

015777

bi. 25319

Warszawa, 4 października 1937 r.

2

URZĄD PATENTOWY



F 16h 41/00

TEKA

RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 25281.

~~Kl. 47 h, 18.~~

Hans Wilhelm Johannes Karl Kluge
(Karlsruhe, Niemcy)
i Hans Stephan Wilhelm Böllinger
(Frankenthal, Niemcy).

47 h, 41/00

Pędnia hydrauliczna.

Zgłoszono 25 stycznia 1933 r.

Udzielono 27 lipca 1937 r.

Pierwszeństwo: 8 sierpnia 1932 r. dla zastrz. I (Niemcy).

Przedmiotem wynalazku jest pędnia hydrauliczna o dającym się zmieniać stosunku przekładni za pomocą jednego koła łopatkowego. Taka pędnia może służyć jako sprzęgło hydrauliczne, wówczas wał napędzający jest sprzęgany bezpośrednio z wałem napędzanym i koło łopatkowe, które w pędni tej służy zwykle jako koło kierownicze (można stosować także kilka takich kół), przenoszące moment obrotowy, odpowiadający różnicy między momentem obrotowym wału napędzającego a momentem obrotowym wału napędzanego, na osłonę pędni, jest odłączone od osłony pędni. W przypadku sprzęgła hydraulicznego ko-

ło kierownicze obraca się luzem z odpowiednią liczbą obrotów, nie zmieniając napędowego momentu obrotowego. Można także użyć koła kierowniczego do powiększenia działania koła pompowego lub turbinowego, łącząc je podczas działania pędni z wałem napędzającym względnie z wałem napędzanym. W tych przypadkach zasilanie koła musi być oczywiście odpowiednie do pożądanego działania (jako koła pompowego lub turbinowego).

W pędnich hydraulicznych o dającym się zmieniać stosunku przekładni koło kierownicze odłącza się samoczynnie we właściwej chwili, zależnie od momentu obro-



owego żadanego, od stałej osłony pędni i sprzęga z częścią napędzaną pędni, względnie odwrotnie. Takie pędnie wymagają specjalnego wykonania i odpowiednie umieszczenia koła kierowniczego oraz połączenia tegoż z odpowiednimi narządami przełączającymi.

Przy przełączaniu na działanie bez zmiany momentów napędowych należy najpierw koło łopatkowe, jako koło kierownicze, odłączyć od osłony pędni. To odłączenie może być samoczynne dzięki temu, że jest zależne od kierunku, w którym włączane koło dąży do obracania się. Dopóki bowiem pędnia zwiększa moment napędowy przy jednakowym kierunku obrotu wału napędzającego i wału napędzanego, wówczas działa od zewnątrz na koło kierownicze moment różnicowy w tym samym kierunku, jak moment pierwotny, równoważący momenty działające od zewnątrz na pędnie, czyli koło kierownicze dąży do obrotu w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu wału napędzającego i wału napędzanego. Takiego obrotu należy, oczywiście, unikać, sprzęgając koło kierownicze z nieruchomą częścią pędni. Gdy moment obrotowy wału napędzanego jest równy momentowi wału napędzającego, to koło kierownicze jest zupełnie odciążone, ponieważ różnica między obu momentami równa się zeru. Gdy koło kierownicze jest puszczone luzem wówczas obraca się ono w tym samym kierunku, jak obydwa wały, a mianowicie z liczbą obrotów, przy której nie przenosi energii cięczy i jej nie otrzymuje (pomijając energię potrzebną do przecięcia tarcia w łożyskach i na bokach). Pędnia działa w tym przypadku jako sprzęgło hydrauliczne. Łączenie koła kierowniczego, podczas działania pędni i zwalnianie go, może być łatwo uskutecznięte np. za pomocą hamulca, który przytrzymuje koło przeciw obracaniu się w kierunku wstecznym, natomiast zwalnia je przy obracaniu się w kierunku naprzód.

Na rysunku uwidocznia fig. 1 właściwości biegu pędni. Na wykresie są oznaczone przy stałej liczbie obrotów wału napędzającego liczba obrotów wału napędzanego literą n_2 ; litera M_1 oznacza ten moment obrotowy, który odbiera pędnia hydrauliczna od silnika napędzającego, zaś M_2 określa momenty obrotowe, przenoszone przez pędnię hydrauliczną przy różnych liczbach obrotu wału napędzanego. Wykres wyjaśnia, że pędnia hydrauliczna dostosowuje się do różnych żadanych momentów obrotów wału napędzanego przy jednoczesnej zmianie jego liczby obrotów, a mianowicie przy wzrastaniu momentu wału napędzanego zmniejsza się jednocześnie liczba jego obrotów, podobnie jak to ma miejsce w silnikach prądu stałego. Podczas gdy moment M_2 i liczba obrotów n_2 wału napędzanego ulega zmianie, pozostaje moment M_1 praktycznie stały. Pędnia hydrauliczna powoduje więc samoczynnie odpowiednią zmianę momentu obrotowego i liczby obrotów wału napędzanego.

