ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1992

Seria: GÓRNICTWO z. 209 Nr kol. 1193

INTERNATIONAL SEMINAR ON MODERNIZATION OF HOISTING MACHINES-
-RELIABILITY AND WORK SAFETY

Alfred CARBOGNO

Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechnika Śląska, Gliwice, Polska

Vladimir DVORNIKOV
Vsesojuznyj Naučno-Issledovatelskij
Institut Gornoj Mechaniki, Donieck, ZSRR

KOŁOWROTY CIERNE GĄSIENICOWE DO ZAKŁADANIA I WYMIANY LIN WYCIĄGOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono nowe konstrukcje kołowrotów do zakładania i wymiany lin wyciągowych. W kołowrotach tych lina nie jest poddawana zginaniu, lecz wykonuje ruch prostoliniowy pomiędzy dwoma elementami płaskimi, jakimi są gąsienice. Do przesuwania liny wykorzystywane jest sprzężenie cierne pomiędzy liną a wykładzinami gąsienic; z tego powodu kołowroty te nazwano kołowrotami ciernymi gąsienicowymi.

1. WSTĘP

Pierwsze zakładanie lin i naczyń wyciągowych oraz dalsza ich wymiana podczas eksploatacji jest jedną z trudniejszych i pracochłonnych operacji w górniczych urządzeniach wyciągowych, szczególnie wielolinowych z bębnem pędnym.

Specjalistyczne urządzenia przeznaczone do zakładania i wymiany lin oraz naczyń wyciągowych powinny zapewniać:

- nieuszkadzanie zwartości liny i jej optymalną trwałość po założeniu,
- możliwość jednoczesnego zakładania lub wymiany kilku lin,
- możliwość zakładania lub wymiany lin okrągłych i płaskich różnych rozmiarów,
- równość prędkości liniowych i naciągów w schodzących do szybu linach,
- niezawodność i bezpieczeństwo pracy,
- korzystne wskaźniki eksploatacyjne i ekonomiczne.

Wymogi te najlepiej spełniają przewoźne urządzenia do zakładania i wymiany lin o działaniu ciągłym, w których element ciągnący współpracuje na zasadzie sprzężenia ciernego z liną. Są to więc wszelkiego typu kołowroty cierne. Do tej pory w kraju i za granicą do zakładania i wymiany lin wyciągowych w zależności od potrzeb stosuje się dwa zasadnicze rodzaje kołowrotów, a mianowicie kołowroty nawojowe jednobębnowe i różnego rodzaju kołowroty cierne.

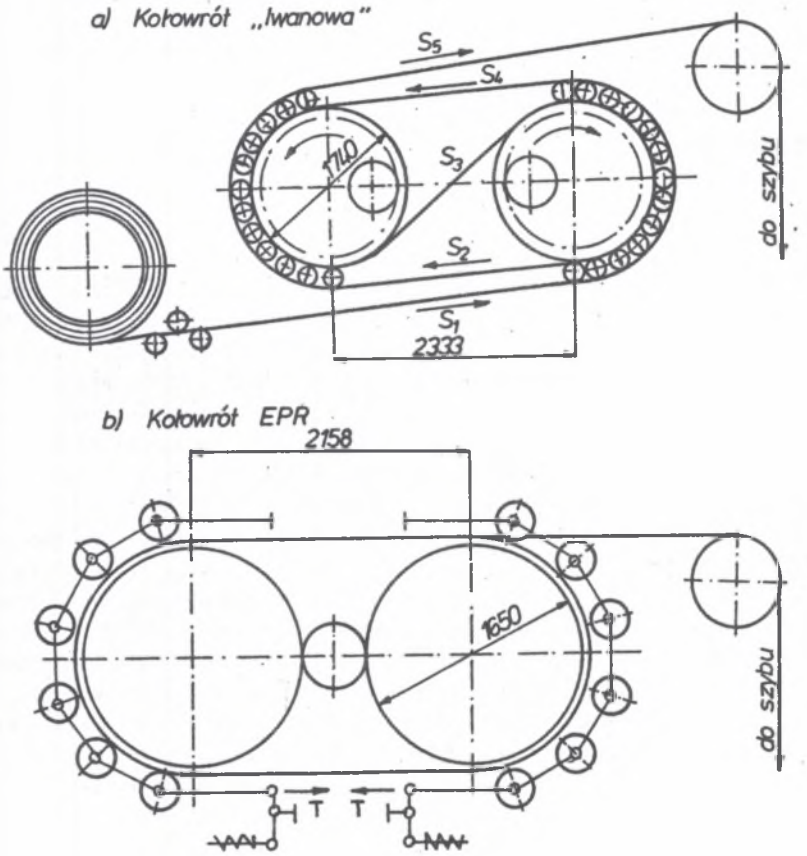
2. KOŁOWROTY CIERNE DWUBĘBNOWE

Na początku lat 20 obecnego stulecia zaczęto stosować do zakładania i wymiany lin kołowroty cierne jednobębnowe. W kołowrotach tych lina schodząca z hamowanego bębna magazynującego po kilkakrotnym przewinięciu przez pojedynczy gładki bęben kołowrotu kierowana była do szybu. Dalszym udoskonaleniem urządzeń do zakładania i wymiany lin było zastosowanie kołowrotów ciernych dwubębnowych, w których lina schodząca z hamowanego bębna magazynującego po kilkakrotnym przewinięciu przez dwa ułożone równolegle bębny z rowkami kierowana była do szybu. Liczba opasań bębnów uzależniona była od maksymalnego obciążenia liny, jakie występowało podczas jej zakładania. Bębny tych kołowrotów były żeliwne lub staliwne. Zakładano nimi pojedyncze liny nośne. Ich obciążalność dochodziła do 100 kN. Tego typu kołowrotów jest jeszcze dość dużo w górnictwie krajowym. Były one instalowane na stałe w pobliżu urządzeń wyciągowych budowanych w Polsce przed drugą wojną światową.

Z chwilą oddania do eksploatacji w latach 50 obecnego stulecia urządzeń wyciągowych wielolinowych nastąpił dalszy rozwój kołowrotów ciernych dwubębnowych umożliwiających zakładanie i wymianę jednocześnie kilku lin. Rozwój ich konstrukcji szedł w kierunku budowy zwartych kołowrotów przewoźnych i dlatego na każdej kopalni muszą być wybudowane dla tych kołowrotów odpowiednie fundamenty. Do niedawna uważano, że kołowroty cierne dwubębnowe są najbardziej racjonalnym urządzeniem stosowanym podczas zakładania i wymiany lin wyciągowych, szczególnie w wyciągach wielolinowych.

Dotychczas znane są kołowroty cierne dwubębnowe:
- dla lin okrągłych firmy GHH,
- dla lin okrągłych firmy EPR,
- dla lin okrągłych i płaskich kołowroty uniwersalne firmy EPR,
- dla lin okrągłych i płaskich kołowroty typu "Ivanova",
- dla lin okrągłych i płaskich stalowych i stalowo-gumowych kołowroty uniwersalne produkcji ZSRR.

Schematy przewijania lin w dwóch najbardziej popularnych w kraju kołowrotach ciernych dwubębnowych typu "Ivanov" i firmy EPR przedstawiono na



Rys. 1. Schematy przewijania liny w kołowrotach ciernych bębnowych: a - Iwanowa, b - EPR.

rys. 1. Kołowroty te oprócz swoich zalet posiadają również wiele wad, szczególnie kołowrót cierny "Ivanova" [2, 3, 4, 8]. W celu wyeliminowania wad i niedogodności w stosowaniu kołowrotów ciernych dwubębnowych różne firmy za granicą rozpoczęły poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych kołowrotów, w których wyeliminowano przeginanie lin na bębnach napędowych. Zostały opracowane konstrukcje nowych typów kołowrotów ciernych, w których lina nie jest poddawana zginaniu, lecz wykonuje ruch protoliniowy pomiędzy dwoma elementami płaskimi, jakimi są gąsienice. Kołowroty te w literaturze noszą różne nazwy, a mianowicie kołowroty cierne gąsienicowe, łańcuchowe lub trakowe. W niniejszym opracowaniu przyjęto nazwę kołowroty cierne gąsienicowe.

