

Oktawian Popowicz

Układy wielolinowe wyciągów szybowych

Streszczenie: Po omówieniu doświadczeń z urządzeniami wielolinowymi w kopalni Hannover i w Szwecji przeanalizowano osiągnięte korzyści i niedogodności takich systemów. Następnie omówiono urządzenia z funkcjonalnym rozkładem obciążeń i w oparciu o analizę liczbową zapotrzebowania przekroju nośnego lin wyprowadzono wnioski o zakresie stosowania tego systemu. Uzasadniono pewność ruchu wynikłą z nieprawdopodobieństwa przecięcia liny nośnej. Omówiono krytycznie urządzenia z linami wyrównawczymi idącymi górą i przeciwcieżarami. Na koniec na podstawie prostego obliczenia podano korzyści z ustawienia organów pędnych na wieży i wyeliminowania kół kierujących.

1. Rodzaje i zadania układów wielolinowych

W dzisiejszym stanie techniki liniarskiej nie wykonuje się lin grubszych niż $\varnothing 75$ mm, o ile są to liny narażone na gięcie, które muszą nawijać się na bęben albo koło pędne. Sporadycznie wykonywano i grubsze liny, zbyt duża jednak ilość drutów w jednej linie nie tylko utrudnia fabrykację, ale także nie daje rękojmi dobrej współpracy i równego rozdziału obciążeń na poszczególne druty. Cieńsze liny łatwiejsze są do kontroli, a przez swoją większą giętkość pozwalają na wybitne zmniejszenie średnic bębnów i kół pędnych, przez co zmniejsza się także koszt całej maszyny wyciągowej. Zastąpienie pojedynczej grubej liny kilku linami cieńszymi stwarza nowy problem do rozwiązania przez konstruktora wyciągów szybowych. Jest nim konieczność prawidłowego rozdziału obciążeń na poszczególne liny układu wielolinowego w sposób tak pewny, aby móc przekroje wszystkich lin włączyć w całości w obliczenie stopnia pewności.

Układy wielolinowe, które znane są dziś z wykonania praktycznego albo też z projektów i opracowań teoretycznych, można podzielić na trzy grupy odpowiednio do postawionych im zadań. Pierwszą grupę stanowią urządzenia wielolinowe, w których jedną linę zastępuje kilka lin pracujących równolegle, a każda z nich ma za zadanie przenieść część całego obciążenia odpowiadającą równemu podziałowi na wszystkie liny. Rozdział obciążenia lin tej grupy można nazwać rozdziałem arytmetycznym. W drugiej grupie znajdują się urządzenia, w których zadania poszczególnych lin są rozmaite. Jedne np. przenoszą obciążenia ciężarem martwym, drugie tylko ciężar użyteczny i siły dynamiczne. Dążeniem w konstrukcji

urządzeń tej grupy może być równość obciążeń poszczególnych lin, ale nie jest ona niezbędną koniecznością. Taki rozdział można nazwać rozdziałem funkcjonalnym. Wykresy sił takich urządzeń różnią się od wykresów odpowiednich urządzeń jednolinowych mniejszymi wartościami składników dynamicznych, jako że masy organów pędnych i kierujących dla lin są w tych przypadkach mniejsze. Trzecia grupa urządzeń wielolinowych jest dalszym rozwinięciem rozdziału funkcjonalnego za pomocą lin wyrównawczych idących górą, przeciwieżarów i bobin obracających się luzem. Najbardziej znane i rozpowszechnione obecnie są urządzenia grupy pierwszej. Niewiele jest przykładów praktycznych wykonania grupy drugiej, a pierwsze urządzenia grupy trzeciej nie weszły jeszcze w stadium prób praktycznych, mimo iż teoretycznie są już opracowane.

2. Urządzenia wielolinowe z arytmetycznym rozdziałem obciążenia

Wyciągi wielolinowe dla różnych celów znane już są od dawna, ale w szybach kopalnianych stosowano je bardzo rzadko, i to tylko w niedużych urządzeniach. Wyraźny zwrot do wielolinowości nastąpił dopiero w ostatnich latach, kiedy głębokości kopalń węgla na kontynencie europejskim wzrosły wskutek wyczerpywania się płytszych pokładów, a względy na racjonalną eksploatację zmuszały do stosowania dużych ładunków. Najwięcej uwagi zwrócił na siebie wyciąg czterolinowy kopalni Hanower, uruchomiony w r. 1947, choć w niektórych krajach, np. w Szwecji, większość nowowyprowadzonych urządzeń po r. 1938 była już wielolinowa. Wielkość urządzenia hanowerskiego, jego duża wydajność i nader gruntowne obserwacje i doświadczenia omawiane wyczerpująco na łamach prasy sprawiły, że stanowi on punkt zwrotny w tej dziedzinie. Ponieważ zebrane doświadczenia są w sumie korzystne, więc można spodziewać się dalszego rozwoju wielolinowości opartej na doświadczeniach kopalni Hanower.

Najbardziej istotnym problemem dla urządzenia wielolinowego o arytmetycznym rozdziale obciążeń jest zawieszenie naczyń wydobywczych. Racjonalne rozwiązanie tego problemu decyduje o dobrych wynikach urządzenia. Konstrukcja zawieszenia winna zapewniać zamierzony rozkład obciążeń, bez zbyt wielu komplikacji konstrukcyjnych i bez zbyt dużego zwiększenia ciężaru, dawać możliwość kontroli prawidłowego obciążenia poszczególnych lin oraz zezwalać na normalną wymianę lin w czasie nie dłuższym niż w zwyczajnych jednolinowych wyciągach. Nowe elementy, które próbowano wprowadzić do budowy zawieszonych łańcuchów Galla wraz z odpowiednimi dla nich krążkami nie utrzymały się i dzisiejsze zawieszania oparte są na elementach znanych i dobrze wypróbowanych w urządzeniach jednolinowych.

Zawieszenie wielolinowe może być wykonane z urządzeniem wyrównującym obciążenia poszczególnych lin albo też bez niego. Rozpatrywane były różne urządzenia wyrównawcze, hydrauliczne i mechaniczne, te ostatnie — dźwigniowe i łańcuchowe. Trudno jest osiągnąć długi skok urządzenia wyrównawczego. Dźwignie, które są najprostszym elementem, nie mogą dawać skoku dość długiego do kompensacji różnych wydłużeń lin, bo musiałyby być same długie i ciężkie, jednakże znalazły zastosowanie w urządzeniach wielolinowych szwedzkich. Dźwigniowe wyrównanie przedstawione jest na rysunku 1. Długość wyrównania jest tu jak widać ograniczona do niedużej wielkości. Tak samo trudno byłoby wykonywać cylindry hydrauliczne dość długie dla kompensacji różnic długości lin.

Do osiągnięcia dużej długości wyrównania nadaje się rozwiązanie łańcuchowe. Musi ono być tak wykonane, aby uniemożliwić niepotrzebne przesunięcie pod wpływem jakichś innych czynników niż wydłużenie lin. Może zająć niebezpieczeństwo przejścia lin bez potrzeby w położenia skrajne i uniemożliwienia dalszego działania urządzenia. Urządzenia o całkowitym wyrównaniu, tak jak pokazano schematycznie na rysunku 2, zaznaczające się równowagą obojętną mogłyby zawiesić. Z tego powodu w Hanowerze zrezygnowano z wyrównania zupełnego za pomocą łańcuchów i zadowolono się wyrównaniem częściowym, stabilizując niektóre końce lin. Konstrukcyjne rozwiązanie takiego zawieszenia pokazane jest na rysunku 3. Była to konstrukcja duża i ciężka. Przy ogólnej wytrzymałości obliczeniowej 4 lin wynoszącej 400 ton, ciężar zawieszonych wynosił 8 ton. Taki dodatek ciężaru w głębokim szybie odbija się już wyraźnie na przekrojach lin potrzebnych do osiągnięcia zamierzonego stopnia pewności, a zatem i na kosztach oraz na ekonomii urządzenia. Sam ciężar nie był jednakże jedyną wadą tego zawieszenia. Dalszą wadą była niezadowalająca czułość, wynikła z oporów tarcia mechanizmu wyrównującego. Oznaczając średnicę podziałową krążka łańcuchowego przez D , średnicę czopa krążka przez d , a średnicę czopa łańcuchowego jako δ otrzymuje się z warunków równowagi momentów według rysunku 4

