu pewnego określonego założenia i zachowaniu warunków, których spełnienie może być osiągnięte przez odpowiednie rozwiązanie ustroju maszyny

według wynalazku. Gdyby np. w dwustopniowej sprężarce, jak to zwykle ma miejsce, rozdzielono całkowity stopień sprężania (stosunek końcowego ciśnienia sprężania drugiego stopnia ciśnienia do ciśnienia zasilającego pierwszego stopnia ciśnienia) na obydwa stopnie sprężarki równomiernie i określono stosunki pojemnościowe (stosunek pojemności przestrzeni martwej do pojemności suwu i pojemności przestrzeni martwej), czyli także sprawność pojemnościową, jako jednakową dla obydwóch stopni ciśnienia, to okazałoby się, że umieszczenie drugiego stopnia w wydrążonym drążku tłokowym jest niemożliwe. Średnica zewnętrzna tego drążka może być najwyższej taka sama, jak średnica tłoka silnika. Wielkość tej średnicy określa jednak niewątpliwie ilość pracy, oddawanej podczas każdego suwu na odnośny stopień ciśnienia sprężarki, pokonanie oporów tarcia suwu oraz pokonanie średniego jednostkowego ciśnienia w cylindrze silnika, czyli wielkość tej średnicy nie może być określana dowolnie. Według wynalazku określa się więc stosunki ciśnień lub pojemności, albo jedno i drugie, w poszczególnych stopniach ciśnienia o różnych wartościach, a mianowicie w taki sposób, aby można było wykonać maszynę o małej długości zgodnie z założeniami według niniejszego wynalazku. Możliwość zmniejszenia średnicy drugiego stopnia ciśnienia sprężarki dożądanego wymiaru polega na tym, że stosunek pojemnościowy w tym stopniu określa się możliwie mały, czyli martwa przestrzeń winna być stosunkowo mała; w ten sposób skutek pojemnościowy staje się wielki, a wskutek tego potrzebna pojemność suwu może być mała, czyli przy danym suwie średnica tłoka może być również odpowiednio mała. Dalsza możliwość zmniejszenia pojemności suwu drugiego stopnia ciśnienia sprężarki polega na określeniu stosunkowo wielkiego stosunku ciśnień dla pierwszego stopnia. W ten sposób więc

objętość gazu zassana w pierwszym stopniu ciśnienia podczas jednego suwu roboczego zostaje już w tym stopniu sprężona do stosunkowo wysokiego ciśnienia, wobec czego przyjmuje odpowiednio mniejszą objętość.

Praca, potrzebna do wykonania przez tłok suwu powrotnego i sprężenia ładunku silnika (praca suwu powrotnego), jest w tej maszynie pobierana w zasadzie z pracy rozprężania dawek powietrznych, znajdujących się w martwych przestrzeniach sprężarki. Gdy więc z uwagi na wspomniane wyżej powody drugi stopień ciśnienia sprężarki posiada mały stosunek pojemnościowy, to także odnośna część pracy, wykonywana w tym stopniu ciśnienia, jest stosunkowo mała. Wobec tego część pracy, wykonywana w pierwszym stopniu ciśnienia sprężarki, musi być odpowiednio większa. Warunek ten wymaga więc w tym stopniu ciśnienia wielkiej przestrzeni martwej i wielkiego stosunku pojemnościowego. Aby jednak została zassana całkowita ilość gazu, potrzebna na każdy suw, pojemność skokowa pierwszego stopnia musi być szczególnie wielka; wielka pojemność skokowa wymaga natomiast przy danej wielkości suwu tłoka wielkiej średnicy tłoka. Ta wielka średnica tłoka stopnia niskoprężnego jest właśnie skuteczna, gdyż umożliwia połączenie składowych części przekładni z przeciwbieżnymi masami wewnątrz cylindra niskoprężnego, np. bezpośrednio z tłokami sprężarki. W pewnych przypadkach okazuje się, że tak powiększona średnica tłoka jest jeszcze zbyt mała, wobec czego trzeba powierzchnię tłoka jeszcze bardziej powiększyć. W celu uniknięcia, aby wskutek tego użyteczna pojemność skokowa, a wraz z nią i zapotrzebowanie pracy sprężarek, nie stała się zbyt duża, można czynną długość suwu tłoka zmniejszyć w ten sposób, aby na początku suwu roboczego z tych stopni ciśnienia sprężarki została usuwana część poprzednio zassanej objętości gazu. Gdy chodzi o

sprężarkę powietrza można tę wytłoczoną ilość nadwyżki powietrza zużytkować, np. jako powietrze do przedmuchiwania cylindra silnika.