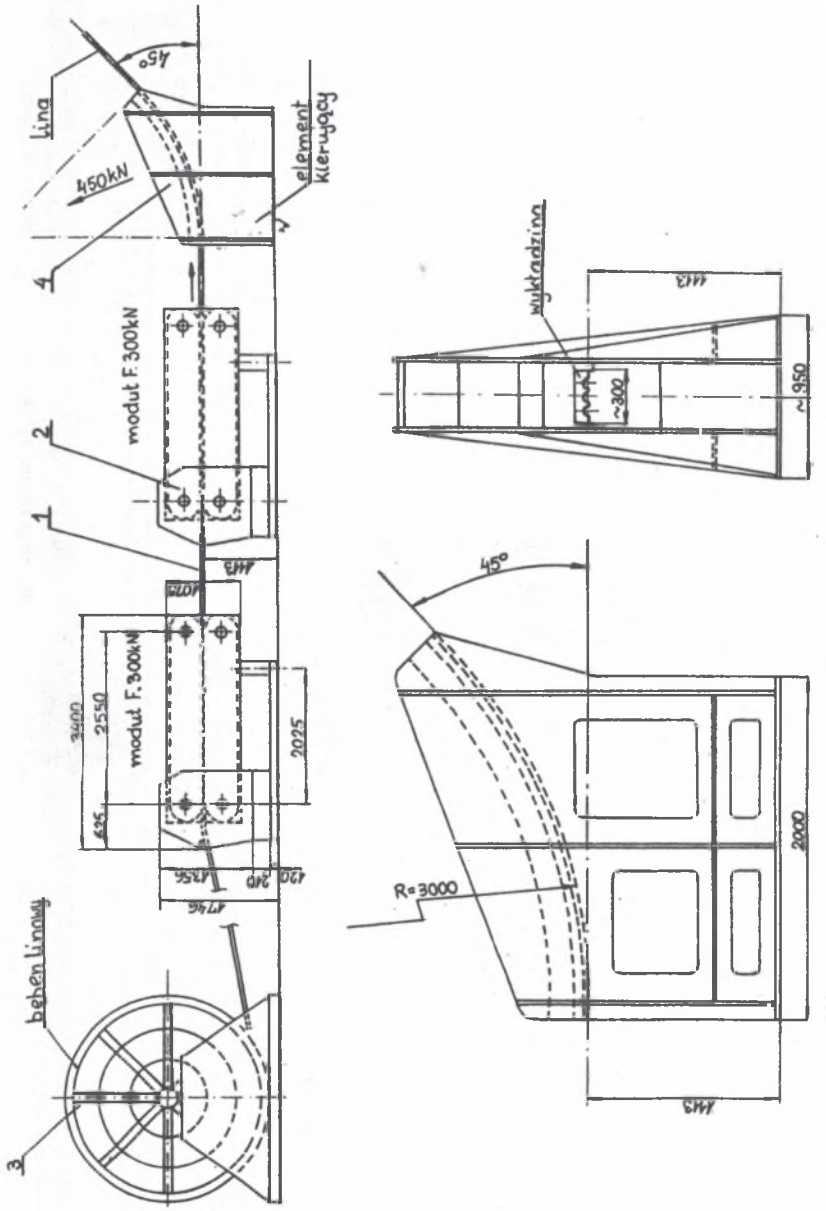
3. KOŁOWROTY CIERNE GĄSIENICOWE

W kołowrocie ciernym gąsienicowym lina przechodzi prostoliniowo pomiędzy dwoma gąsienicami. Z dostępnej literatury wynika, że pierwszą w świecie firmą, która zaprojektowała i wyprodukowała takie kołowroty, jest francuska firma Trefileries et Cableries CHIERS CHATILLON GORCY, w skrócie CCG [5]. W kołowrocie tej firmy (rys. 2) lina 1, na którą działa siła ciągnąca, przechodzi pomiędzy dwoma gąsienicami 2, które dociskane są do liny za pomocą ruchomych prowadnic. Docisk prowadnic jest hydrauliczny. Tarcie występujące między gąsienicami i liną umożliwia usztywnienie liny i gąsienic na odcinku ich wzajemnego styku. Gwiazdy napędowe gąsienic są napędzane przez niskoobrotowy silnik hydrauliczny o dużym momencie obrotowym. Na końcu wału napędowego zamocowany jest tarczowy hamulec bezpieczeństwa. Działa on w przypadku przekroczenia prędkości ciągnienia lub opuszczania liny, bądź zaniku ciśnienia w obwodzie głównym. Siła hamowania większa jest od nominalnej siły ciągnienia gąsienicy. Gąsienice stykają się z ruchomymi prowadnicami poprzez łożyska igiełkowe. Gąsienice z wykładzinami wykonywane są w kilku rozwiązaniach, a mianowicie jako:

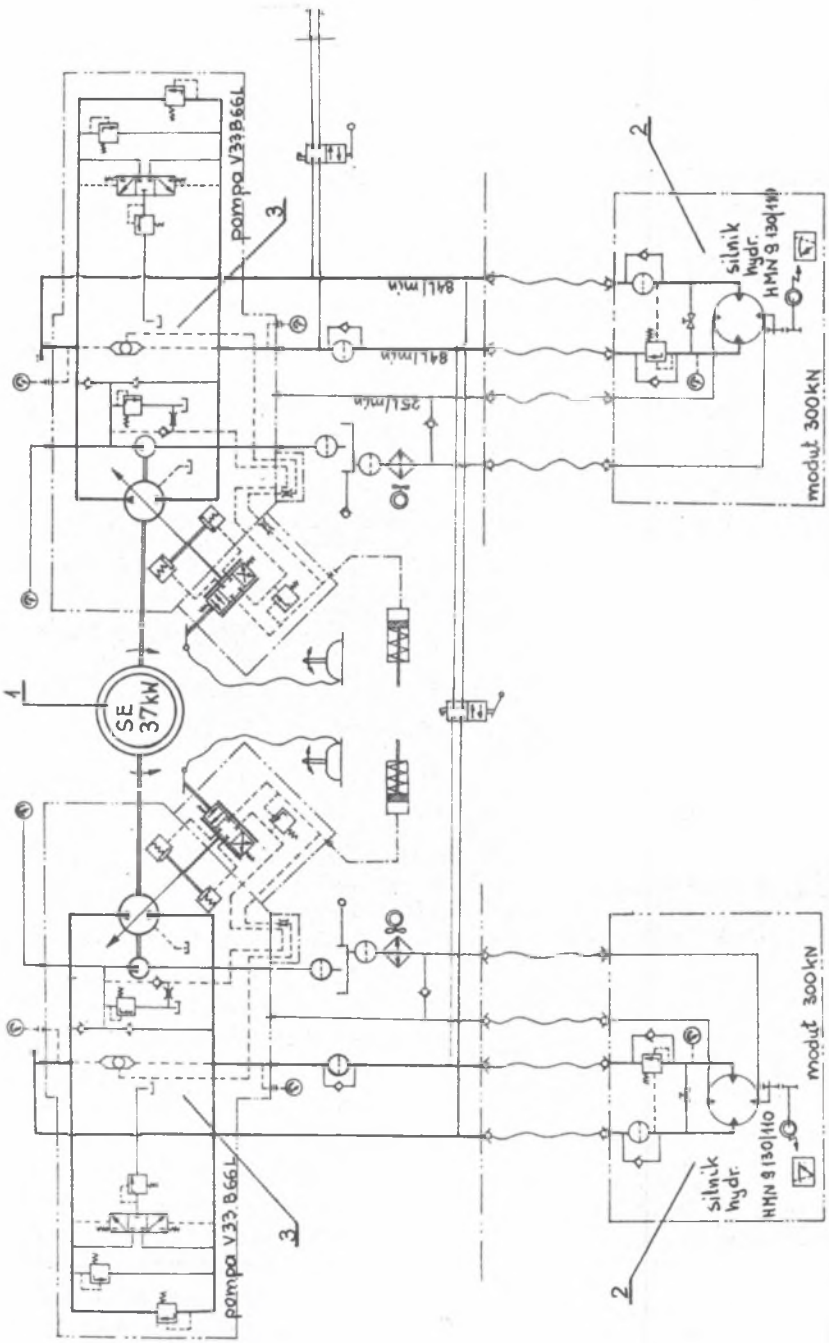
- gąsienice jednorowkowe dla lin okrągłych o średnicy 30 do 70 mm,
- gąsienice dwurowkowe dla lin okrągłych konstrukcji splotkowej lub zamkniętej o średnicy 30 do 60 mm,
- gąsienice z wykładzinami dla lin płaskich do wymiarów 230x37 mm.

W przypadku lin okrągłych jako wykładzinę gąsienic stosuje się stopy aluminiowe, a w przypadku lin płaskich wykładziny wykonane z poliuretanu. Wymiana wykładzin jest operacją łatwą i szybką.