Przy liczbie obrotów n'_2 wału napędzanego utrzymuje się równowaga momentów wału napędzającego i napędzanego pędni. W tym przypadku koło kierownicze jest zupełnie odciążone i rozpoczyna obracać się, gdy zostanie np. uwolnione od wspomnianego hamulca, w takim samym kierunku, jak wał napędzający i wał napędzany przy liczbie obrotów n_2 większych od n'_2 . Należy zaznaczyć, że w przypadku zwolnienia koła kierowniczego nie osiąga się części pogrubionej linii M_2 , a raczej M_1 i M_2 pozostają równe. Przy dalszym odciążeniu wału napędzanego następuje skutek różnicy momentów, poczynając od M_2 , przyspieszenie tego wału.

Gdy koło kierownicze nie obraca się luzem, lecz ma być użyte do przenoszenia mocy, należy je sprzęgnąć z napędzającą lub napędzaną stroną pędni hydraulicznej, przy czym, oczywiście, jego łopatki muszą być wykonane odpowiednio do przenosze-

nia mocy z dobrym skutkiem, czyli w taki sposób, że koło powyżej liczby obrotów n'_2 działa jak turbina, mianowicie wtedy, gdy jest sprzężone ze stroną napędzaną, czyli obraca się z jej liczbą obrotów. Wynalazek polega więc na tym, że łopatki koła kierowniczego są wykonane odpowiednio do użycia tego koła jako turbiny lub pompy.

Fig. 2 przedstawia w zwykły sposób nakreślony wykres szybkości przy wlocie lub wylocie cząstki środka roboczego w kołach wirujących. Litera u oznacza szybkość obwodową koła, w — szybkość względną cząstki środka roboczego przy wejściu do tego koła, a litera c — absolutną szybkość cząstki środka roboczego. Litera c_u oznacza składową styczną do obwodu, c_m — składową w kierunku osi obrotu pędni. W dalszym opisie litera R oznacza odległość cząstki od osi pędni. Wskaźnik L oznacza wartości, należące do na przemian łączonego koła kierowniczego, a wskaźnik x — wielkości, należące do poprzedzającego koła łopatkowego, zaś e — wlot koła i wreszcie a — wylot koła. Wtedy szybkość obrotowa cząstki cieczy, wypływającej z koła turbinowego, a więc szybkość przed

wejściem do koła kierowniczego jest

$$C_{uax} \cdot r_{ax} = (U_{ax} - C_{max} \cdot \cotg \beta_{ax}) \cdot r_{ax},$$

a szybkość obrotowa cząstki cieczy, wypływającej z koła kierowniczego,

$$C_{uaL} \cdot r_{aL} = (U_{aL} - C_{maL} \cdot \cotg \beta_{aL}) \cdot r_{aL}$$

Zmiana szybkości obrotowej cząstki podczas przepływu przez koło kierownicze jest więc

$$\Delta(Cu \cdot r)_L = U_{aL} \cdot r_{aL} - C_{maL} \cdot \cotg \beta_{aL} \cdot r_{aL} - U_{ax} \cdot r_{ax} + C_{max} \cdot \cotg \beta_{ax} \cdot r_{ax}$$

Wprowadzając liczby obrotów n_x i n_L , oraz ilość cieczy Q (m³/sek) i szerokości koła b_{ax} i b_{aL} , to można wstawiać

$$U = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30}$$

i

$$Cm = \frac{Q}{2 \cdot r \cdot \pi \cdot b}$$

przy czym $2 \cdot \pi \cdot r \cdot b$ określa przepływowy przekrój w odnośnym miejscu. Wprowadzając to równanie do równania określającego zmianę szybkości obrotowej cząstki cieczy, to otrzymuje się

$$\Delta(c_u \cdot r)_L = \frac{\pi}{30} (r_{aL}^2 \cdot n_L - r_{ax}^2 \cdot n_x) + \frac{Q}{2} \left(\frac{\cotg \beta_{ax}}{b_{ax}} - \frac{\cotg \beta_{aL}}{b_{aL}} \right)$$