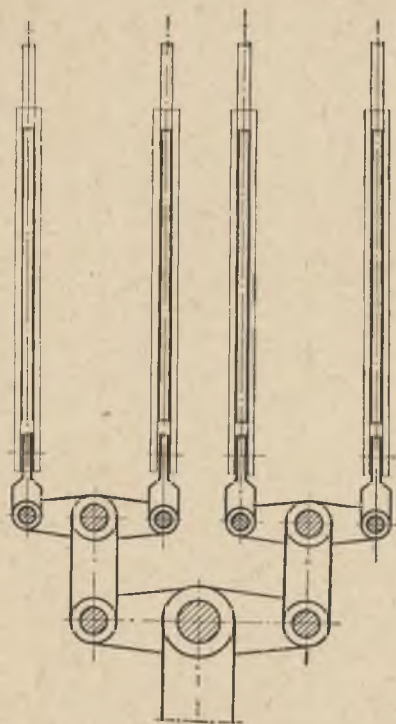
$$S' \cdot \frac{D}{2} = S'' \cdot \frac{D}{2} + \mu(S' + S'') \frac{d}{2} + \mu(S' + S'') \frac{\delta}{2},$$

a stąd

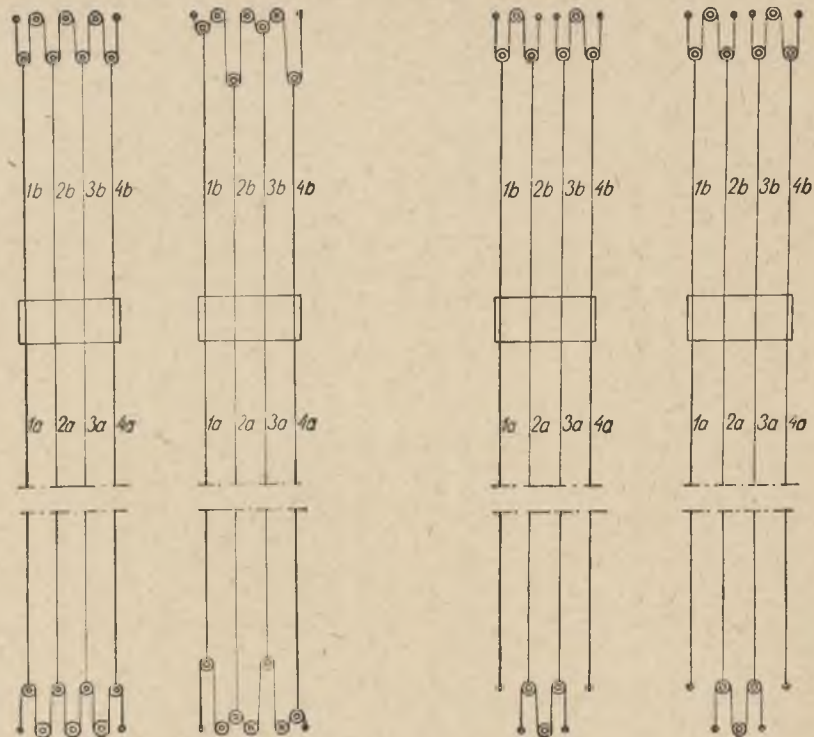
$$\frac{S'}{S''} = \frac{1 + \mu \left(\frac{d}{D} + \frac{\delta}{D} \right)}{1 - \mu \left(\frac{d}{D} + \frac{\delta}{D} \right)},$$

oraz według rysunku 4

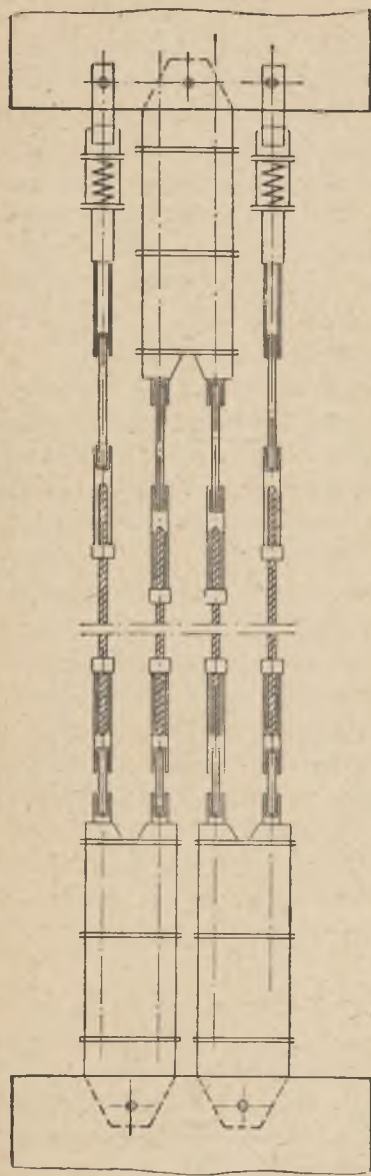
$$\frac{S_1}{S_2} = \left(\frac{S'}{S''} \right)^3.$$



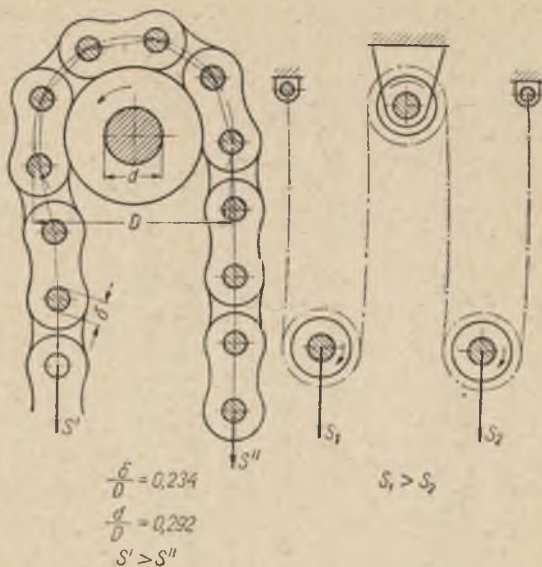
Rys. 1. Wyrównanie dźwigniowe zawieszania 4-linowego



Rys. 2. Schematy zawiesznień z wyrównaniem łańcuchami: *a* — bez stabilizacji, *b* — ze stabilizacją



Rys. 3. Stare zawieszenie hano-werskie



Rys. 4. Schemat oporów w zawieszeniu z wyrównaniem łańcuchowym

W praktycznym wykonaniu nie można stosunków $\frac{d}{D}$ oraz $\frac{\delta}{D}$ wykonać dowolnie małych ze względu na rozmiary urządzenia. Według danych Bära (Glückauf, 18. XII. 53) wynosiło

$$\frac{d}{D} = 0,292$$

oraz

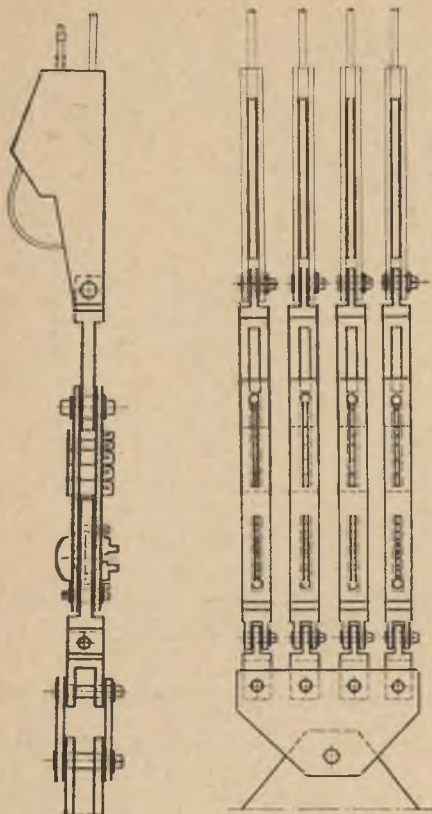
$$\frac{\delta}{D} = 0,234,$$

co przy $\mu = 0,15$

prowadziło do wartości

$$\frac{S_1}{S_2} = 1,447 \approx 1,5.$$

Widać więc, że czułość była bardzo niezadowalająca i potrzeba było dużego wzrostu naciągu w linii, aby przestawić urządzenie wyrównujące. Doświadczenie było zgodne z powyższym obliczeniem i z tego powodu zawieszenie według rysunku 3 zostało zarzucone, ustępując miejsca



Rys. 5. Nowe zawieszenie hanowerskie

zawieszeniom klatek według rysunku 5. Są to znane zaciski typu Kellner-Flotmann z wkładkami do przestawiania dla regulacji długości liny, w które założono dynamometry szczeelinowe GHH zbudowane tak, że możliwe jest założenie aparatu rejestrującego według rysunku 6. Wyrównanie polega na sprężystości lin i starannym założeniu nowych lin oraz umiejętnym skracaniu ich.