Kołowroty wykonywane są jako moduły o udźwigu 300 kN. W jednym module znajduje się jedna para gąsienic. Wymiary takiego modułu są niewielkie i wynoszą: długość - 3400 mm, wysokość - 1746 mm. Szerokość modułu zależy od rozwiązania gąsienic w zależności od tego, czy wymieniamy jedną lub dwie liny okrągłe, czy linę płaską. Masa pojedynczego modułu wynosi około 7 Mg. Przykładowo na rys. 2 przedstawiono schematycznie rozmieszczenie dwóch modułów gąsienicowych pracujących w układzie szeregowym. Bęben linowy 3 nie



Rys.2 Schemat rozmieszczania urządzeń podczas wymiany liny za pomocą kołowrotów ciernych gąsienicowych firmy CCG: 1 - lina, 2 - moduł kołowrotu gąsienicowego o udźwigu 300 kN, 3 - bęben z liną, 4 - prowadnica kierująca



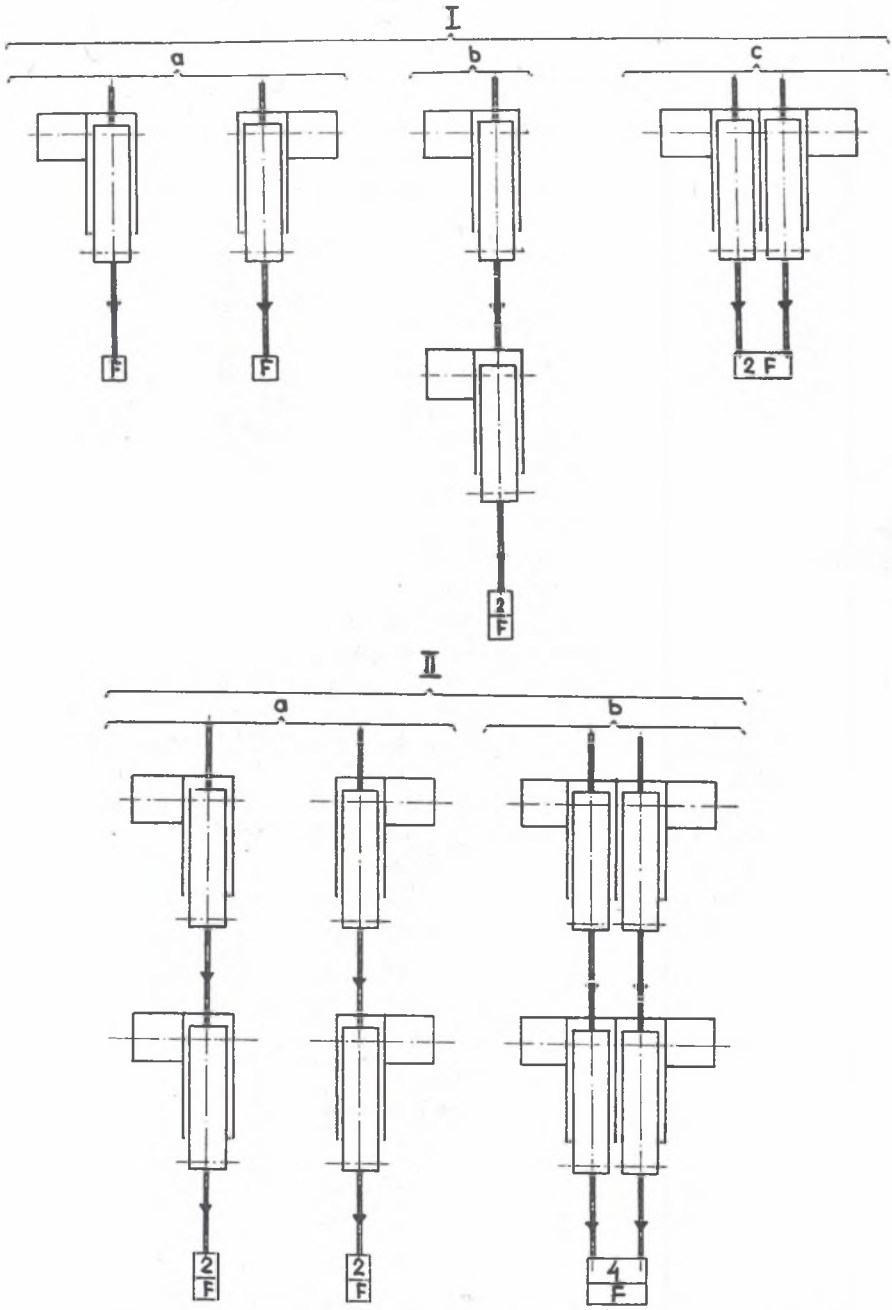
Rys. 3. Schemat układu hydraulicznego dwu modułów zespołu kołowrotów ciernych gąsienicowych firmy CCG: 1 - silnik elektryczny, 2 - silnik hydrauliczny HMN9130/110, 3 - pompy V33B66L

musi być hamowany. Prowadnica kierująca 4 pozwala uzyskać ugięcie liny do 45°. Posiada ona wykładzinę z tworzywa sztucznego o małym współczynniku tarcia. Ta sama wykładzina może być wykorzystana dla jednej lub dwóch lin okrągłych i liny płaskiej.

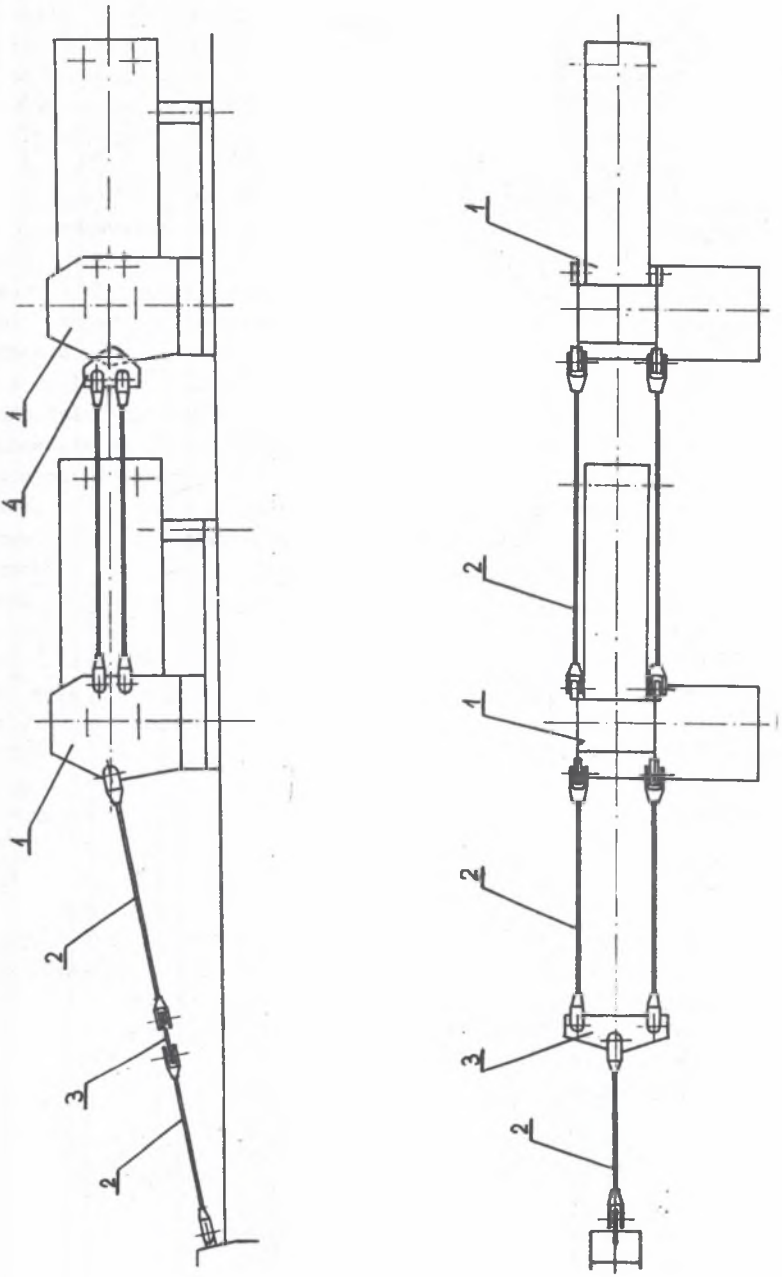
Schemat układu hydraulicznego dla dwóch modułów gąsienic o udźwigu 300 kN przedstawiono na rys. 3. Dla napędu gąsienic, zamknięty obwód wysokiego ciśnienia łączy silnik hydrauliczny niskoobrotowy 2 typu HMW 130/110 z pompą hydrauliczną 3 o zmiennej wydajności typuV33 oraz układem regulacji mocy. Pompy hydrauliczne pomocnicze umożliwiają wykonywanie dodatkowych czynności, takich jak: rozluźnianie gąsienic i odpowietrzanie obwodów hydraulicznych. Układ hydrauliczny pozwala na utrzymanie stałej prędkości przesuwania liny, która jest automatycznie stabilizowana bądź regulowana w zależności od potrzeby (ciągnienie, przyhamowanie itd.). Prędkość przesuwu gąsienic regulowana jest w sposób ciągły od 0 do 0,10 m/s zarówno podczas ruchu gąsienic do przodu, jak i do tyłu. W przypadku dwóch modułów gąsienic układ hydrauliczny jest symetryczny. Dwie pompy hydrauliczne V33 połączone są z silnikiem elektrycznym 1 z wałem dwustronnym, co umożliwia zsynchronizowanie pracy obu modułów. Silnik o mocy 37 kW może być wykonany w wersji normalnej lub przeciwwybuchowej. Jako urządzenia zabezpieczające stosuje się prądnicę tachometryczną umożliwiającą stałą kontrolę szybkości przesuwu lin oraz galwanometr kontaktowy umożliwiający odłączenie silnika elektrycznego w przypadku przekroczenia prędkości oraz przez wyłączenie prądu otwarcie awaryjnego zaworu elektrohydraulicznego. Prostota i bezpieczeństwo funkcjonowania kołowrotów zabezpieczone są przez: automatyczne działanie obu modułów gąsienic, ich synchronizację pracy, łatwość bezpośredniego odczytu wskaźników pracy, regulowaną szybkość przesuwania się lin, zawory hydrauliczne, które umieszczone są przy silnikach hydraulicznych każdego modułu i ustawione są w pozycji "zatrzymanie awaryjne", które zadziałają w przypadku przerwania obwodu hydraulicznego. Kołowroty cierne gąsienicowe firmy CCG przewidziane są do eksploatacji w pięciu różnych układach-rys. 4.