Zespół maszyny według wynalazku może być zastosowany zarówno do symetrycznie, jak i do niesymetrycznie zbudowanych wielostopniowych sprężarek o swobodnie poruszających się tłokach. Na rysunku uwidocznił przykład wykonania maszyny według wynalazku. Fig. 1 do 3 przedstawia wykresy ciśnień i pojemności stopnia ciśnienia sprężarki, a fig. 4 — schematycznie podłużny przekrój przykładu wykonania silnika wraz ze sprężarką według niniejszego wynalazku.

Fig. 1 przedstawia zwykły wykres jednego stopnia ciśnienia sprężania. Podczas suwu roboczego od prawej strony ku lewej następuje najpierw sprężanie od ciśnienia p_1 do ciśnienia p_2 według przebiegu linii $B - C$, a potem wytłaczanie gazu według przebiegu linii $C - E$; praca wykonana w tym stopniu ciśnienia jest uwidoczniłona przez powierzchnię $ABCEFA$. Ilość gazu, znajdująca się w martwej przestrzeni V_T , jest również sprężona do ciśnienia p_2 i zawiera część pracy, oddanej sprężarce podczas suwu roboczego. Po ukończeniu suwu roboczego rozpręża się ta ilość gazu V_T według przebiegu linii $E - G$ do ciśnienia pierwotnego p_1 , po czym następuje zasyssanie nowej ilości gazu według przebiegu linii $G - B$; odpowiadająca temu praca dla ruchu powrotnego, przenoszona przy tym na przeciwbieżne masy i powodująca ich suw powrotny przy jednoczesnym sprężaniu nowego ładunku silnika, jest określona powierzchnią $EGBAFE$.

W wykresie na fig. 2 uwidoczniłono zmiany przebiegów linii sprężania i rozprężania przy zmianie stosunku pojemnościowego. Gdy stosunek pojemnościowy, który według wykresu na fig. 1 posiada wartość $\frac{v_T}{v_T + v_H}$, powiększy się do największej

wartości $\frac{v_T + v'_T}{v_T + v'_T + v_H}$ przez powiększenie martwej przestrzeni o wartość v'_T , otrzymuje się nowy wykres $BC'EG'B$ pracy użytecznej; praca podczas suwu roboczego (powierzchnia $ABC'EFA$) jest w porównaniu z wykresem pracy według fig. 1 mniejsza o powierzchnię $BCC'B$, natomiast praca rozprężania podczas powrotnego suwu jest większa o powierzchnię $EGG'E$; zasysanie nie odbywa się na przestrzeni $G - B$, lecz tylko na przestrzeni $G' - B$. To zmniejszenie suwu ssania może być wyrównane przez odpowiednie powiększenie średnicy tłoka.

O ile stosunek ciśnień, który w wykresie na fig. 1 posiada wartość $\frac{p_2}{p_1}$, zmienić zgodnie z wykresem według fig. 3 przez powiększenie końcowego ciśnienia sprężania p_2 na p'_2 , wówczas otrzyma się większy stosunek ciśnień $\frac{p'_2}{p_1}$ przy zachowaniu pierwotnego stosunku pojemnościowego $\frac{v_T}{v_T + v_H}$.

Jednocześnie otrzymuje się nowy wykres $BC''E''G''B$ pracy użytecznej przy zmniejszonej pojemności wytłaczania od wartości $E - C$ do wartości $E'' - C''$; w takim stopniu może być również mniejsza pojemność skokowa następnego stopnia ciśnienia sprężarki. Wskutek tego osiąga się zmniejszenie średnicy cylindra następnego stopnia ciśnienia przy danej wielkości suwu.

Z powyższego widać więc, że przez odpowiednie dobranie stosunku ciśnień i pojemności można zmienić wielkość, czyli pojemność suwu, a więc także średnicę cylindra tego stopnia ciśnienia sprężarki, i to w stosunkowo wielkich granicach w taki sposób, aby jeden lub kilka stopni wyższego ciśnienia mogły być umieszczone w wydrążonym drążku tłokowym między silnikiem i tłokiem sprężarki stopnia niższego ciśnienia oraz aby stopniom niższego ciśnienia można było nadać tak dużą średni-

cę, iż przekładnia może być w cylindrach tych stopni przyłączona do przeciwbieżnych mas, np. bezpośrednio do tłoków sprężarki. Jak widać z wykresów, w powyższy sposób może być również zmieniana wartość pracy powrotnej, oddawanej przez poszczególne stopnie ciśnienia, czyli praca ta może być określana zawsze w odpowiedniej wysokości.