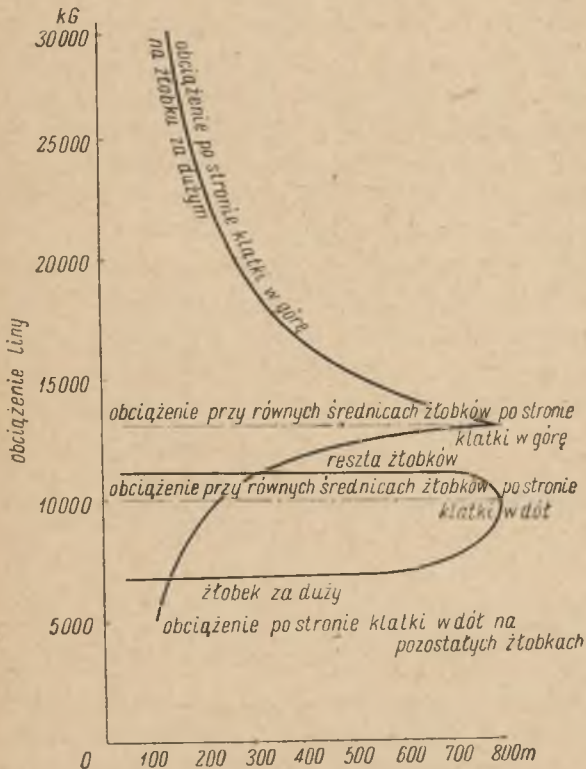
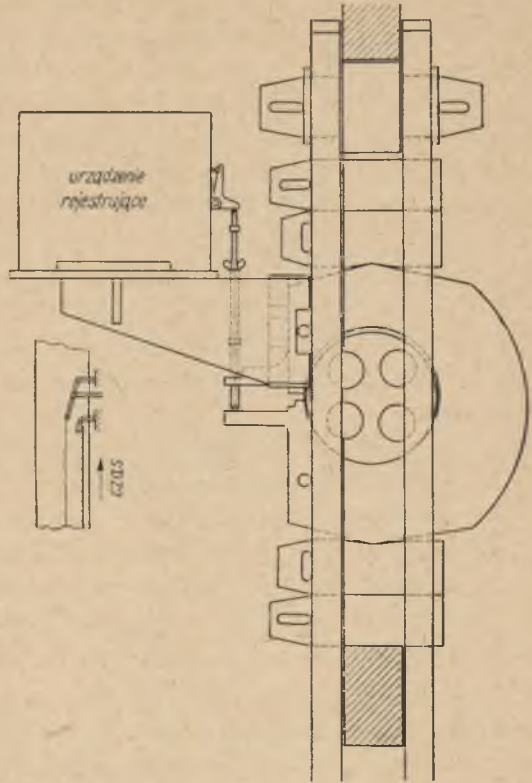
Zawieszenia bez wyrównania wymagają dużej dokładności wykonania kół pędnych. Konieczne stało się bardzo dokładne zachowanie równych średnic nawinięcia na żłobkach wszystkich lin. Niedokładność w średnicy pociąga za sobą nierówny rozdział obciążenia. Jeżeli na kole czterożłobkowym o średnicy $\varnothing 5$ m jeden żłobek ma średnicę o 3 mm większą od trzech pozostałych, wtedy przy każdym obrocie koła nawija się nań 9,4 mm liny więcej. W szybie 750 m głębokim stanowi to łącznie przy 47,6 obrotach 450 mm liny. Kiedy klatka podnoszona wisi w podszybiu na długim

odcinku liny, przyrost obciążenia na 1 obrót maszyny wynosi

$$\sigma = \frac{\lambda E}{l} = \frac{0,94 \cdot 1300000}{75000} = 16,4 \text{ kG/cm}^2,$$

stanowi zatem niewiele, jeśli jednak w miarę podnoszenia odcinek liny zmaleje np. do 50 m, wtedy przyrost obciążenia na 1 obrót wynosi 250 kg/cm², co jest już bardzo wiele. Rysunek 7 pokazuje wzrost obciążenia jednej liny i zmniejszenie obciążenia trzech pozostałych w zależności od położenia klatki w warunkach podanych powyżej. Teoretycznie biorąc wzrost obciążenia może być nawet bardzo duży, jeśli nie wystąpi poślizg danej liny na żłobku. Jednakże wzrostowi obciążenia po jednej stronie przeciążonej liny towarzyszy zawsze zmniejszenie obciążenia po drugiej stronie. Rośnie zatem stosunek napięć, a po pewnym ezasie musi stąd wynikać poślizg tej liny na żłobku i wyrównanie obciążeń. Dla dokładności rozważań trzeba jeszcze uwzględnić, że znane zjawisko pełzania liny odbywa

Rys. 6. Dynamometry w zawieszeniu klatek



Rys. 7. Wykres zależności obciążenia liny od położenia klatki podnoszonej z głębokości 800 m przy nierówności średnicy nawinięcia (początek ruchu w położeniu 800 m)

się zawsze w kierunku silniejszego obciążenia liny, a w danym przypadku przyczynia się do złagodzenia wzrostu obciążenia liny leżącej na żłobku o za dużej średnicy. Wycieranie wykładziny wywołane tym poślizgiem działa również w kierunku wyrównującym obciążenia lin. Są to jednak zjawiska niepożądane, a przeciwdziałać im można przez dużą dokładność wykonania kół i staranność konserwacji urządzenia. Poślizgi pojedynczych lin mogą powstawać nie tylko na kole pędnym, ale również i na kołach kierujących, jeśli żłobki dla wszystkich lin łączone są na jednym wspólnym wieńcu tego koła. W obecnym stanie rozwoju urządzeń wielolinowych o arytmetycznym rozdziale obciążeń można uważać, że wszelkie trudności wynikłe z zastosowania kilku lin zamiast jednej zostały pokonane i ten system wydobycia ma przed sobą przyszłość. Osiągnięte korzyści są następujące:

- 1) zmniejszenie średnic lin, kół pędnych i kierujących,
- 2) zwiększenie pewności ruchu,
- 3) ułatwienie kontroli lin,
- 4) możliwość wyeliminowania kół kierujących,
- 5) wyeliminowanie wpływu odkrętu liny.

Zmniejszenie średnic lin nośnych przy zachowaniu tego samego łącznego przekroju dla n lin w miejsce jednej wyraża się stosunkiem $1:\sqrt{n}$. W stosunku \sqrt{n} zmniejszyć można średnicę koła pędnego i w tym też stosunku maleją momenty na wale silnika. Są to zyski bardzo pokaźne, nie tylko na kosztach inwestycji, ale również i na kosztach ruchu, bo silnik o większej ilości obrotów jest ekonomiczniejszy, a masa bezwładna koła pędnego może być mniejsza i mniej się przyczyniać do szczytów obciążeń i strat przy zwalnianiu szybkości ruchu.

Zwiększenie pewności ruchu wynika stąd, że przy tym samym przekroju nośnym lin są to liny o mniejszej ilości warstw drutów, a więc o większej sprawności. Sprawność liny jako stosunek jej wytrzymałości rzeczywistej do sumy wytrzymałości wszystkich drutów branych z osobna zależy od konstrukcji liny oraz ilości warstw i drutów. Według Broughtona sprawność liny wynosi:

92,8%	dla liny skrętkowej z 6 skrętek o 7 drutach
87,6%	„ „ „ z 6 „ o 19 „
85,0%	„ „ „ z 6 „ o 27 „
82,5%	„ „ „ z 6 „ o 39 „
77,7%	„ „ „ z 6 „ o 61 „

Im większa ilość warstw drutów, tym mniejsza jest oczywiście sprawność liny. Ze względu na różnice w wytrzymałości i ciągliwości drutów w tej samej linie sprawność praktycznie zmierzona wypada niższa o kilka

procent od obliczonej teoretycznie. Dla lin wyciągowych o skrętkach dwuwarstwowych przyjmuje się średnio 81% przy skoku zwinienia drutów równym $3 \div 3,5 d$, a skoku skrętek $7 d$, gdzie d oznacza średnicę liny.