W rozwiązaniu I na rys. 4 jedna stacja hydrauliczna zasila parę modułów gąsienic, które mogą być niezależne-Ia, połączone szeregowo-Ib lub równolegle-Ic. W rozwiązaniu II (rys. 4) dwie stacje hydrauliczne są połączone ze sobą. Regulacja jest automatyczna przez wyrównanie ciśnienia i wydajności. Jednak istnieje możliwość w każdej chwili zmiany prędkości ruchu gąsienic jednego modułu w stosunku do pozostałych trzech modułów. W tym przypadku obie stacje hydrauliczne są sprzężone i dźwignie wydajności pomp mogą być sterowane równocześnie lub niezależnie jedna od drugiej. Rozwiązanie II a przedstawia sprzężenie równoległe, a rozwiązanie II b sprzężenie szeregowe.

W przypadku rozwiązania II sumaryczny udźwig modułów (300 kN każdy) ciernych wynosi 1200 kN. Zastosowanie odpowiedniego zestawu kołowrotów ciernych gąsienicowych zależy od tego, jakie liny są wymieniane: okrągłe (jedna lub dwie), czy płaskie wyrównawcze, nośne lub prowadnicze



Rys. 4. Sposoby usytuowania modułów kołowrotów ciernych gąsienicowych firmy CCG

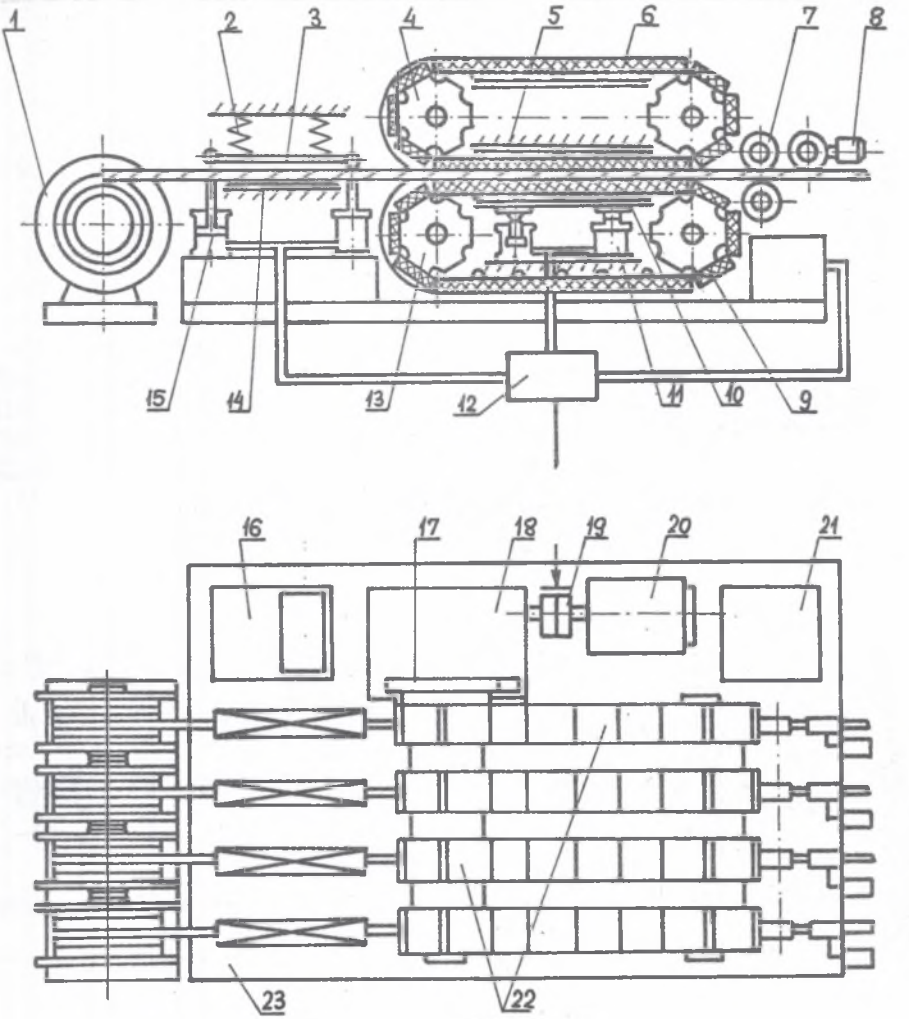


Rys. 5. Sposób kotwienia modułów kołowrotu ciernego gąsienicowego firmy CCG: 1 - moduł gąsienicowy 300 kN, 2 - połączenie linowe, 3, 4 - dźwignie.

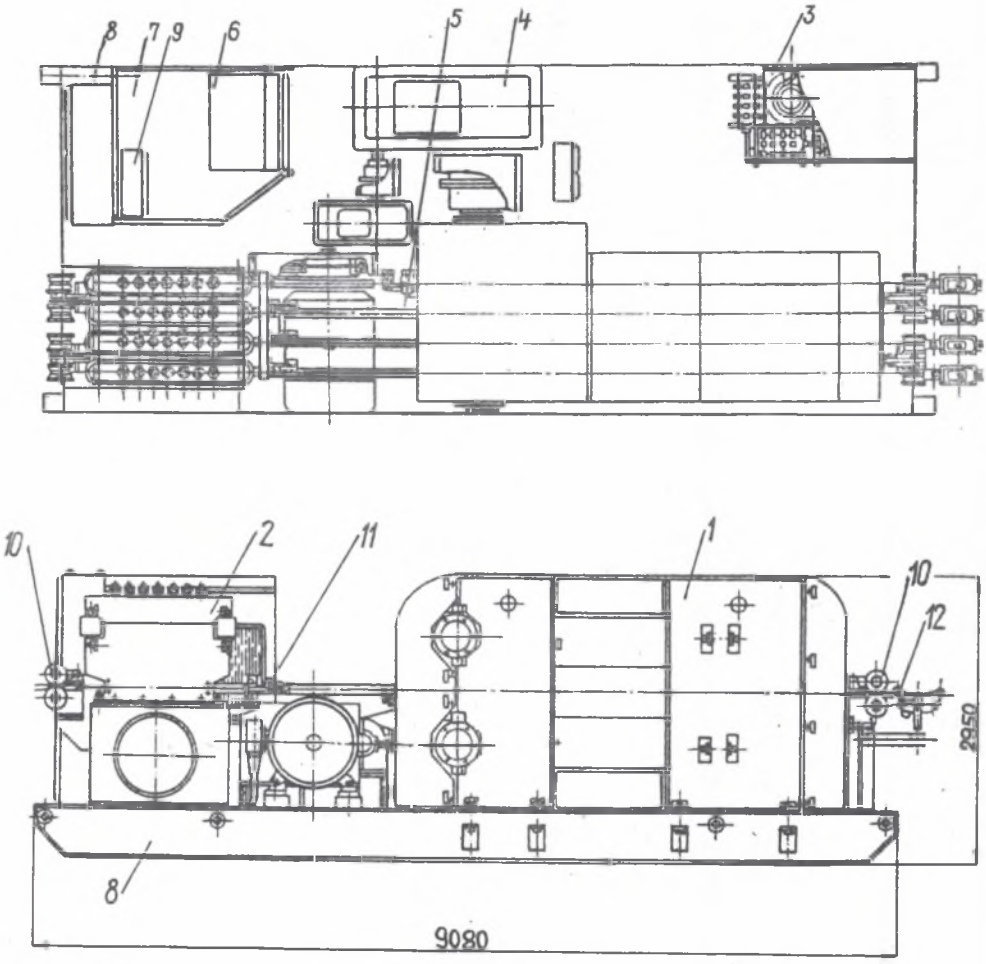
i od przewidzianego maksymalnego obciążenia występującego podczas zakładania lub wymiany lin.