Wiadomo, iż moment obrotu koła łopatkowego podczas przepływu cieczy jest

$$M = \frac{Q \cdot \gamma}{g} \cdot \Delta(c_u \cdot r)$$

przy czym γ oznacza ciężar właściwy cieczy, a g — przyspieszenie siły ciężkości, czyli

$$M_L = \frac{Q \cdot \gamma}{g} \left[\frac{\pi}{30} (r_{aL}^2 \cdot n_L - r_{ax}^2 \cdot n_x) + \frac{Q}{2 \pi} \left(\frac{\cotg \beta_{ax}}{b_{ax}} - \frac{\cotg \beta_{aL}}{b_{aL}} \right) \right] \quad (1)$$

a mianowicie oznacza dodatnią wartość przy działaniu turbiny. Przy jednakowej ilości obrotów n'_2 jest według fig. 1 i po-

wyższych wywodów $M_1 = M_2$, czyli różnicowy moment obrotu $M_L = 0$. Tak samo jest przy swobodnie obracającym się kole kierowniczym przy liczbach obrotów powyżej n'_2 po stronie napędzanej $M_L = 0$, ponieważ swobodnie obracające się koło, jak

$$n_L = n_x \left(\frac{r_{ax}}{r_{aL}} \right)^2 - \frac{15 Q}{\pi^2 r_{aL}^2} \cdot \left(\frac{\cotg \beta_{ax}}{b_{ax}} - \frac{\cotg \beta_{aL}}{b_{aL}} \right) \quad (2)$$

Jako koło poprzedzające koło kierownicze przyjmuje się koło turbinowe. Wtedy $n_x = n_2$.

Dla $n_x = n'_2$ musi $n_L = 0$. Wtedy jest, gdy Q' oznacza wirującą ilość cieczy przy n_2 ,

$$\frac{15 Q'}{\pi^2 \cdot r_{aL}^2} \cdot \left(\frac{\cotg \beta_{ax}}{b_{ax}} - \frac{\cotg \beta_{aL}}{b_{aL}} \right) = n'_2 \cdot \left(\frac{r_{ax}}{r_{aL}} \right)^2$$

a dalej

$$\frac{15}{\pi^2 \cdot r_{aL}^2} \cdot \left(\frac{\cotg \beta_{ax}}{b_{ax}} - \frac{\cotg \beta_{aL}}{b_{aL}} \right) = n_1^2 \left(\frac{r_{ax}}{r_{aL}} \right)^2 \cdot \frac{1}{Q'}$$

Z tego wyniku przez wstawianie do równania (2) dla swobodnie obracającego się koła kierowniczego

$$n_L = \left(n_2 - n'_2 \frac{Q}{Q'} \right) \cdot \left(\frac{r_{ax}}{r_{aL}} \right)^2$$

Na fig. 3 znajduje się nad każdą liczbą obrotu n_2 pędni po stronie napędzanej odpowiednia liczba n_L swobodnie obracającego się koła kierowniczego. Jednocześnie jest także wartość n_2 , określająca szybkość obrotu po stronie napędzanej, jeszcze raz przeprowadzona przez oś współrzędnych, przy czym należy zaznaczyć, że podziałka rzędnych jest z powodu braku miejsca mniejsza, wskutek czego linia n_2 nie jest nakreślona pod kątem 45° , lecz pod mniejszym kątem. Chwilowo pominięto przy obliczaniu n_L zmianę obiegowej ilości wody, co jako przybliżenie jest dopuszczalne, dopóki nie różni się znacznie od n_1^2 . Widać

wyżej wspomniano, nie może odbierać momentu obrotu.

W tym przypadku oblicza się liczbę obrotów swobodnie obracającego się koła kierowniczego

natychmiast, że n_L wzrasta według prostej, skoro n_2 staje się większe niż n'_2 , a mianowicie ten wzrost jest tym bardziej stromy,

im większy jest iloraz $\frac{r_{ax}}{r_{aL}}$. Dla $\frac{r_{ax}}{r_{aL}} = 1$

jest n_L jak narysowano równoległe do n_2 , a w nieskończoności nie ma punktu przecię-

cia. Gdy $\frac{r_{ax}}{r_{aL}} = 2$, to następuje, ponieważ

iloraz w równaniu 3 jest w kwadracie, już dość znaczne wzniesienie od n_L . Dalszy

wzrost stosunku $\frac{r_{ax}}{r_{aL}}$ powoduje wtedy

szybko wzrastającą stromość krzywej n_L . Na fig. 3 jest jeszcze uwidoczniona krzywa

dla $\frac{r_{ax}}{r_{aL}} = 2,5$, która przecina krzywą n_2

przy liczbie obrotów, która leży nieco ponad n'_2 .