Stosunek średnicy nawinięcia do średnicy liny, od którego zależą naprężenia w drutach liny wywołane gięciem jej oraz zużycie drutów przez ścieranie między warstwami, można obrać w urządzeniu wielolinowym mniejszy niż w urządzeniu jednolinowym, zwłaszcza jeśli wyciąg jest wieżowy bez koła kierującego. Są dwie przyczyny po temu. Po pierwsze liny zginane tylko w jedną stronę pracują w znacznie korzystniejszych warunkach niż liny gięte obustronnie, po drugie liny o mniejszych średnicach są zawsze mniej wrażliwe na zginanie niż liny grubsze składające się z większej ilości warstw drutów. Z tego powod Hughes¹ wysunął propozycję przyjęcia następujących stosunków średnic:

		Gięcie dwustronne	Gięcie jednostronne
Liny skrętkowe poniżej	ϕ 32 mm	80 : 1	70 : 1
.. od ϕ 32 do	ϕ 45	90 : 1	80 : 1
.. powyżej	ϕ 45	95 : 1	85 : 1
Liny zamknięte poniżej	ϕ 32	95 : 1	85 : 1
.. od ϕ 32 do	ϕ 45	105 : 1	95 : 1
.. powyżej	ϕ 45	110 : 1	100 : 1

Sugestie z tej samej strony idą w tym kierunku, aby stopnie pewności uzależnić od ilości lin w następujący sposób:

	Gięcie dwustronne		Gięcie jednostronne	
	zjazd ludzi	wydobycie	zjazd ludzi	wydobycie
Wyciąg jednolinowy	9,7	7,5	9	7,25
.. dwu- i trzylinowy	9,25	7,25	8,75	7
.. czterolinowy	9	7	8,5	6,75

Wyżej podane cyfry Hughes proponuje zmniejszać zależnie od głębokości szybu o wielkość $0,0005 H$.

Łatwość kontroli, która wiąże się bezpośrednio z bezpieczeństwem ruchu, wynika stąd, że w kilku linach mniej warstwowych ilość drutów występujących na powierzchni i dostępnych dla obserwacji jest większa niż w pojedynczej linie więcej warstwowej. Dodatkowa kontrola równości obciążeń nie jest zbyt uciążliwa, jeżeli w zawieszeniu dodane są dynamometry. Jest rzeczą charakterystyczną dla bezpieczeństwa ruchu wielolinowego, że niemieckie władze górnicze zezwoliły na zjazd ludzi w urządzeniu hanowerskim bez spadochronów w klatkach.

¹ *Modern Trends in Winding Technique*, „Colliery Guardian“ 1955.

Poślizgi lin na kole pędnym tego rodzaju, jakie trafiają się w urządzeniach jednolinowych, są znacznie mniej prawdopodobne w urządzeniach wielolinowych. Według danych doświadczalnych zebranych w szwedzkich kopalniach wyposażonych w wyciągi wielolinowe poślizgi lin na kołach pędnych w tych urządzeniach nie zdarzały się w ogóle nigdy. Być może, iż korzystny wpływ wywierają tu takie okoliczności, że zaoliwienie, olodzenie lub drgania sprężyste w linach, które sprzyjają powstawaniu poślizgów, nie występują równocześnie jednakowo na wszystkich linach, przez co maleje niebezpieczeństwo poślizgów.

Wylimitowanie kół kierujących możliwe jest w urządzeniach wiezowych, jeśli zmniejszona średnica koła pędnego jest tak wielka jak potrzebny odstęp klatek w szybie. Wynika stąd od razu pewne zmniejszenie wysokości wieży oraz oszczędność na napędzie, bo odpadają straty związane z ruchem kół kierujących, o czym będzie mowa później. Ten typ urządzeń wielolinowych rozpowszechnił się bardzo w Szwecji. Łącznie z wykonaniem szybkościowym wież żelazobetonowych w deskowaniu ślizgowym daje to pokaźne oszczędności inwestycyjne.

W urządzeniach o parzystej ilości lin wykonuje się zasadniczo połowę lin prawo- i połowę lewoskrętnych. Dzięki temu nie ma nacisku bocznego na prowadniki, który w urządzeniach średniej wielkości wynosi około 100 kg na każdej klatce, co daje łączny opór ruchu wynoszący około 80 kg i boczne zużywanie prowadników.

Arytmetyczny rozkład obciążeń nie daje wcale zmniejszenia łącznej siły zrywającej wszystkie liny. Te elementy urządzenia, które muszą być na taką siłę obliczone, wypadają tak samo ciężkie jak w urządzeniach jednolinowych. Są to części urządzenia bardzo pokaźne. Należy do nich wieża, łożyskowanie kół kierujących, wał i łożyskowanie koła pędnego. Samo koło pędne, jakkolwiek mniejsze w średnicy, wypada jednak znacznie szersze, a wieńce hamulcowe ze względu na naciski jednostkowe szczepek muszą mieć wymiary takie jak w urządzeniu jednolinowym.

Wielolinowość z arytmetycznym rozdziałem obciążenia jest rozwiązaniem nadającym się szczególnie dla szybów głębokich. Duża sprężystość lin jest warunkiem prawidłowego rozkładu obciążeń bez osobnych urządzeń wyrównawczych. Być może, że w płytkich szybach trudności okazałyby się większe niż w głębokich, gdyby zastosować tam zawieszenie bez wyrównania. Z drugiej strony należy także pamiętać o tym, że głębokości, przy których trudno wyjść z jedną liną, są o wiele większe, jeśli przepisy uwzględniają większą pewność lin długich wynikłą z dużej elastyczności ich i dopuszczają stosowanie współczynników pojemności albo też mniejszego zapasu pewności dla lin długich. Znane przykłady wykonań wskazują, że przy odpowiedniej tolerancji przepisów można osiągać głębokości nawet zbliżone do 2000 m za pomocą jednej tylko liny o średnicy wcale

nie przesadnie dużej. W kopalni Champion Reef w Indiach szyb Gifford ma głębokość 2000 m, a łączny ciężar urobku wraz z naczyniem wydobywczym wynosi 9300 kG. Wydobywanie jest jednostopniowe za pomocą liny o średnicy 47,8 mm, o stałym przekroju, wykonanej ze stali o wytrzymałości 210 kG/mm². Zapas pewności w linie jest w tym przypadku niższy niż spotykane u nas zapasy, bo wynosi tylko około 6 dla liny nowej, a 5,1 w końcowym stanie zużycia. Przy zachowaniu przepisów obowiązujących na naszym terenie, w Związku Radzieckim i na terenie Niemiec 1000 m stanowi praktyczną granicę normalnych urządzeń jednolinowych. Dziedzina zastosowania kół pędnych wielolinowych o arytmetycznym rozdziale obciążenia są w każdym razie głębokości takie, gdzie statyczne wyrównanie momentów pochodzących od lin nośnych za pomocą dolnych lin wyrównawczych jest konieczne.

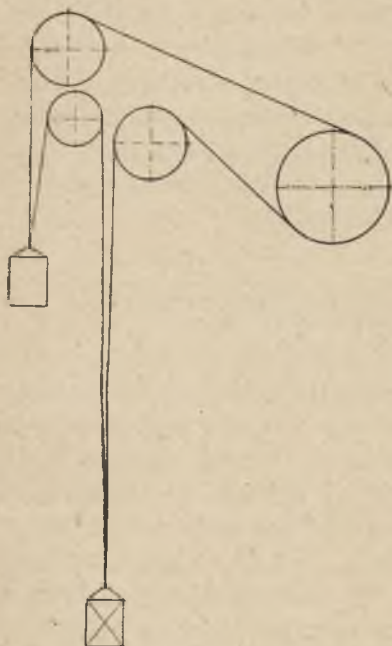
3. Urządzenia wielolinowe z funkcjonalnym rozdziałem obciążeń

Konieczność precyzyjnego zachowania jednakowych średnic nawinięcia dla wszystkich lin układu wielolinowego omówionego poprzednio wynika stąd, że wszystkie żłobki linowe w tym układzie są związane ze sobą sztywnie na jednym wieńcu koła. Nie jest to jednak warunkiem koniecznym. Żłobki dla poszczególnych lin można wykonać na oddzielnych wieńcach, a poszczególnym linom dać różne zadania do spełnienia. Rozdział obciążenia da się przeprowadzić w ten sposób, że jedna część lin dźwiga ciężar martwy, a druga — ciężar użyteczny. W takim razie jest to rozdział obciążeń, który można nazwać funkcjonalnym. Idąc po linii nomenklatury przyjętej w budowie kolejek linowych, liny przenoszące ciężary martwe można nazwać nośnymi w odróżnieniu od lin ciągnących wykonujących użyteczną pracę podnoszenia urobku. Ponieważ maszyna wyciągowa ma zadanie wykonać tylko pracę użyteczną, więc w takim układzie można odciążyć ją od obciążeń ciężarami martwymi, uzyskując o wiele większą lekkość organu pędnego, wału, łożysk i zastrzału wieży niż w układzie o arytmetycznym rozdziale obciążeń. Zamierzony rozkład winien być zachowany trwale w sposób pewny, bez skomplikowanych urządzeń do tego celu i samoczynnie.

