



Patent dodatkowy
do patentu

Zgłoszono: 01.II.1968 (P 125 021)

Pierwszeństwo:

Opublikowano: 31.VII.1970

Kl. 5 b, 29/20

MKP E 21 c, 29/20

UKD 622.234.9

Współtwórcy wynalazku: inż. Tadeusz Szmidt, mgr inż. Jan Fedyszak,
Ewald Spyra

Właściciel patentu: Zakłady Konstrukcyjno-Mechanizacyjne Przemysłu
Węglowego, Gliwice (Polska)

Napinak sprężynowy z amortyzatorem hydraulicznym do cięgien łańcuchowych, zwłaszcza do maszyn górniczych

1 Wynalazek dotyczy napinaka sprężynowego z amortyzatorem hydraulicznym do cięgien łańcuchowych, zwłaszcza do maszyn górniczych stosowanych w kopalniach do urabiania i ładowania urobku w wyrobiskach ścianowych, zasadniczym celem napinaka sprężynowego jest utrzymywanie stałego napięcia w cięgni łańcuchowym podczas pracy maszyny górniczej. Na komplet składają się dwa napinaki, z których jeden zmontowany jest na początku, a drugi na końcu wyrobiska ścianowego. Między napinakami rozciągnięte jest cięgno łańcuchowe. Za pomocą cięgna opasującego koła łańcuchowe w ciągniku maszyny górniczej porusza się ona wzdłuż wyrobiska ścianowego.

Dotychczas znany jest napinak sprężynowy z amortyzatorem w postaci siłownika hydraulicznego osadzonego między nieruchomą i przesuwą płytą napinaka. Siłownik hydrauliczny ma na celu zapobieganie gwałtownym przemieszczaniom się łańcucha podczas jego zerwania się lub gwałtownego zluźnienia. Na powierzchni tłoka przynależnego do siłownika hydraulicznego, wykonanych jest kilka otworów przelotowych dla powolnego przelewania się cieczy pod wpływem nacisku tłoka. Ciecz przelewająca się na drugą stronę tłoka reguluje prędkość przesuwania się tłoka w cylindrze, która jest równa prędkości ściągania odcinka urwanego cięgna łańcuchowego w przypadku pęknięcia ogniwa łańcucha. Intensywność tłumienia cieczy przepływającej z jednej strony tłoka na

2 drugą uzależniona jest od ilości otworów przelotowych na powierzchni tłoka oraz od wielkości średnicy każdego z tych otworów. Mała liczba otworów o małej średnicy zapewnia dużą intensywność tłumienia, natomiast duża liczba otworów o dużej średnicy daje małą intensywność tłumienia. W zależności od potrzeb dobiera się optymalną ilość otworów z optymalnymi średnicami. Chcąc zmienić intensywność tłumienia cieczy przepływającej z jednej strony tłoka na drugą, należy za każdym razem wymienić tłok, każdy z innymi średnicami otworów przelotowych, lub zmieniać wartość średnic tych otworów na przykład przez ich zadławienie lub rozwiercenie w zależności od aktualnych potrzeb.

15 W jednym i drugim przypadku koniecznością staje się wyjmowanie tłoka z cylindra, co jest bardzo niedogodne, ponieważ zmusza do przerywania pracy napinaka i wymaga określonego wysiłku. 20 W każdym jednak przypadku zmiana intensywności tłumienia cieczy przepływającej z jednej strony tłoka na drugą, odbywa się w sposób skokowy. Prócz tego intensywność tłumienia cieczy jest identyczna dla obu kierunków ruchu tłoka. 25 Osiągnięcie wymaganej aktualnie w zależności od potrzeb intensywności tłumienia jest niezmiernie trudne i ustalone może być przy pomocy wielu doświadczeń polegających na odpowiednim doborze ilości i wielkości otworów na powierzchni tłoka. 30 Inną wadą tego znanego napinaka jest brak re-