Sposób połączenia dwóch kołowrotów ciernych przedstawiono na rys. 5. Drugim znanym rozwiązaniem kołowrotu ciernego gąsienicowego jest kołowrót typu UNSK-40 produkcji radzieckiej opracowany przez VNIIGM im. M.M.Fedorova i Dongiproorgšachtostroj w Doniecku [2, 6]. Zasadę działania tego kołowrotu przedstawiono na rys. 6. Po włączeniu stacji hydraulicznej 21 z pulpitu sterowania 12 podawany jest sygnał do łapadła lin (hamulca) 14, gąsienicowych organów ciągnących 6 i 9 i napędu gwiazd napędowych 18. Łapadło lin w położeniu wyjściowym jest otwarte, jego ruchomą szczękę 3 w górnym położeniu utrzymują cylindry hydrauliczne 15 , a sprężyny talerzykowe 2 są ściśnięte. Pomiędzy linami 24 a szczękami łapadła i gąsienicami powstaje odpowiednia szczelina. Liny wychodzące z bębnów magazynujących 1 przechodząc pomiędzy szczękami łapadła i gąsienicami kierowane są poprzez koła kierujące do szybu. Po przeciągnięciu lin przez kołowrót cylindry hydrauliczne 11 przesuwają prowadnicę ruchomą 10 dolnej gąsienicy i dociskają wykładziny gąsienic do liny. Prowadnica 5 górnej gąsienicy jest nieruchoma. Na wyjściu z kołowrotu znajdują się krążki prowadzące 7. Po włączeniu napędu gwiazd napędowych 4 i 13 gąsienic 6 i 9 liny przesuwane są do szybu. Ruch gąsienic jest zsynchronizowany poprzez przekładnie zębate 17 umieszczone na wałach gwiazd gąsienic. Na odcinku pomiędzy gwiazdami napędowymi i gwiazdami napinającymi liny poruszają się prostoliniowo. Silnik elektryczny 20 napędza jednocześnie stacje hydrauliczną 21 i napęd gwiazd gąsienicowych 18. Pomiędzy silnikiem elektrycznym a napędem gwiazd znajduje się sprzęgło 19 z hamulcem manewrowym. Prędkość przesuwu lin kontrolowana jest za pomocą czujników przemieszczeń liniowych 8. Czujniki te wykorzystywane są także do wyrównywania sił w linach. W kołowrocie zapewniona jest eliminacja poślizgu lin względem wykładzin, równomierny ruch gąsienic i odwijanie lin z bębnów magazynujących oraz opuszczanie do szybu. W przypadku poślizgu jednej z lin, uszkodzenia maszyny, spadku ciśnienia w układzie hydraulicznym, przedwczesnego zużycia wykładzin-zadziała układ zabezpieczający, który wyłącza napęd oraz automatycznie włącza łapadła, przez co hamowany jest ruch lin. Podczas normalnej pracy kołowrotu w przypadku spadku siły w jednej linie łapadło przyhamowuje jej ruch i zwalniany jest docisk gąsienic zmniejszając ich nacisk na linę aż do wyrównania sił z pozostałymi linami. Opierając się na przedstawionej zasadzie działania zaprojektowano i wybudowano prototypowy kołowrót cierny gąsienicowy typu UNSK-40, którego szkic przedstawiono na rys. 7.

W prototypie jako gąsienice zastosowano łańcuchy rolkowo-łubkowe, do płytek których przymocowano szczęki z wykładziną ze stopu aluminiowego. Sztywność szczęk z wykładzinami zmienia się wzdłuż długości gąsienicy co każdy jej skok. Do zmiany sił hamowania łapadeł stosuje się śruby regulacyjne. Napęd zawiera silnik elektryczny i dwie szeregowo połączone przekładnie o przełożeniu całkowitym i = 160. Na sprzęgle zębatym silnika zamontowano hamulec roboczy TKTG-500. Podstawowe dane techniczne kołowro-



Rys. 6. Schemat kołowrotu ciernego gąsienicowego typu UNSK-40:
1 - bęben z nową liną, 2 - sprężyny talerzykowe łapacza (hamulca), 3 - górny ruchomy element hamulca (łapacza), 4, 13 - gwiazdy napędowe, 5 - górna prowadnica nieruchoma, 6 - gąsienica górna, 7 - aparat rolkowy prowadzący, 8 - czujnik prędkości liny do kontroli i wyrównywania sił w linach (ruchu), 9 - gąsienica dolna, 10 - prowadnica dolna ruchoma, 11 - cylindry hydrauliczne, 12 - - pulpit sterowania elektrohydrauliczny, 14 - dolny nieruchomy element łapacza, 15 - cylindry hydrauliczne łapacza, 16 - kabina operatora, 17 - przekładnia zębata, 18 - napęd gwiazd, 19 - sprzęgło robocze z hamulcem, 20 - silnik główny, 21 - stacja hydrauliczna, 22 - cztery górne trakty, 23 - rama.



Rys. 7. Kołowrót cierny gąsienicowy typu UNSK-40: 1 - organ ciągnący, 2 - łapacz, 3 - stacja hydrauliczna, 4 - napęd, 5 - łapacz (hamulec), 6 - pulpit sterujący, 7 - kabina, 8 - rama, 9 - urządzenia sygnalizacyjne, 10, 11,12 - czujniki prędkości liniowej i naciągu lin

tu ciernego gąsienicowego UNSK-40 są następujące:
- liczba par ciernych — 4
- liczba jednocześnie zakładanych lin - 1 do 4,
- maksymalna średnica liny - 42 mm,
- nacisk jednostkowy liny na wykładzinę - 7 MPa (710 kG/cm^2),
- prędkość liniowa lin przy opuszczaniu - 0,187 m/s,
  przy podnoszeniu - 0,374 m/s,
- udźwig kołowrotu - 392 kN,
- moc silnika elektrycznego - 219 kW,
- napięcie zasilania silnika - 380 V,
- wymiary kołowrotu:
  - długość - 9,08 m,
  - szerokość - 3,52 m,
  - wysokość - 2,95 m,
- masa kołowrotu - 46 Mg.

Szczegóły obsługi kołowrotu przedstawiono w pracy [2]. Należy zaznaczyć, że nad nową konstrukcją kołowrotu ciernego gąsienicowego pracuje również firma EPR [1].

4. Podstawowe obliczenia kołowrotu ciernego gąsienicowego

W przypadku kołowrotów ciernych dwubębnowych prędkość liniowa lin zbiegających z bębnów przy niewystępowaniu poślizgu lin zależy od grubości i zużycia wykładziny:

$$v = \omega_1 \cdot R_b \left(1 + \frac{h}{R_b}\right) \tag{1}$$

gdzie:

ω_1 - prędkość kątowa bębnów napędowych, 1/s,
R_b - promień bębna w miejscu przetoczenia rowka w wykładzinie, m,
h - grubość wykładziny, mierzona wzdłuż normalnej od podstawy rowka wykładziny do bębna, m.

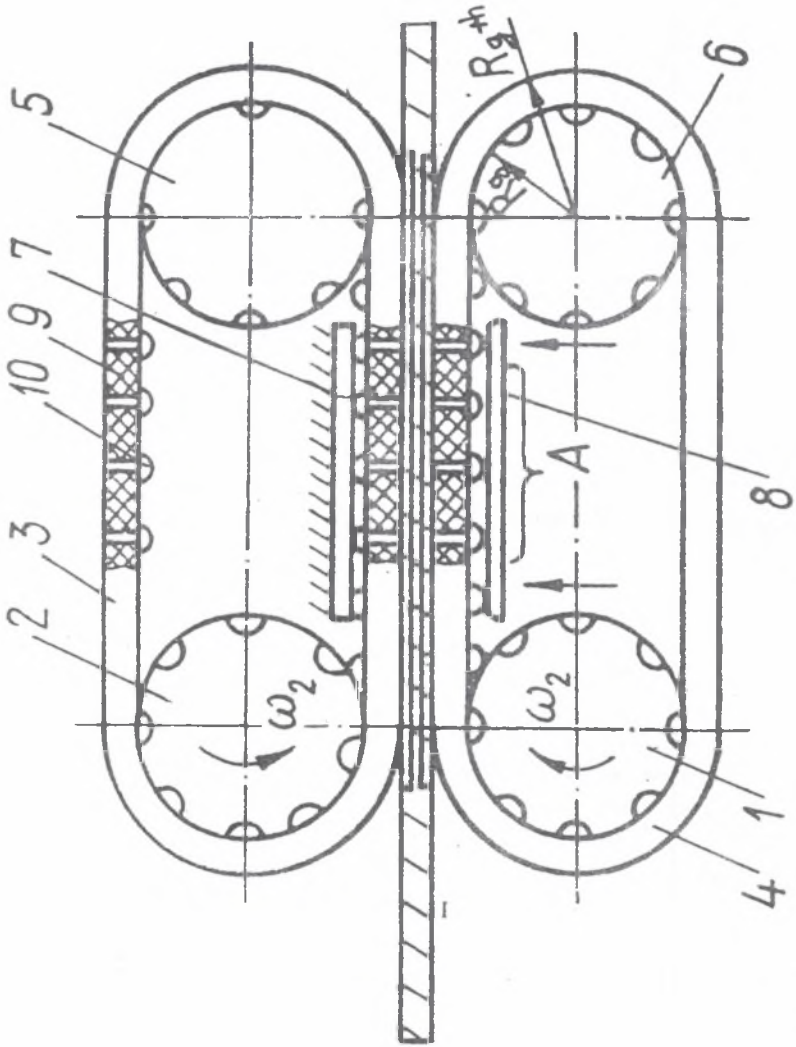
W wyniku niedokładności w przetoczeniu rowków wykładziny i nierównomiernego jej zużycia absolutna różnica w długościach zakładanych lin w czasie T wyniesie:

$$\Delta L_{ij} = \Delta h_{ij} \cdot \omega_1 T \tag{2}$$

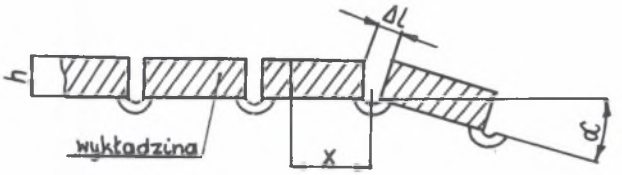
gdzie:

i,j - indeksy porównywanych lin,
Δh - absolutna różnica średnich grubości wykładziny pod dwoma porównywanymi linami, m.