Rysunek 8 przedstawia zasadę urządzenia o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń. Różnica napięć liny ciągnącej po obu stronach organu pędnego równa jest ciężarowi użytecznemu zwiększonemu o składnik dynamiczny i opory oraz ciężar własny obu lin, jest więc dokładnie równa różnicy napięć w układzie jednolinowym z liną wyrównawczą. Stosunek napięć jest jednak znacznie większy, bo ciężary martwe naczyń wydobywczych nie obciążają liny ciągnącej. W tym układzie trudno byłoby otrzymać wartość współczynnika udźwigu $e^{\mu a}$ tak wielką, aby możliwe

było zastosowanie do napędu koła pędnego zamiast bębna. W najprostszym przypadku, przedstawionym na schemacie, ten układ nadaje się tylko do urządzenia bębnowego.

Rozdział obciążenia w sposób zamierzony można przeprowadzić na różne sposoby, nie uciekając się do stosowania jakichkolwiek nowych i nie wypróbowanych elementów zawieszenia naczyń wydobywczych. Najprostszy sposób widoczny jest na rysunku 9.



Rys. 8. Schemat zawieszenia z funkcjonalnym wyrównaniem

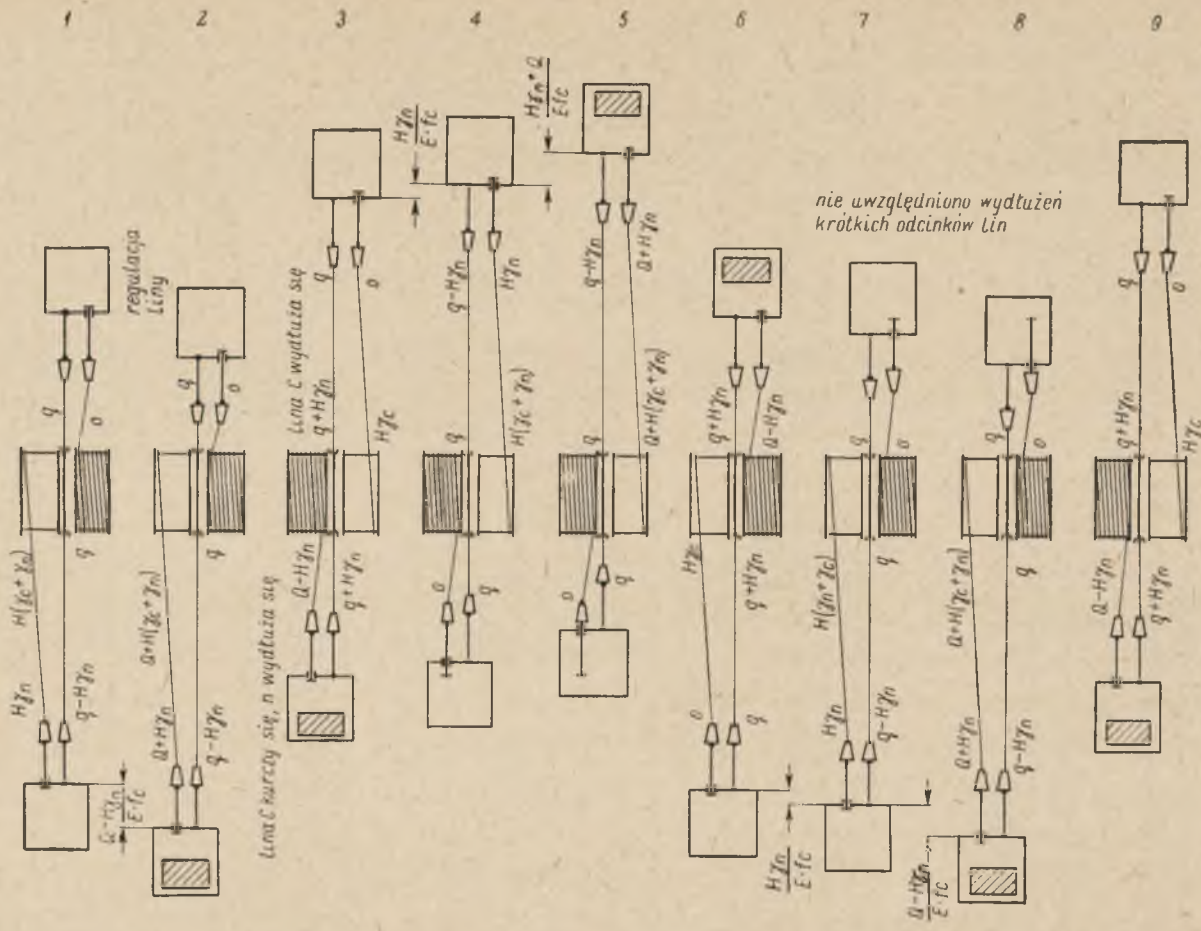
zgrubieniem trzona a głowicą był pewien choćby nieduży luz. Wówczas cały ciężar martwy pustej klatki przenosi lina nośna, a napięcia jej po obu stronach luźno umieszczonego koła kierującego muszą być sobie równe. Tym sposobem lina ciągnąca klatkę pełną w podszybiu jest odciążona od ciężaru martwego samej klatki i wozów. Regulacje obciążeń obu lin można przeprowadzić w ten sposób, że wraz z klatką lina nośna przenosi również ciężar pustych wozów, tak że na linę ciągnącą przypada tylko ciężar samego urobku, zwiększony o ciężar własny lin. W różnych chwilach cyklu podnoszenia trzon złączony z liną ciągnącą przesuwa się względem głowicy klatki, co widać jasno na rysunku 9, na którym podano również obciążenia statyczne poszczególnych gałęzi lin. Przy tym oznaczono:

H — głębokość wydobywania,

Q — ciężar użyteczny,

q — ciężar martwy naczynia wydobywczego,

bowianych elementów zawieszenia naczyń wydobywczych. Najprostszy sposób widoczny jest na rysunku 9. Naczynia wydobywcze zawieszane są na dwu linach. Koło kierujące liny nośnej i bębny lin ciągnących w tym schemacie mają wspólną oś, choć nie jest to koniecznością i można umieścić je także w różnych osiach. Zaciski liny nośnej połączone są z uchami związanymi sztywnie z głowicami naczyń wydobywczych, zaciski lin ciągnących połączone są z trzonami znanej budowy, przesuwными w głowicach. Te ostatnie leżą luźno na zgrubieniu trzonów. Zaciski pozwalają regulować długości lin, tak jak to jest ogólnie przyjęte w budowie urządzeń wyciągowych. W stanie początkowym przedstawionym na figurze 1 rysunku 9 długość liny ciągnącej po stronie górnej pustej klatki należy wyregulować tak, aby ta lina nie przenosiła obciążenia, tj. aby między



Rys. 9. Zawieszenie z linią nośną utwierdzoną sztywnie i linią wyrównawczą na trzonie ruchomym

- γ_c — ciężar metra liny ciągnącej,
 γ_n — „ „ „ „ nośnej,
 f_c — przekrój liny ciągnącej,
 f_n — „ „ „ „ nośnej,
 E — moduł sprężystości.

Jest rzeczą oczywistą, że opory i składnik dynamiczny obciążają dodatkowo linę ciągnącą, zwiększając o całą swoją wartość jej napięcie po stronie podnoszonej. W następstwie tego największe przesunięcie trzona względem głowicy wyniesie