Na fig. 4 przedstawiono przykład wykonania przedmiotu wynalazku w postaci symetrycznie wykonanego zespołu silnika wraz z dwustopniową sprężarką o swobodnie przesuwających się tłokach. W cylindrze 1 silnika znajdują się dwa przeciwbieżne tłoki 2, 3, przy czym tłok 2 rozrządza szczeliny 4 do przedmuchiwania cylindra, a tłok 3 — szczeliny wylotowe 5. Każdy tłok silnika jest połączony za pomocą drążka tłokowego 6 z jednym z tłoków 7 w cylindrach 8 niskopięrznego stopnia sprężarki w taki sposób, iż tłok silnika i tłok sprężarki znajdują się możliwie blisko siebie, czyli ten ostatni może się przysuwać blisko dna cylindra silnika. Stosunki ciśnień i pojemności obydwóch stopni ciśnienia są w tym przypadku tak określone, aby zewnętrzna średnica cylindra wysokopięrznego 11 była jeszcze nieco mniejsza, niż średnica wewnętrzna wydrążonego drążka tłokowego 6, czyli aby cylinder wysokopięrzny 11, znajdujący się na głowicy 10 cylindra niskopięrznego, mógł być wsunięty do wnętrza drążka tłokowego 6. Dzięki temu zespół maszyny ma długość nie większą od długości silnika z jednostopniową sprężarką o takim samym suwie. Każdy z tłoków 12 stopnia wysokopięrznego jest połączony za pomocą drążków tłokowych z tłokiem 2 względnie 3 silnika. Najlepiej jest, gdy w celu uniknięcia zakleszczania się tłoków drążek tłokowy 13 jest połączony z tłokiem silnika lub z obydwoma tłokami za pomocą np. przegubu kulowego.

Oдноsne stopnie ciśnienia sprężarki posiadają zawory ssawcze 14 i 15 i zawory

tłoczne 16 i 17. Między stopniami ciśnienia sprężarki znajduje się zasobnik 18, przy czym najlepiej jest, gdy ten zasobnik jest wykonany jako pośrednia chłodnica międzystopniowa. W przewodzie wylotowym 19 sprężarki, połączonym z przewodem użytkowym, jest włączony sprężynowy zawór zwrotny 20, który, niezależnie od warunków panujących z zewnątrz maszyny, utrzymuje ciśnienia w maszynie zawsze na wysokości niezbędnej do skutecznego działania sprężarki. Przeciwbieżne masy, składające się każda z jednego tłoka 2 względnie 3 silnika, zespołu dwóch drążków tłokowych 6 i 13 i dwóch tłoków 7 i 12 sprężarki, są sprzęgnięte synchronicznie za pomocą dwóch par zębatek 21, 22 i ząbających się z nimi kółek zębatych 23, osadzonych na kadłubie maszyny.

W celu łatwego połączenia zębatek 21, 22 z przeciwbieżnymi masami wewnątrz cylindrów 8 sprężarki, średnica tego stopnia ciśnienia sprężarki jest wykonana jeszcze większa, niż tego wymaga objętościowa sprawność sprężarki, wskutek czego część zasysanego gazu musi być przed rozpoczęciem sprężania usunięta z niskoprężnych cylindrów. W tym celu znajdują się w ścianie cylindrów 8 otwory z zaworami wylotowymi 24, przez które na początku suwu roboczego jest wytłaczany gaz tak długo, aż odnośny tłok 7 sprężarki minie te otwory. W przypadku sprężania powietrza można tę wytłaczaną część nadmiaru powietrza zużytkować dodając go do powietrza, doprowadzanego do silnika za pomocą pompy przedmuchowej; w tym celu zawory 24 są połączone za pomocą przewodów 25 ze zbiornikiem 26, otaczającym cylinder 1 silnika.

Pompę przedmuchową tworzy przestrzeń lewego cylindra 8, znajdująca się między tylną stroną tłoka 7 i ścianką 27. Podczas suwu roboczego zostaje zassane powietrze do tej przestrzeni przez zawory ssawcze 28, a podczas suwu powrotnego

doprowadzane poprzez zawory 29 do zbiornika 26.