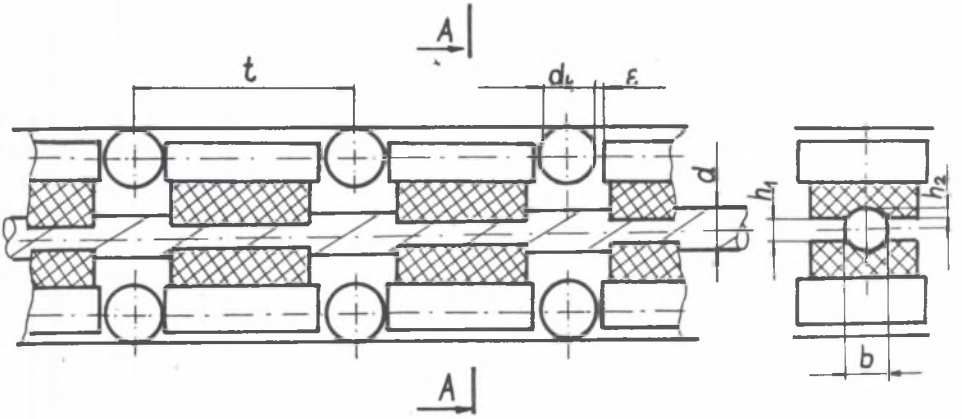
Wyrażenie (1) pokazuje, że prędkość liniowa jest zależna od grubości wykładziny h.



Rys. 8. Szkic: a - ciernego organu ciągnącego, 1, 2 - gwiazdy napędowe, 3, 4 - gąsienice (łańcuchy), 5, 6 - gwiazdy napinające, 7 - prowadnica nieruchoma, 8 - prowadnica ruchoma, 9 - traki (ogniwa) z wykładzinami, 10 - przeguby, b - element gąsienicy z wykładziną



Rys. 8b.



Rys. 9. Fragment organu ciągnącego: d - średnica liny, t - skok łańcucha, d_k - średnica krążka tocznego, ε - szczelina technologiczna między krążkiem tocznym i wykładziną, h - dopuszczalna odległość między wykładzinami, h_1 - głębokość rowka linowego w wykładzinie, l_1 - szerokość rowka linowego w wykładzinie

Absolutna prędkość powierzchni wykładziny kołowrotu ciernego gąsienicowego (rys.) 8 w ogólnym przypadku składa się z prędkości na obwodzie gwiazdy napędowej v_p i prędkości dodatkowej v_d:

$$v = v_p + v_d \tag{3}$$

Prędkość na obwodzie gwiazdy napędowej określona jest zależnością:

$$v_p = \omega \cdot R_g \tag{4}$$

gdzie: ω - prędkość kątowa gwiazdy,

R_g - promień początkowego obwodu gwiazdy napędowej.

W celu określenia prędkości dodatkowej rozpatrzmy element gąsienicy przedstawiony na rys. 8b. Nieznana prędkość v_d określona jest zależnością [6]:

$$v_d = \frac{\Delta l}{\Delta t} \tag{5}$$

$$\Delta l = 2\ h \sin\frac{\alpha}{2} \tag{6}$$

$$\Delta t = \frac{x}{v_d} \tag{7}$$

gdzie: α - kąt odchylenia elementu (traka) gąsienicy od położenia sąsiadujących z nim elementów gąsienicy w czasie jej przemieszczenia się na odległość x,

Δl - absolutne przemieszczenie punktów zewnętrznej powierzchni wykładziny.

Podstawiając do zależności (5) i (6) wyrażenie (7) z uwzględnieniem (4) przy założeniu, że przy małym kącie α wyrażenie $\sin\frac{\alpha}{2} \approx \frac{\alpha}{2}$, otrzymamy:

$$v_d = h \cdot \omega \cdot R_g \frac{\alpha}{x} \tag{8}$$

gdzie α/x charakteryzuje wygięcie gąsienicy na rozpatrywanym lokalnym odcinku, dla którego określamy prędkość dodatkową. Krzywiznę tego odcinka można wyrazić za pomocą zależności:

$$k = \lim_{x \to 0} \frac{\alpha}{x} = \frac{1}{R} \tag{9}$$

gdzie: R - promień krzywizny lokalnego odcinka gąsienicy.

Po podstawieniu (4), (8) i (9) do (3) otrzymamy:

$$v = \omega \cdot R_g \left(1 + \frac{h}{R}\right) \tag{10}$$

Za pomocą wzoru (10) można obliczyć absolutną prędkość chwilową wszystkich odcinków zewnętrznej powierzchni gąsienicy mających różną i zmieniającą

się krzywiznę profilu. Na prostoliniowych odcinkach gąsienicy (w strefie zaciśnięcia liny) krzywizna gąsienicy nie występuje, czyli $K = 0$ i wyrażenie (10) przyjmie postać:

$$v = \omega \cdot R_g \tag{11}$$

Z powyższego wynika, że prędkość liniowa liny współpracującej z gąsienicami na ich odcinku prostoliniowym nie zależy ani od grubości wykładziny, ani od jej zużycia. Jest to jedna z podstawowych zalet kołowrotu ciernego gąsienicowego.

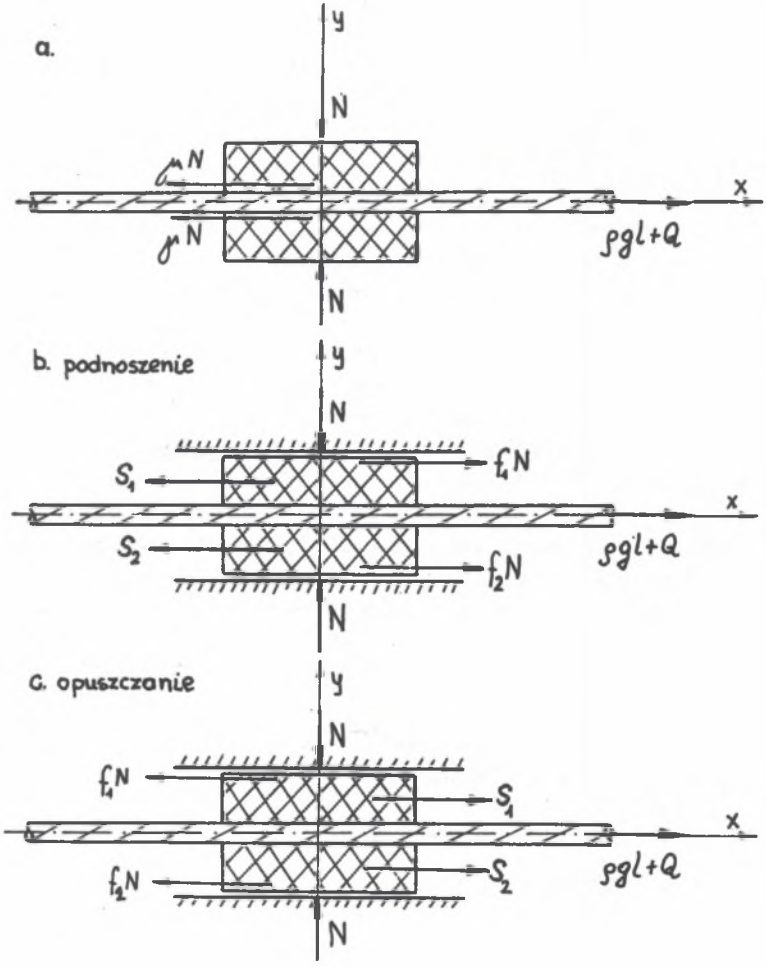
W celu zapewnienia bezawaryjnej pracy kołowrotu ciernego gąsienicowego należy wyeliminować możliwość poślizgu lin względem ciernego organu ciągnącego. Utrzymanie liny w organie ciągnącym zachodzi w wyniku działania sił tarcia między liną i wykładziną dwóch dociskanych do liny gąsienic na prostoliniowym odcinku ich współdziałania. Jak wynika to z rys. 9, strefa robocza zaciskania liny składa się z dyskretnych odcinków wykładziny usytuowanych jeden od drugiego w odległości równej rozstawowi członów ciągnącej gąsienicy. Na rys. 9 oznaczenia są następujące: d - średnica liny, d_k - średnica krążka gąsienicy, t - skok gąsienicy, ε - szczelina technologiczna pomiędzy krążkiem i wykładziną, h_1 - wymagana szczelina pomiędzy wykładzinami gąsienic, h_2 - głębokość rowka w wykładzinie, b - szerokość rowka w wykładzinie.

Wymagane sprzężenie cierne pomiędzy liną i wykładziną uzyskuje się poprzez zastosowanie odpowiedniego nacisku, który wywołuje mechanizm dociskający gąsienice. Przy tym zakłada się, że naciski rozkładają się wzdłuż roboczego odcinka i wzdłuż stykających się powierzchni równomiernie. Określenie obciążenia organu ciągnącego kołowrotu sprowadza się do rozważenia układu działających na niego sił dla warunku ich równowagi w rzutach na osie współrzędne.