gulacji w wyrównywaniu objętości oleju przed i za tłokiem przy ruchu tłoka w kierunku objętości większej. Objętość oleju przed tłokiem jest różna od objętości oleju za tłokiem o objętość zajmowaną przez drąg na którym osadzony jest tłok. Brak regulacji w wyrównywaniu objętości oleju przed i za tłokiem przy ruchu tłoka prowadzi albo do nietłumionego ruchu tłoka na pewnym odcinku jego całkowitego skoku, albo do zmniejszenia skoku tłoka lub wręcz do unieruchomienia tłoka, w zależności od sposobu napełniania cylindra cieczą. Jeżeli olej wlewany jest do cylindra od strony tłoka z drągiem, wtedy istnieje nietłumiony ruch tłoka na pewnym odcinku jego całkowitego skoku przy ruchu tłoka w kierunku większej objętości. Jeżeli olej wlewany jest do cylindra od strony tłoka wolnego od drąga na którym jest osadzony, wtedy zmniejsza się całkowity skok tłoka przy równoczesnym ściskaniu cieczy w komorze cylindra od strony tłoka wolnego od drąga przy ruchu tłoka w kierunku większej objętości. Objętość ściskanej cieczy jest równa objętości zajmowanej przez drąg na którym osadzony jest tłok. Przy ściskaniu tej cieczy tłok wraz z drągiem oraz cylinder narażone są na dodatkowe obciążenia dynamiczne, prowadzące doszybkiego zużywania się tych elementów lub wręcz do ich uszkodzenia lub zniszczenia. Jeżeli natomiast ciecz wlewana jest do cylindra od strony tłoka wolnej od drąga oraz od strony tłoka z drągiem, wtedy ruch tłoka w kierunku objętości większej jest zupełnie niemożliwy. W szczególnym przypadku, gdy ciecz wlewana jest do cylindra po obu stronach tłoka, to znaczy przy całkowitym wypełnieniu cylindra cieczą, przy czym ilość cieczy od strony tłoka wolnej od drąga jest równa objętości zajmowanej przez sam drąg w krańcowym położeniu tłoka, wtedy powstaje sytuacja analogiczna jak w przypadku wlewania cieczy do cylindra od strony tłoka wolnego od drąga na którym jest osadzony. Efektem jest również zmniejszenie całkowitego skoku tłoka przy równoczesnym ściskaniu cieczy przy ruchu tłoka w kierunku większej objętości.

Celem wynalazku jest usunięcie wad i niedogodności znanego napinaka. Aby osiągnąć ten cel wytyczono sobie zadanie opracowania bezstopniowej regulacji intensywności tłumienia cieczy przepływającej z jednej strony tłoka na drugą przy równoczesnym zapewnieniu wyrównywania objętości oleju przed i za tłokiem przy ruchu tłoka w kierunku objętości większej.

Zgodnie z wytyczonym zadaniem bezstopniową regulację intensywności tłumienia cieczy przepływającej z jednej strony tłoka na drugą uzyskuje się według wynalazku dzięki temu, że komora cylindra przed tłokiem jest połączona hydraulicznie z komorą cylindra za tłokiem poprzez regulowany zawór dławiący. Wyrównywanie objętości oleju przed i za tłokiem przy ruchu tłoka w kierunku objętości większej uzyskano dzięki temu, że w cylindrze jest umieszczony nurnik i sprężyna. Regulowanie zaworu dławiącego dokonywane jest ręcznie przez wkręcanie lub wykręcanie wkrętu zmniejszającego lub zwiększającego szczelinę dławiącą zaworu. Nurnik posiadający możliwość przemieszcza-

nia się w cylindrze zwiększa objętość komory cylindra od strony tłoka wolnej od tłoczyska.