Gdyby zębátky 21, 22 były połączone z obydwóch stron maszyny sztywno z masami przeciwbieżnymi, wówczas jakiegokolwiek wyrównanie sił między zębátkami, połączonymi z tymiż masami, byłoby niemożliwe, wskutek czego mogłoby się zdarzyć, że siły, przypadające na całą przekładnię, musiałyby przejmować jedna tylko zębátka, która wskutek tego byłaby przeciążona. Wobec tego dwie zębátky 21, przynależne do lewej masy tłoków 7, 12, 2 i drążków tłokowych 13, 6, są połączone np. z pierścieniową głowicą 34, osadzoną za pomocą kulistych powierzchni 30, 31 między tłokiem 7 i podkładką 32, przymocowaną za pomocą śrub 33 do tłoka 7, ruchomo w taki sposób, iż następuje rozdział nacisku tłoka równomiernie na obydwie zębátky 21. Natomiast dwie pozostałe zębátky 22 muszą być przymocowane na stałe do prawej masy przeciwbieżnej, gdyż w przeciwnym przypadku przekładnia ta nie zachowywałaby równowagi.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Silnik o swobodnie przesuwających się tłokach przeciwbieżnych do napędu wielostopniowej sprężarki, znamienny tym, że jeden lub kilka cylindrów (11) stopni wyższego ciśnienia sprężarki zespołu znajduje się w wydrążonym drążku tłokowym (6) między tłokiem (2 względnie 3) silnika i znajdującym się możliwie blisko niego tłokiem (7) cylindra (8) niskiego stopnia ciśnienia sprężarki.

2. Silnik według zastrz. 1, znamienny tym, że przy jednym lub kilku stopniach wyższego ciśnienia sprężarki zespołu cylinder (11) sprężarki posiada zewnętrzną średnicę mniejszą od wewnętrznej średnicy wydrążonego drążka tłokowego (6) i jest przymocowany do głowicy (10) cylindra niższego stopnia ciśnienia sprężarki

w takim miejscu, aby mógł być wsunięty do przestrzeni wydrążenia w drążku tłokowym (6).

3. Silnik z przeciwbieżnymi masami według zastrz. 1 lub 2, znamieny tym, że stosunki ciśnień i pojemności w poszczególnych cylindrach (8, 11) stopni ciśnienia sprężarki zespołu są tak dobrane, aby cylindry (8) sprężarki niskiego stopnia ciśnienia z jednej lub z dwóch stron maszyny posiadały dostateczną średnicę do umożliwienia połączenia w znany sposób wewnątrz tych cylindrów (8) niższego stopnia ciśnienia zębatek (21, 22) z masami przeciwbieżnymi, a mianowicie z tłokiem (7) tego cylindra lub możliwie blisko tego tłoka, przy czym to połączenie z jednej strony maszyny jest ruchome.

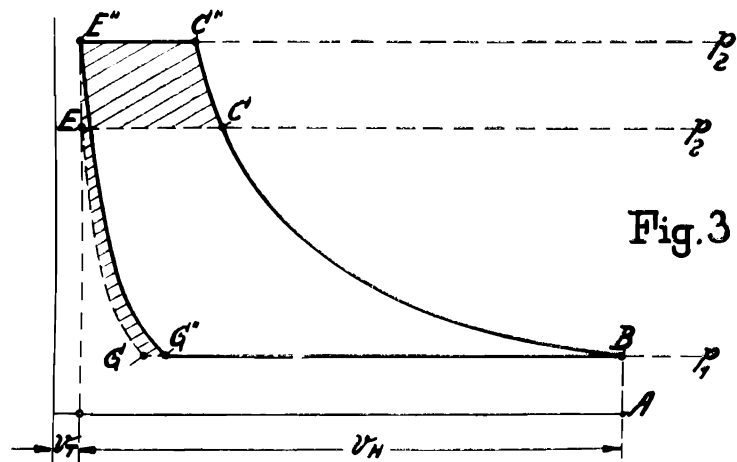
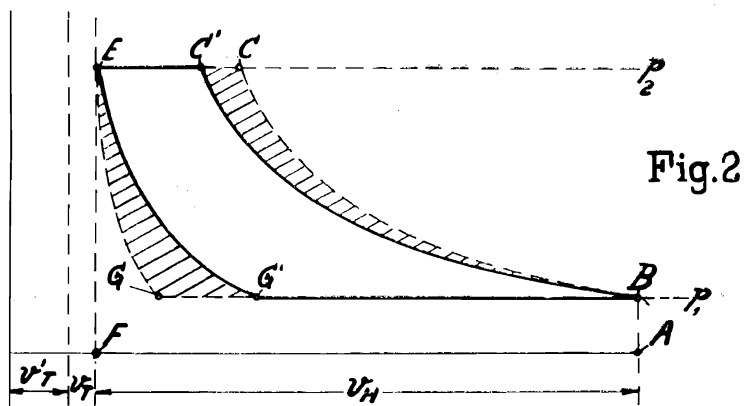
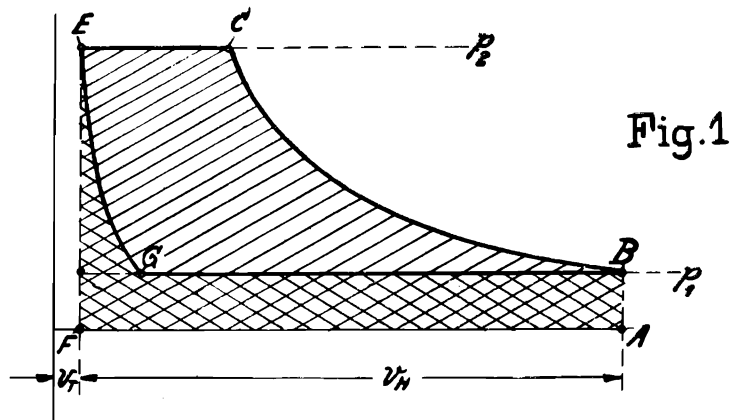
4. Silnik według zastrz. 1 — 3, znamieny tym, że cylindry jednego lub kilku stopni ciśnienia sprężarki zespołu są zaopatrzone w dodatkowe zawory wylotowe (24), poprzez które usuwana jest podczas pierwszego okresu suwu roboczego część zassanego czynnika przed rozpoczęciem właściwego sprężania i wytłaczania tego czynnika z cylindra odnośnego stopnia ci-