Wielkość nacisku normalnego określić można zgodnie ze schematem obliczeniowym przedstawionym na rys. 10a [7]:

$$N = \frac{\varrho \cdot g \cdot l_1 + Q}{2\mu} \cdot m \tag{12}$$

gdzie: ϱ - jednostkowa gęstość liny,
g - przyśpieszenie ziemskie 9,81 m/s^2,
l_1 - długość zwisającego odcinka liny, mierzona od zrębu do jego najniższego punktu,
Q - obciążenie wiszące na końcu liny (ciężar naczynia wyciągowego lub ramy prowadzącej linę),
μ - współczynnik tarcia pomiędzy liną i wykładziną aluminową gąsienicy $\mu = 0,25 - 0,4$,
m - współczynnik bezpieczeństwa przed poślizgiem liny w organie ciągnącym $m = 1,75$ przy założeniu, że nie wystąpi poślizg i współczynnik tarcia pomiędzy krążkiem prowadzącym i wykładziną górnej i dolnej gąsienicy jest jednakowy.



Rys. 10. Schematy obliczeniowe dla określenia: a - nacisku normalnego na linę, b - siły ciągnącej podczas podnoszenia, c - siły ciągnącej

Nacisk normalny działa na linę tylko na odcinku jej styku z rowkami wykładzin. Profil rowka określony jest przez jego głębokość i szerokość. Oba parametry dobiera się przy założeniu, że przy dwustronnym ściskaniu przekrój poprzeczny liny przyjmuje kształt eliptyczny w wyniku promieniowej podatności liny pod obciążeniem. Przy czym nie uwzględnia się podatności sztywnych wykładzin gąsienic wykonanych na bazie stopów aluminiowych.

Dopuszczalne poprzeczne ściskanie lin splotkowych Z_{max} wynosi 35 %, a konstrukcji zamkniętej 10 % ich średnicy liny w stanie swobodnym nienaciągniętym. W roboczym reżimie podczas obciążenia liny obciążeniem poprzecznym pomiędzy wykładziną na odcinku styku gąsienic zachowana jest wymagana szczelina pomiędzy wykładzinami $h_1 = 7 - 15$ mm. Przy tych warunkach głębokość rowka wykonanego w wykładzinie stykającej się z liną wyniesie:

$$h_2 = \frac{d \cdot Z - h_1}{2} \tag{13}$$

gdzie: Z - współczynnik poprzecznego ściskania liny, $Z \leqslant (1 - Z_{max})$.

Szerokość rowka pod linę określa wyrażenie:

$$b = \frac{1}{Z}\sqrt{d^2 - \left(\frac{h_1}{Z}\right)^2} \tag{14}$$

Znając profil rowka, dopuszczalne i normalne naciski wykładziny na linę, można określić długość strefy roboczej, na której współdziała wykładzina gąsienicy z liną. Długość tej strefy określa wyrażenie:

$$L = \frac{N \cdot t}{q_d \cdot b\,(t - d_k - 2\delta)} \tag{15}$$

gdzie: q_d - dopuszczalny jednostkowy nacisk na wykładzinę wynoszący 700 N/cm^2.

Po podstawieniu wzorów (12) i (14) do (15) otrzymamy:

$$L = \frac{(\varrho \cdot g \cdot l_1 + Q)\, m \cdot Z}{2\mu \cdot q_d \left(1 - \frac{d_k + 2\delta}{t}\right)\sqrt{d^2 - \left(\frac{h_1}{Z}\right)^2}} \tag{16}$$

Obliczenie siły ciągnącej niezbędnej do przemieszczenia liny wraz z obciążeniem jej końca przeprowadza się dla dwu przypadków pracy kołowrotu opuszczania i podnoszenia.

Zgodnie ze schematem obliczeniowym przedstawionym na rys. 10b wielkość siły ciągnącej podczas podnoszenia ciężaru wynosi:

$$S_p = (\varrho \cdot g \cdot l_1 + Q)\left(\frac{m}{\tau} + k\right) \tag{17}$$

gdzie: S - całkowita siła ciągnąca, $S = S_1 + S_2$,

S_1 - siła ciągnąca w górnej gąsienicy,

S_2 - siła ciągnąca w dolnej gąsienicy.

$\varkappa$ - współczynnik niezawodności organu ciągnącego, $\varkappa = \frac{\mu}{f}$,

f - współczynnik tarcia pomiędzy gąsienicami i prowadnicami $f = 0{,}08 - 0{,}1$

- jak poprzednio,

$$k = \frac{Q + \rho \cdot gl}{Q + \rho \cdot gl_1}$$

l - bieżąca długość liny.

Etapowi pracy kołowrotu podczas opuszczania ciężaru odpowiada schemat przedstawiony na rys. 10c. Zgodnie z tym schematem wielkość siły ciągnącej kołowrotu podczas "opuszczania" określa wyrażenie:

$$S_o = (\rho g l_1 + Q)(\frac{m}{\varkappa} - k) \qquad (18)$$

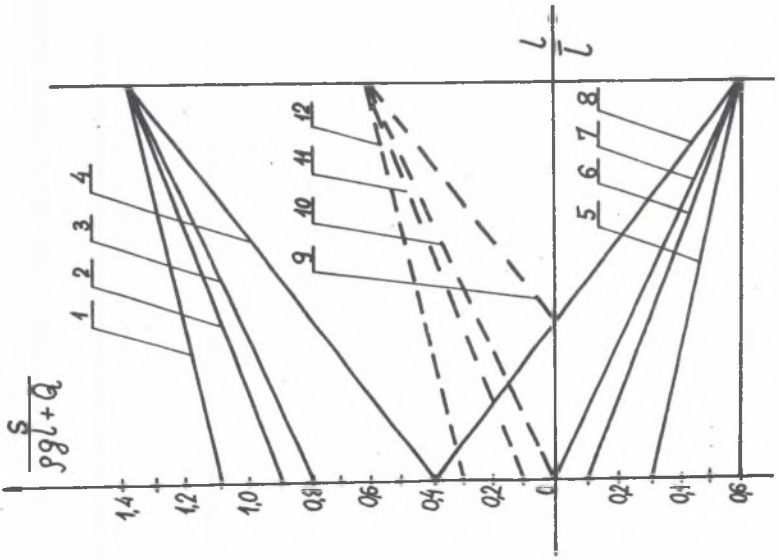
Ze wzoru (18) wynika, że przy określonych warunkach organ ciągnący należy przestawić na reżim hamowania dynamicznego. Kryterium do przejścia na reżim hamowania dynamicznego jest spełnienie stosunku:

$$k_1 \geqslant \frac{m}{\varkappa} \qquad (19)$$

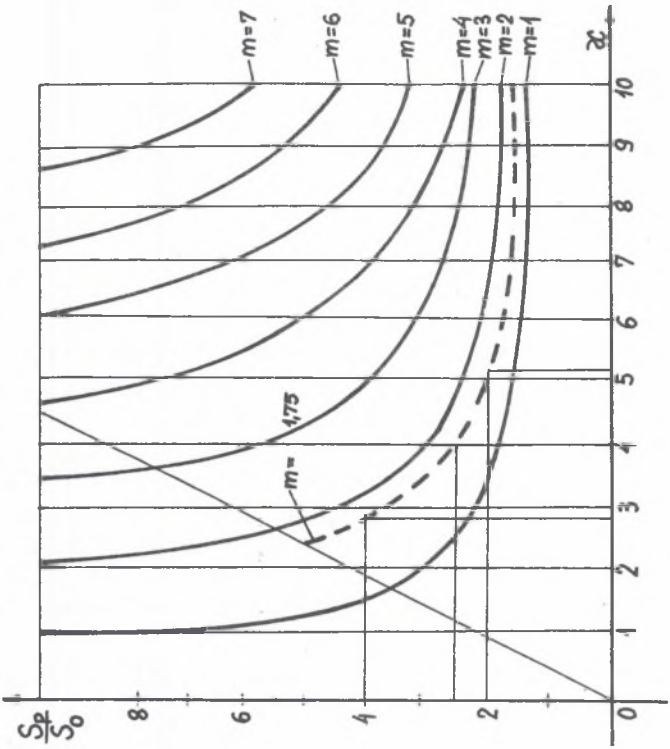
Na rys. 11 przedstawiono wykresy zależności siły ciągnącej od długości liny l i ciężaru Q wiszącego na końcu liny. Na osi rzędnych odłożono wielkości bezwymiarowe $\frac{S}{\rho g l_1 + Q}$, a na osi odciętych bieżącą wielkość długości zwisającej liny l. Wykres wykonano dla $\varkappa = \frac{\mu}{f} = \frac{0{,}4}{0{,}1} = 4$ i $\frac{m}{\varkappa} = \frac{1{,}7}{4} \cong 0{,}4$. Na wykresie linie 1, 2, 3, 4 odpowiadają pracy kołowrotu podczas "podnoszenia" obciążenia, linie 5, 6, 7, 8 - podczas "opuszczania" obciążenia, linie 9, 10, 11, 12 - odpowiadają reżimowi hamowania. Linie 1, 5 i 12 wykonano dla $Q = 2\rho \cdot gl_1$, linie 2, 6 i 11 - dla $Q = \rho \cdot gl_1$, linie 3, 7 i 10 - dla $Q = \frac{2}{3}\rho \cdot gl_1$, linie 4, 8, 9 - dla $Q = 0$.