Z równania 1 wynika, że powiększenie n_L przy określonej wielkości n_x względnie n_2 dla koła kierowniczego powodowałoby zwiększenie szybkości obrotu cieczy, a tym samym momentu obrotu, a zmniejszenie n_L — spadek momentu obrotu. To znaczy więc, że przy wielkościach, wyznaczonych na lewo powyżej każdorazowej krzywej n_L na fig. 3 działałoby koło kierownicze jak pompa, a na prawo od krzywej n_L — jak turbina, podczas gdy przy wielkościach na krzywej n_L nie odbiera i nie przenosi momentu obrotowego. Gdy więc koło kierownicze nie zostaje zwolnione, lecz sprzężone z wałem napędzanym, to obraca się z liczbą obrotów n_2 . Z powyższego wynika, że koło kierownicze sprzężone z wałem napędzanym przy wielkościach na prawo od

punktu przecięcia P (względnie P') na fig. 3 działa jak turbina i to tem silniej, im więcej krzywa n_L wznosi się nad krzywą n_2 . Z tego powodu, celem przejścia jak naj-szybciej koła kierowniczego na działanie turbinowe, skoro n_2 wzrośnie ponad n'_2 , krzywa n_L winna wznosić się możliwie stromo.

W celu osiągnięcia dostatecznego wzniesienia krzywej n_L winno r_{aL} być mniejsze niż r_{ax} . To znaczy, że koło kierownicze, gdy przez odpowiednie sprzężenie z wałem napędzanym zostanie użyte także do przenoszenia momentu obrotowego, działa jak turbina dośrodkowa, czyli przepływ odbywa się od zewnątrz do wewnątrz. W takich turbinach przepływająca ilość cieczy zwykle maleje z wzrastającą liczbą obrotów. W żadnym razie nie nastąpi jednak znaczna zwyżka ilości Q przy wzrastającej wielkości n_2 . W niniejszym przypadku znaczy to, że przy wzrastającej wielkości n_2 , iloraz $\frac{Q}{Q_1}$ w równaniu zwykle maleje, wskutek czego wzniesienie krzywej n_L powiększa się i wtedy tworzy krzywą p'' , uwidoczną linią kreskowaną na fig. 3, która została wykreślona na podstawie danych przy badaniu pędni.

Powyższe wywody odnoszą się do koła kierowniczego, znajdującego się za kołem turbinowym. Gdy natomiast koło, znajdujące się przed kołem kierowniczym, jest pompą, której liczba obrotów n_1 praktycznie nie zmienia się z obciążeniem wału napędzanego (fig. 1), to

$$n_L = n_1 \left(1 - \frac{Q}{Q_1} \right) \cdot \left(\frac{r_{ax}}{r_{aL}} \right)^2$$

Z tego wynika, że n_L może wznosić się tylko wskutek spadku Q , czyli tylko znacznie mniej, niż w tym przypadku, gdy przed kołem kierowniczym znajduje się koło turbinowe, którego liczba obrotów wzrasta przy odciążeniu.

W celu osiągnięcia szybkiej zmiany działania koła kierowniczego, jako turbiny przy odciążeniu pędni, koło to, patrząc w kierunku przepływu, winno być umieszczone za kołem turbinowym tak, aby jego średnica wylotowa była mniejsza od średnicy wylotowej poprzedzającego je koła turbinowego. W ten sposób jest możliwe samoczynne przełączenie koła kierowniczego we właściwym czasie. Osiąga się to dzięki temu, że oprócz już wspomnianego hamulca, który przytrzymuje i uwalnia koło kierownicze względem osłony, zastosowany jest drugi jednostronnie działający narząd sprzęgający, np. hamulec, umieszczony między kołem kierowniczym, względnie częścią, należącą do niego, i odpowiednią częścią na wale napędzanym pędni w ten sposób, że sprzęga koło kierownicze z wałem napędzanym wtedy, skoro to koło dąży do obracania się szybciej niż ten wał. Sprzęganie odbywa się więc w punkcie P względnie P' lub P'' na fig. 3. Gdy obciążenie pędni ze strony wału napędzanego znówu wzrasta, maleje liczba obrotów n_2 . Koło kierownicze nie nadaża za biegiem wału napędzanego (co umożliwia hamulec), staje i unieruchomia się za pomocą drugiego hamulca, którego kierunek hamowania jest odwrotny, wstecz względem stałej osłony, wskutek czego to koło staje się znówu kołem kierowniczym i umożliwia dostosowanie się momentu obrotowego w pędni.