$$\left(Q + H\gamma_n + \frac{a}{g} \Sigma C\right) \frac{H}{E f_c},$$

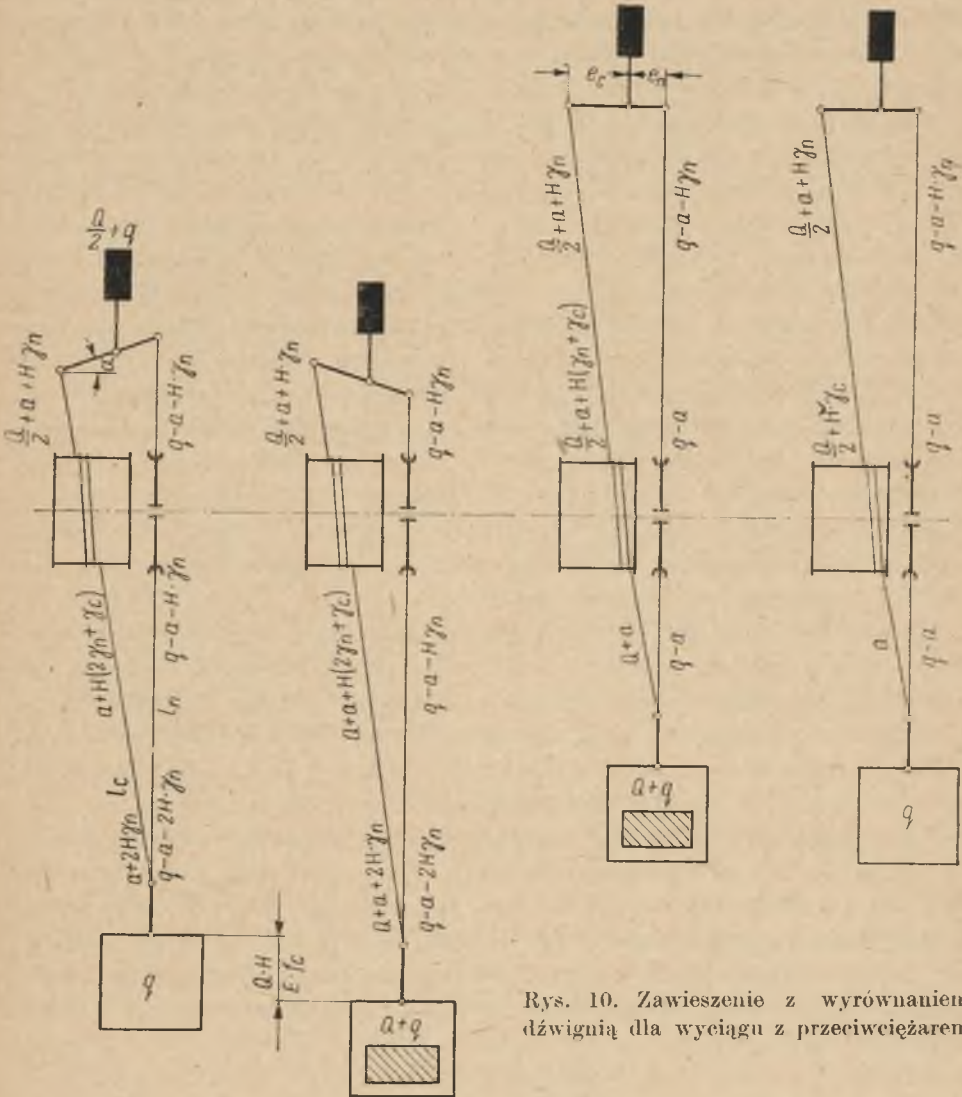
przy czym a oznacza przyspieszenie, ΣC — sumę ciężarów części ruchomych. Ze względów konstrukcyjnych to przesunięcie nie może być zbyt wielkie. Stąd wynika ograniczenie głębokości, do których można zastosować takie urządzenia.

Innym rozwiązaniem układu wielolinowego o funkcyjnym rozkładzie obciążeń jest urządzenie, którego schemat przedstawia rysunek 10. Jest to wyciąg z przeciwcieżarem. Przeciwcieżar zawieszony jest na dźwigni. Liny na klatce umocowane są nieruchomo. Dla kompensacji trwałych wydłużeń obu lin wystarcza regulacja tylko jednego końca jednej liny, a więc np. końca liny nośnej po stronie przeciwcieżaru. Ponadto, jak to widać ze schematu, lina nośna oraz lina ciągnąca po stronie przeciwcieżaru mają stałe niezmiennie napięcia, a zmienne wydłużenie liny ciągnącej klatkę kompensowane jest wychyleniem dźwigni i nie zakłóca przepisanego rozdziału obciążeń. Dźwignia może mieć dobrą sprawność pożądaną dla osiągnięcia wymaganej czułości urządzenia, gdyż długość jej może być dostatecznie duża, a ciężar własny nie jest przeszkodą, bo odlicza się od ciężaru potrzebnego do zrównoważenia drugiej strony wyciągu. Tym sposobem dźwignia nie wpływa na sumę ruchomych ciężarów wyciągu, a zaczep lin na klatce może polegać na sztywnych uchach, a więc może być ogromnie prosty i lekki. W układzie z dźwignią naciągi liny nośnej i ciągnącej po stronie przeciwcieżaru są zawsze jednakie niezależnie od stopnia załadowania klatki, bo stosunek ich zależy od długości ramion dźwigni, jest więc niezmienny. Ponieważ obciążenie liny nośnej jest stałe, więc wychylenia dźwigni i ruchy koła kierującego względem bębna zależą tylko od obciążeń i wydłużeń liny ciągnącej i są łatwo uchwytnie liczbowo. Początkową regulację można przeprowadzić dobierając kąt wychylenia dźwigni α liczony od poziomu z warunku:

$$\frac{Q}{f_c} \cdot \frac{l_c}{E} = 2(e_n + e_c) \sin \alpha,$$

gdzie e oznacza ramię dźwigni, wskaźnik e odnosi się do liny ciągnącej, n — do liny nośnej. Przy spełnieniu tego warunku wychylenia dźwigni w obie strony będą jednakowe.

Oba powyższe przykłady rozwiązania układu o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń nie wyczerpują możliwości rozwiązań, których jest wiele.



Rys. 10. Zawieszenie z wyrównaniem dźwigni dla wyciągu z przeciwcieżarem

Również nie ma konieczności wykonywania liny nośnej i ciągnącej jako lin pojedynczych. Można rozdzielić je na kilka lin celem dalszego zmniejszenia średnic. Jeśli stosunek obciążenia liny w urządzeniu jednolinowym do

obciążenia pojedynczej liny ciągnącej wynosi n , to jej średnica oraz średnica nawinięcia zmniejsza się co najmniej w stosunku \sqrt{n} . Ze względu na lepszą sprawność oraz mniejszy dopuszczalny stosunek średnic wartość tę można nawet przekroczyć, nie pogarszając przez to warunków pracy i bezpieczeństwa urządzenia. Oprócz zysku na średnicy nawinięcia w urządzeniach z funkcjonalnym rozkładem obciążeń zmniejsza się także n -krotnie statyczne obciążenie na maszynę i w tym samym stosunku zmniejsza się także siła zrywająca linę działająca na wyciąg w razie zaczepienia naczynia wydobywczego w szybie lub uderzenia o belki odbojowe na wieży. Ponieważ na siłę zrywającą liczy się części wyciągu tak wielkie jak wieża, wał maszyny i koła kierujące z ich podparciem, więc można tą drogą osiągnąć okazałe oszczędności inwestycyjne. Zmniejsza się również czynna powierzchnia bębna. Zachowując wszystkie zalety urządzenia bębnowego można osiągnąć jego lekkość taką, jaką ma jedno- lub wielolmowe koło pędne. Przepisy dopuszczają mniejszy zapas pewności liny dla urządzeń bębnowych niż dla kół pędnych, co jest okolicznością bardzo korzystną dla urządzeń z funkcjonalnym rozkładem obciążeń. Trafia się obecnie, że koła pędne znajdują zastosowanie także i do płytkich szybków, ze względu na swą prostotę i lekkość. Ta lekkość jest jednak korzyścią względną, bo naczynia wydobywcze i sama lina muszą być w takim wypadku cięższe, niż tego wymagają warunki wytrzymałości i przepisy. Funkcjonalny rozdział obciążeń stwarza w takich wypadkach możliwość osiągnięcia jeszcze większej lekkości całego urządzenia przy zastosowaniu bębna i bardzo cienkiej i gospodarczo korzystnej liny.

Sprawa zerwania liny w razie uderzenia klatki o belki odbojowe wymaga jeszcze pewnej analizy i ewentualnych doświadczeń, których na razie brak dla tego rodzaju urządzeń. Nie ulega jednak wątpliwości, że narażona na zerwanie jest lina ciągnąca. Praca sprężystego odkształcenia krótkiego odcinka liny między klatką uderzającą w belki a bębniem może być zbyt mała, by przejąć całą energię kinetyczną mas ruchomych. Inaczej jest jednak z liną nośną. Na nią mogą działać tylko siły zrywające wynikające z energii kinetycznej klatki schodzącej w dół, którą amortyzuje odkształcenie liny nośnej na całej jej długości. W razie zaczepienia jednej klatki w szybie największe obciążenie liny nośnej będzie wtedy, gdy jest to klatka idąca w górę. Wtedy cała energia kinetyczna klatki idącej w dół wywoła odkształcenie sprężyste liny. Oznaczając je przez λ otrzymuje się:

$$\frac{qv^2}{2g} + q\lambda = \frac{\lambda\sigma f_n}{2},$$

jednakże w wypadku osiągnięcia granicy sprężystości musiałoby być

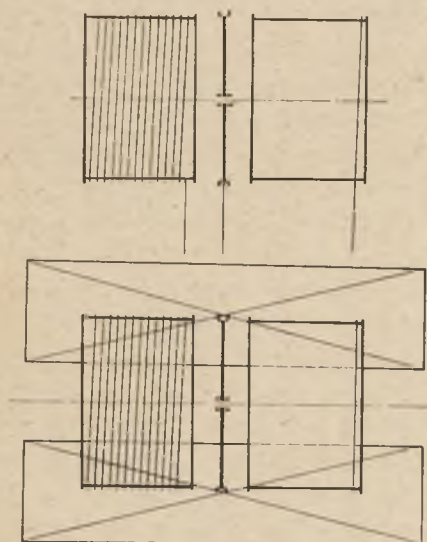
$$\sigma = n \frac{q}{f_n},$$

gdzie n jest zapasem pewności w linie nośnej oraz

$$\lambda = \frac{\sigma \cdot l}{E},$$

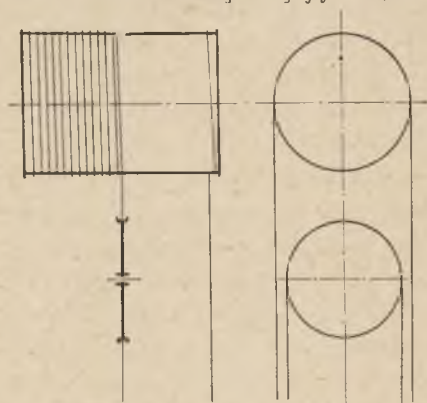
co po wstawieniu przeciętnych wartości na n , σ oraz E pozwala obliczyć krytyczną prędkość, przy której energia kinetyczna i praca ciężkości klatki idącej w dół wystarczą do osiągnięcia granicy sprężystości liny. Ponieważ krytyczna prędkość przy uderzeniu potrzebna do zerwania liny przeciętnego urządzenia wyciągowego wynosi $v = \sqrt{l}$, a długość liny nośnej jest zawsze większa od głębokości wydobywania H , natomiast maksymalna prędkość klatki jest znacznie mniejsza od \sqrt{H} , więc zerwanie liny nośnej przy

umieszczenie na wieży maszyny dwubębnowej



Rys. 11. Schemat wyciągu z bębniem na wieży

umieszczenie na wieży maszyny jednobębnowej



Rys. 12. Schemat wyciągu z bębniem na wieży

uderzeniu o belki odbojowe jest wykluczone. W razie zerwania liny ciągnącej z innej przyczyny niż zaczepienie klatki, lina nośna nie narażona na tak gwałtowne szarpnięcie przejmuje na siebie obciążenie urobkiem, o ile między kołem kierującym a bębniem wykonane jest proste urządzenie zderzakowe. Można stąd wyciągnąć wniosek, że funkcjonalny rozkład obciążeń zabezpiecza wyciąg lepiej niż spadochrony, które stają się zbędne w tych urządzeniach.

Bęben urządzenia o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń można umieścić nad szybem na wieży, jak to przedstawia rysunek 11 i 12. W tym

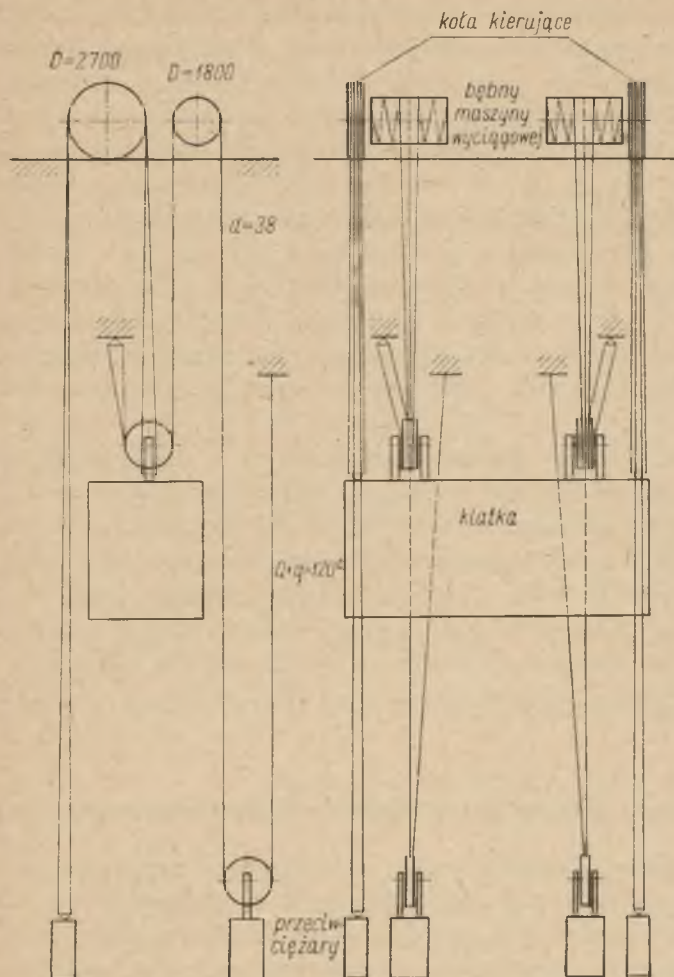
wypadku można w zupełności wyeliminować odginanie lin kołami kierującymi, podobnie jak to jest przyjęte w szwedzkich urządzeniach wielolinowych z kołami pędnymi na wieży. Problem odchyłki liny nie jest trudny do rozwiązania. Koło liny nośnej można umieścić tak, że obie gałęzie tej liny przebiegają stale prawidłowo, dokładnie w linii pionowej nad zaczepami klatek. Liny ciągnące w miarę przesuwania się zwojów na bębnie odchylają się od położenia pionowego, ale te odchyłki biorąc praktyczne warunki i rozmiary bębna nigdy nawet nie dojdą do dopuszczalnej granicy $1^{\circ} 30'$, a to ze względu na stosunek szerokości bębna do głębokości szybu. Koło kierujące liny nośnej może być umieszczone w środku między dwiema połówkami bębna, obok niego, albo też ponad lub pod bębniem.

Bardzo charakterystycznym przykładem rozwiązania wielolinowego jest wykonany przez firmę Asea dla kopalni rudy w Kirunie i uruchomiony tamże wyciąg o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń, który podnosi klatkę z ładunkiem rudy na niedużą wysokość 70 m. Klatka waży 37 t, pusty wóz 33 t, ładunek rudy 50 t. Łączny ciężar 120 t zrównoważony jest częściowo przeciwcieżarem 82 t. Schemat układu przedstawia rysunek 13. Ciężar pustej klatki zrównoważony jest dwoma przeciwcieżarami zawieszonymi każdy na 2 linach nośnych. Cztery liny ciągnące nawijają się na dwa bębny umieszczone nad szybem, o średnicy 1,8 m. Każda z tych lin ma jeden koniec utwierdzony w szybie, drugi na bębnie, a przewija się przez krążek nad klatką. Ciężar wozu i znaczna część ładunku jest zrównoważona dwoma przeciwcieżarami podwieszonymi na dalszych dwu linach utwierdzonych podobnie jak liny ciągnące jednym końcem trwale w szybie, a drugim na bębnie. Tym sposobem pracuje w sumie 10 lin. Klatka z ładunkiem wisi na 12 przekrojach lin nośnych i ciągnących, a przeciwcieżary na 8 przekrojach. Koła kierujące lin nośnych przeciwcieżarów klatki mają średnice 2,75 m, większe od średnic bębnow ze względu na konieczność zachowania potrzebnych odstępów.