Z wykresów na rys. 11 i ze wzoru (17) wynika, że w celu zmniejszenia siły ciągnącej S_p przy m = const wystarczy zwiększyć wielkość $\varkappa$, co oznacza, że za pomocą różnych technicznych sposobów należy zwiększyć współczynnik tarcia μ między wykładziną gąsienicy i liną oraz zmniejszyć współczynnik tarcia f pomiędzy gąsienicami a prowadnicami. Jest to jeden z podstawowych kierunków dalszego rozwoju kołowrotu ciernego gąsienicowego.

Podczas "opuszczania" przy dużych wartościach $\varkappa$ reżim dynamicznego hamowania występuje przy mniejszych wartościach k, co także wpływa na zmniejszenie nakładów energetycznych związanych z przeprowadzeniem prac. celu oceny wpływu współczynnika niezawodności organu ciągnącego na zdolność ciągnącą kołowrotu przeanalizowano stosunek $\frac{S_p}{S_o}$ w zależności od parametru $\varkappa$. Analizę tę przedstawiono na rys. 12. Z wykresów na rys. 12 wynika, że ze wzrostem $\varkappa$ przy m = const wielkość $\frac{S_p}{S_o}$ maleje i na odwrót, przy określonych wartościach m i $\varkappa$ może wzrastać nieograniczenie. Współczynnik bezpieczeństwa liny przed poślizgiem należy przyjmować w wyważonym zakresie, wychodząc z technicznie osiągalnej na dzisiejszy dzień wielkości $\varkappa$



Rys. 11. Wykres zależności siły ciągnącej kołowrotu podczas operacji podnoszenia S_p i opuszczania S_o w zależności od ciężaru wiszącego na końcu liny Q i długości liny l



Rys. 12. Wykres zależności siły ciągnącej od współczynnika niezawodności organu ciągnącego $\varkappa$

i racjonalnego stosunku $\frac{S_p}{S_o}$. We współczesnej technice parametr $\varkappa$ najczęściej zawiera się w zakresie 2 do 5, a stosunek $\frac{S_p}{S_o}$ racjonalnie jest przyjąć w zakresie nie większym jak 2 - 3, a współczynnik bezpieczeństwa przed poślizgiem m powinien się zawierać w zakresie od 1 do 2. Do określenia siły ciągnącej podczas "podnoszenia" i "opuszczania" w schematach obliczeniowych przyjęto, że składowe siły ciągnącej S_p i S_o są sobie równe i przyłożone do obu gałęzi gąsienic. Innymi słowy, założono, że gąsienice są połączone między sobą kinematycznie np. za pomocą kół zębatych, nasadzonych na wały współosiowo z gwiazdami napędowymi łańcuchów.

Należy również przeanalizować zagadnienie, jak zmieni się zdolność ciągnąca kołowrotu ciernego gąsienicowego, jeżeli nastąpi rozłączenie gąsienic poprzez zerwania więzi kinematycznej między nimi. Badania wykazały, że istnienie lub brak więzi kinematycznej między gąsienicami nie wpływa na wielkość siły ciągnącej rozwijanej przez organ ciągnący.

W rzeczywistości siła ciągnąca rozwijana w etapie "podnoszenia" przy rozłączonej więzi kinematycznej między gąsienicami określona jest za pomocą tego samego wzoru (17) co i dla przypadku pracy organu ciągnącego z więzią kinematyczną między gąsienicami. Przy istnieniu więzi $S = S_1 + S_2$ każda gąsienica przejmie połowę siły ciągnącej, a w przypadku braku więzi $S = 0 + S_2$ otrzymuje się, że jedna gąsienica przejmuje całe obciążenie, zapewniając przekazanie siły ciągnącej na linę.

Analiza zdolności ciągnącej kołowrotu ciernego gąsienicowego wykazała, że dla istotnego polepszenia jego charakterystyk ciągnących należy zwiększyć współczynnik niezawodności organu ciągnącego, to znaczy zmniejszyć współczynnik tarcia pomiędzy gąsienicami i prowadnicami, a zwiększyć współczynnik tarcia pomiędzy wykładziną gąsienic i liną. Istnienie lub brak więzi kinematycznej między gąsienicami nie wpływa na zdolność ciągnącą kołowrotu ciernego gąsienicowego.

5. Wnioski

1. Kołowroty cierne gąsienicowe są trzecią generacją kołowrotów ciernych, w których lina nie jest poddawana przeginaniu na bębnach, lecz wykonuje ruch prostoliniowy.

2. Zastosowanie odpowiednich materiałów na wykonanie kołowrotu ciernego gąsienicowego oraz hydrauliki siłowej przyczynia się do małych gabarytów i małej masy kołowrotu, mniejszej od kołowrotów ciernych dwubębnowych.

3. Niezwykle korzystne jest wykonanie kołowrotów ciernych gąsienicowych w formie modułów na wzór francuskiej firmy CCG, które w zależności od potrzeb mogą być łączone w różne zestawy. Małe moduły gąsienicowe, cechujące się bardzo małymi wymiarami i małą masą, nie stwarzają problemów podczas transportu w przeciwieństwie do kołowrotów ciernych dwubębnowych,

szczególnie przeznaczonych do zakładania lub wymiany lin w urządzeniach wyciągowych 6, 8, 10- i 12-linowych.

4. W kołowrotach ciernych gąsienicowych prędkość liniowa poruszających się lin nie zależy ani od grubości, ani od zużycia wykładziny, przez co zapewnione jest uzyskanie współbieżności schodzących do szybu lin, jak i łatwiejsza regulacja ich naciągów.

5. Dotychczasowa praktyka stosowania tych kołowrotów szczególnie w krajach zachodnich wykazała, że można je stosować do zakładania lub wymiany lin wyciągowych okrągłych konstrukcji splotkowej lub zamkniętej oraz lin płaskich w górnictwie. Należy jednak stwierdzić, że z uwagi na łatwość transportu i lokalizacji kołowroty te głównie stosowane są do zakładania i wymiany lin nośnych i ciągnących w kolejach linowych wysokogórskich.

LITERATURA

[1] Development of Technique of Rope Installing and its tendencies in the Federal Republic of Germany. SMAG-EPR, Mai 1980.

[2] V.I., Dvornikov, V.G.Morozov, N.V.Gontarev, E.I.Burda: Ustanovka UNSK-40 dla naveski kanatov i sosudov. Ugol' Ukrainy 1982, Nr 12.

[3] A.Gromnicki: Stosowane liny w urządzeniach wyciągowych kopalń LGOM-u ich zakładanie i wymiana. Eksploatacja maszyn w górnictwie. Szkoła naukowa. Wrocław 1980.

[4] I.D.Iwanoff, A.M.Pissareff, N.D.Raynoff: Eine neuartige Förderseilauflegevorrichtung für Ein-und Mehrseil-Schachtförderungen Bergakademie. Heft 1, 1964.

[5] Kołowroty cierne gąsienicowe. Materiały reklamowe francuskiej firmy Trefileries et Cableries CHIERS CHATILLON GORCY. Usine de Bourg 1978.

[6] V.G.Morozov: Frikcjonnyj guseničnyj tiagovyj organ. Šachtnyj pod'em. Sbornik naučnych trudov VNIIGM Nr 48, Doneck 1979.

[7] V.G.Morozov: Teoretičeskie issledovania tjagovoj sposobnosti frikcjonnoj guseničnoj lebedki. Voprosy razrabotki šachtnych stacjonarnych ustanovok. Sbornik naučnych trudov VNIIGM. Doneck 1982.

[8] V.G.Morozov: Mechanizorovannaja naveska i zamena kanatov na mnogokanatnych pod'emnych ustanovkach i sredstva dla ee osuščestwlenija. Voprosy razrabotki šachtnych stacionarnych ustanovok. Sbornik naučnych trudov VNIIGM. Doneck 1982.

Recenzent: Doc.dr inż. Tadeusz Zmysłowski

Wpłynęło do Redakcji w październiku 1991 r.

TRACK FRICTION WINCHES FOR INSTALLATION AND REPLACEMENT OF HOISTING ROPES

S u m m a r y

New constructions of winches used to rope installation and replacement have been discussed in the paper. Rope is not subjected to bending in these winches because it moves rectilinearly between two flat elements that are tracks. To move the rope, friction between rope and track is utilized, so these winches are called track and friction machines.

ФРИКЦИОННЫЕ ГУСЕНИЧНЫЕ ЛЕБЁДКИ ДЛЯ ЗАКЛАДКИ И ЗАМЕНЫ ПОДЪЁМНЫХ ТРОСОВ

Р е з ю м е

В работе представлены новые конструкции лебедок, служащих для закладки и замены подъемных тросов. В этих лебедках трос не подвергается сгибу, а движется прямолинейно между двумя плоскими элементами, какими являются гусеницы. Для передвижения троса используется фрикционная связь между тросом и обделкой гусениц, поэтому лебедки называются фрикционными гусеничными лебедками.