Na fig. 4 jest przedstawiony przykład wykonania pędni według niniejszego wynalazku.

Z wałem napędzającym 1 jest połączone koło pompowe 3. Ciecz, doprowadzana za pomocą tego koła, dopływa do koła turbinowego 4, osadzonego na wale napędzanym 2, przenosi na niego całkowity lub częściowy moment obrotowy wału napędzającego i dopływa przez koło łopatkowe 5 z powrotem do koła pompowego. Gdy koło łopatkowe 5 zostanie unieruchomione, to służy jako koło kierownicze, a pędnia prze-

nosi część momentu obrotowego, przy czym różnica między momentem obrotowym wału napędzającego i momentem obrotowym wału napędzanego jest przejmowana przez koło kierownicze i przenoszona na nieruchomą osłonę. Gdy natomiast koło łopatkowe 5 zostanie połączone z wałem napędzanym zamiast z osłoną, to powstaje sprzęgło hydrauliczne, które powoduje przenoszenie momentu obrotowego prawie w stosunku 1:1. Koło łopatkowe 5 jest wykonane odpowiednio do powyższych rozważań, mianowicie ze średnicą wylotową mniejszą od średnicy wylotowej koła poprzedzającego turbinowego.

Miedzy tuleją 6, na której znajduje się koło łopatkowe 5, i osłona 7 umieszczono znany hamulec 8, który unieruchamia koło łopatkowe 5, wtedy gdy ono dąży do obracania się w kierunku przeciwnym do obrotu koła pompowego, natomiast pozwala na swobodny obrót koła 5 w kierunku zgodnym do kierunku obrotu koła pompowego. Drugi hamulec znajduje się między kołem łopatkowym 5 i wałem napędzanym 2. Ten hamulec rozpoczyna hamować, skoro koło łopatkowe 5 chce wyprzedzić wał 2 (czyli w punkcie P względnie P' lub P'' fig. 3) i sprzęga wskutek tego koło 5 z wałem napędzanym. To połączenie utrzymuje się tak długo, jak długo koło 5 działa jako koło turbinowe. Gdy wzrasta obciążenie wału napędzanego i zmniejsza się ilość jego obrotów, wówczas koło 5 zostaje unieruchomione za pomocą hamulca 8 względem osłony, aż zmniejszy się obciążenie wału napędzanego i powiększy się liczba jego obrotów, wówczas koło 5 sprzęga się z wałem napędzanym za pomocą hamulca 9. Pędnia nastawia swe dwa okresy zupełnie samoczynnie bez obsługi, mianowicie zależnie od obciążenia.

Oczywiście, może być działanie turbinowe, pompowe lub kierownicze także kil-

kostopniowe we wspólnym obiegu okrężnym. Gdy działanie turbinowe ma być kilkostopniowe, można np. włączyć między koło kierownicze 5 i koło pompowe 3 (w kierunku przepływu) drugie koło turbinowe, wskutek czego ciecz płynie z koła pompowego do pierwszego koła turbinowego, następnie do koła kierowniczego, dalej do drugiego koła turbinowego, a wreszcie z powrotem do koła pompowego.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Pędnia hydrauliczna, zaopatrzona w koła kierownicze, znamienna tym, że koło łopatkowe, służące przy zmianie momentu obrotu jako koło kierownicze, jest umieszczone w kierunku przepływu za kołem turbinowym, a jego średnica wylotowa jest mniejsza od średnicy wylotowej umieszczonego przed nim koła turbinowego, przy czym między wskazanym kołem kierowniczym i nieruchomą osłoną pędni jest wbudowany jakiegokolwiek znany hamulec, zapobiegający wstęcznemu obrotowi tego koła, a między wskazanym kołem kierowniczym i stroną napędzaną jest wbudowany drugi hamulec, sprzęgający koło kierownicze z tą stroną napędzaną, skoro wskazane koło zaczyna obracać się szybciej od tej strony.

2. Odmiana pędni według zastrz. 1, znamienna tym, że koło turbinowe oraz koło pompowe lub kierownicze albo inne z tych kół są kilkostopniowe we wspólnym obiegu okrężnym.

Hans Wilhelm Johannes Karl
Kluge.

Hans Stephan Wilhelm
Böllinger.

Zastępca: Inż. F. Winnicki,
rzecznik patentowy.