Rozwiązanie takie pozwala uzyskiwać bezstopniową regulację intensywności tłumienia w całym zakresie począwszy od tłumienia bardzo znikomego wynikającego jedynie z oporów cieczy tłoczonyj przez zawór dławiący przy całkowiciej odkręconym wkręcie, a skończywszy na tłumieniu nieskończonym wielkim co odpowiada całkowitemu wkręceniu wkrętu zaworu dławiącego.

Przedmiot wynalazku jest uwidoczniiony w przykładzie wykonania na rysunku na którym przedstawiono schemat przekroju osiowego napinaka wraz z siłownikiem.

Stała płyta 1 znanego napinaka sprężynowego połączona jest przegubowo z cylindrem 2 siłownika hydraulicznego, zaś płyta ruchoma 3 połączona jest z tłoczyskiem 4 siłownika hydraulicznego poprzez przegub 5 i ramię 6. W kanale roboczym 7 cylindra 2 osadzony jest nieruchomo pierścień sprężynujący 8, nurnik 9 oraz sprężyna 10. W ścianie cylindra 2 siłownika hydraulicznego znajduje się kanał 11 łączący stale komorę 12 przed tłokiem 13 z komorą 14 za tłokiem 13 poprzez kanał 15 przy ruchu tłoka 13 w lewo albo przez kanał 16 przy ruchu tłoka 13 w prawo. Kanał 11 połączony jest z kanałem 15 poprzez zawór dławiący 18 z regulującym wkrętem 19. Kanał 16 połączony jest bezpośrednio z kanałem 11, natomiast z wnętrzem cylindra 2 połączony jest poprzez zwrotny zawór 20. Komory 12 i 14 oraz kanały 11, 15 i 16 wypełnione są olejem. Objętość oleju przed tłokiem 13 jest różna od objętości oleju za tłokiem o objętość zajmowaną przez tłoczysko 4. W celu wyrównania tych objętości przy ruchu tłoka w kierunku objętości większej, to znaczy w prawo, w kanale roboczym 7 siłownika hydraulicznego umieszczony jest nurnik 9, sprężyna 10 oraz pierścień sprężynujący 8 ograniczający położenie nurnika 9 dociskanego sprężyną 10. W celu uniknięcia sprężania powietrza w komorze 17 połączono ją bezpośrednio z atmosferą.

W przypadku zerwania się lub raptownego złuzowania łańcucha pociągowego kombajnu, ruchoma płyta 3 poprzez ramię 6 i przegub 5 tłoczyska 4 ciągnie tłok 13. Tłok napotykając olej przemieszcza się z taką szybkością na jaką pozwala otwór w siedlisku zaworu dławiącego 18. Tłok 13 przetłacza olej z przestrzeni 12 do przestrzeni 14 kanałem 11, zaworem dławiącym 18 i kanałem 15. Przy ruchu powrotnym tłoka 13 olej tłoczony jest przez zawór zwrotny 20, dzięki czemu zmniejsza się czas całkowitego przemieszczania się tłoka. Wkręcenie wkrętu 19 do oporu pozwala zablokować napięcie położenie sprężyny 21.

Zastrzeżenia patentowe

1. Napinak sprężynowy z amortyzatorem hydraulicznym do cięgien łańcuchowych, zwłaszcza do maszyn górniczych, którego działanie amortyzujące oparte jest na przepływie cieczy przez otwory dławiące, **znamienny tym**, że dla powolnego przepływu cieczy cylinder (2) siłownika hydraulicznego ma przewody (11) oraz (15) z wpiętym regulowanym śrubą (19) dławiącym zaworem (18) łączące komory (12) i (14) przed i za tłokiem (13), natomiast

dla szybkiego przepływu cieczy cylinder (2) siłownika hydraulicznego ma przewód (16) z wpiętym równoległe do dławiącego zaworu (18) zwrotnym zaworem (20).

2. Napinak według zastrz. 1 i 2, **znamienny tym**, że w kanale roboczym (7) cylindra (2) osadzony jest nieruchomo pierścień sprężynujący (8), nurnik (9) oraz sprężyna (10).