śnienia, a to w celu umożliwienia w ten sposób dalszego powiększenia średnicy cylindra odnośnego stopnia ciśnienia sprężarki.

5. Silnik według zastrz. 4, wyposażony w sprężarkę powietrzną, znamieny tym, że specjalne dodatkowe zawory wylotowe (24), znajdujące się w cylindrze (8) niższego stopnia ciśnienia sprężarki, są połączone za pomocą przewodów (25) ze zbiornikiem (26) powietrza do przedmuchiwania silnika.

6. Silnik według zastrz. 1 — 5, znamieny tym, że jeden zespół składowych części przekładni, np. zębátky (21) lewej strony maszyny, sprzęgające masy przeciwbieżne, są połączone z jedną z tych mas przeciwbieżnych za pomocą poprzecznej głowicy (34), łączącej się np. z tłokiem (7) masy przeciwbieżnej za pomocą kulistych powierzchni (30, 31) tej głowicy i podkładki (32).

Therese Junkers
ur. Bennhold.
Zastępca: Inż. F. Winnicki,
rzecznik patentowy.



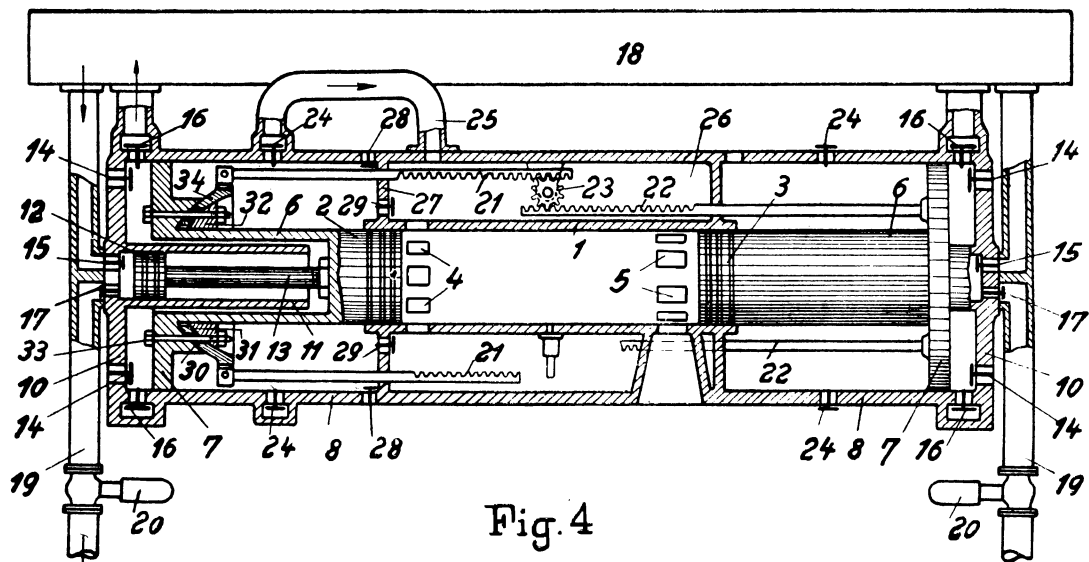


Fig. 4