Głębokość, do jakiej można zastosować układ o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń wg rysunku 8, ograniczona jest podstawowym warunkiem, aby ciężar długości liny zwisającej w szybie nie przeważał ciężaru pustej klatki w nadszybiu. Musi więc być w każdym razie $q > H\gamma_n$. Ponieważ

$$f_n \cdot \frac{R_r}{n} = q$$

więc dla $R_r = 16000$ i $n = 8$ przy uwzględnieniu $|f_n| = |\gamma_n|$ wynika $H_{\max} = 2000$ m, a zatem teoretycznie dopuszczalna głębokość leży znacznie powyżej tych granic głębokości, które wchodzi w rachubę w naszym zagłębiu. Zachodzi tu jednak inna okoliczność nie dopuszczająca zastosowania tego układu dla tak dużych głębokości. Liny ciągnące muszą



Rys. 13. Schemat wyciągu w Kirunä

przenosić obciążenie wynoszące z początku podnoszenia $Q + H(\gamma_c + \gamma_n)$. Ponieważ liny nośne trzeba liczyć na obciążenie $q + H\gamma_n$, jak to wynika z rysunku 9, a więc przy dużych wartościach $H\gamma_n$ zysk na łącznym przekroju lin w stosunku do układu jednolinowego z kołem pędnym przepadłby, a nawet mogłaby powstać konieczność użycia lin o większym przekroju niż w układzie jednolinowym. Z tego powodu można uważać, że układy wielolinowe o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń i bez liny wyrównawczej nadają się szczególnie dla płytkich i średnich szynbów. Biorąc w praktycznym przykładzie $Q = 4500$ kG, $q = 5500$ kG, $H = 250$ m, otrzymuje się potrzebny przekrój liny nośnej wg tabeli lin znormalizowanych $f_n = 2,29$ cm² i średnicę $\varnothing 25$ mm, co przy materiale o wytrzymałości 160 kG/mm² daje ogólną wytrzymałość liny 36 640 kG i stopień pewności

6,65. Lina ciągnąca taka sama jak nośna, obciążona siłą $Q + H\gamma_c + H\gamma$ przy $\gamma_c = \gamma_n = 2,2$ kG/m wykazuje zapas pewności 6,52-krotny. Analogiczne urządzenie jednolinowe wymagałoby liny o średnicy $\varnothing 34$ mm, ogólnej wytrzymałości 69 200 kG i ciężarze 4,1 kG/m, która wykazałaby pewność 6,74-krotną. Widać stąd, że przy prawie tym samym zapasie pewności łączny ciężar obu lin układu dwulinowego byłby tylko o 75 kG większy od liny pojedynczej. Różnica na niekorzyść układu dwulinowego jest więc nieistotna w zestawieniu z korzyściami wynikającymi z mniejszej średnicy lin. Różnica ta zniknie zupełnie, jeśli dla liny nośnej zastosuje się zapas pewności 5-krotny, jak to jest przyjęte dla lin wyrównawczych. Wówczas można osiągnąć łączny ciężar liny nośnej i ciągnącej nawet mniejszy od ciężaru liny pojedynczej zwykłego jednolinowego układu.

W przedstawionym powyżej układzie wielolinowym o funkcjonalnym rozdziale obciążeń można z korzyścią zastosować dolną linę wyrównawczą. W tym przypadku rozkład obciążeń na obie liny jest korzystniejszy, bo lina nośna przejmuje na siebie całe obciążenie wynikające z ciężaru dolnej liny wyrównawczej i napięcie po obu stronach koła kierującego jest stałe, niezależnie od położenia klatek równe $q + H\gamma_n$. Lina ciągnąca przenosi obciążenie statyczne nie większe niż $Q + H\gamma_c$. Tym sposobem suma przekrojów obu lin odpowiada ściśle przekrojowi liny odpowiedniego wyciągu jednolinowego.

4. Urządzenia wielolinowe z górnymi linami wyrównawczymi i przeciwcieżarami

Rysunek 14 przedstawia schematycznie urządzenie z wyrównaniem za pomocą przeciwcieżarów i lin wyrównawczych nawijających się na bobiny umieszczone na wieży i obracające się luzem, systemu prof. Jelańczyka. Bęben liny ciągnącej może być umieszczony na wieży podobnie jak w urządzeniach omówionych poprzednio albo też w poziomie terenu, a wówczas na wieży umieszcza się koła kierujące dla tej liny. Lin wyrównawczych jest cztery, po dwie dla każdej klatki. Dwie bobiny dla każdej pary lin związane są z sobą sztywnie, ale obracają się obie razem luzno, a liny nałożone są w ten sposób, że podczas nawijania się liny z przeciwcieżarem odwija się lina złączona z klatką i na odwrót. Muszą to być liny płaskie, podobne zresztą do dolnych lin wyrównawczych w zwykłych urządzeniach wyciągowych, które bardzo często są płaskie. Przeciwcieżar działając na ramieniu odpowiadającym promieniowi nawinięcia odciąża linę ciągnącą od ciężaru martwego pustego naczynia wydobywczego i równoważy ciężar własny liny wyrównawczej związanej z klatką. Odciążenie od ciężaru martwego nie może być zupełne, aby nie zaszło niebezpieczeństwo podciągnięcia pustej klatki z podszybia do góry samym

tylko działaniem przeciwcieżaru. Dla bezpieczeństwa przyjmuje się tylko $0,9 q$ i ciężar własny liny wyrównawczej $H\gamma_w$ jako zrównoważone ciężarem C .

Oznaczając przez a stosunek największego promienia nawinięcia liny na bobinie do promienia najmniejszego otrzymuje się według szkicu 14 dla klatki pełnej na dole:

$$0,9 q + H\gamma_w = aC. \quad (1)$$

Aby osiągnąć z początkiem jazdy zupełne wyrównanie polegające na tym, że silnik wykonuje pracę podnoszenia samego tylko ciężaru użytecznego, musi być po stronie klatki pustej

$$q - (H\gamma_w + C) \frac{1}{a} = 0,1 q + H\gamma_c$$

albo

$$0,9 qa = H\gamma_c a + H\gamma_w + C. \quad (2)$$

Jeśli warunki 1 i 2 są spełnione, to wyrównanie będzie zupełne w czasie całego wyciągu, bo według rys. 14 z końcem podnoszenia winno być:

$$q - (H\gamma_w + c) \frac{1}{a} = q + H\gamma_c + H\gamma_w - aC;$$

wprowadzając w powyższe równanie wartość aC z równania (1) otrzymuje się właśnie warunek (2). Wynika stąd, że warunki na wyrównanie z początkiem i z końcem są jednakowe, jeśli zatem układ wybrany jest tak, że czyni zadość równaniom (1) i (2), moment statyczny w czasie całego wyciągu wynosi stale QR , a obciążenie liny ciągnącej zawarte jest w granicach $Q + 0,1 q + H\gamma_c$ z początkiem i $Q - 0,1 q - H\gamma_w$ z końcem podnoszenia. Znalezienie wartości a i C z powyższych równań wymaga znajomości wielkości q, H, γ_c i γ_w . Te dwie ostatnie można zastąpić wielkościami σ, H, Q , i f_c gdyż:

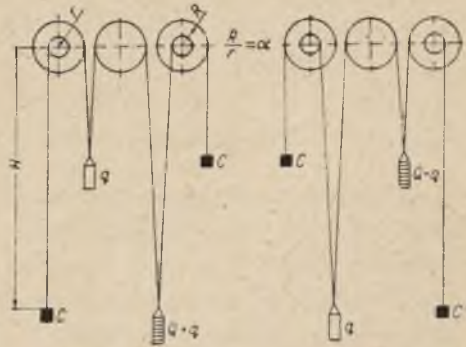
$$f_c \sigma = Q + 0,1 q + H\gamma_c,$$

uwzględniając zaś

$$|f_c| \approx |\gamma_c|$$

otrzymuje się

$$\gamma_c = \frac{Q + 0,1 q}{\sigma - H}.$$



Rys. 14. Schemat wyciągu systemu prof. Jelańczyka z bobinami wyrównawczymi na wieży i linami wyrównawczymi idącymi górą

przyjmując takie same naprężenia dla liny przeciwcieżaru jak dla roboczej jest

$$\gamma_w = \frac{aC}{\sigma} = \frac{0,9 q}{\sigma - H},$$

a stąd wstawiając powyższe wartości w poprzednie równania:

$$0,9 q \cdot \frac{\sigma}{\sigma - H} = aC \quad (3)$$

oraz

$$[0,9 q \sigma - H(Q + q)] a = 0,9 Hq + (\sigma - H) C. \quad (4)$$

Dwa ostatnie równania pozwalają przy danych wartościach Q , q , H , σ określić a i C odpowiadające pełnemu wyrównaniu statycznemu w czasie całego wyciągu.

Dla wartości szczegółowych odpowiadających przykładom w poprzednim ustępie, a więc $Q = 4500$ kG, $q = 5500$ kg, $H = 250$ m otrzymuje się:

$$5520 = aC$$

oraz

$$4370a = 576 + C,$$

a stąd

$$C = 4640 \text{ kG}, \quad a = 1,186$$

oraz

$$f_c = 2,35 \text{ cm}^2 \quad \text{i} \quad f_w = 2,3 \text{ cm}^2.$$

Porównując te wyniki z przykładem wspomnianym powyżej, widać, że przekroje lin są niewiele różne od poprzednich. Jednakże jest obecnie 6 zamiast 4, a więc w sumie 50% więcej lin. Do tego dochodzą cztery bobiny i łączne masy ruchome w ruchu prostoliniowym oprócz lin $5500 + 5500 + 4500 + 4640 + 4640 = 24780$ kG, gdy tymczasem poprzednio było tylko $5500 + 5500 + 4500 = 15500$ kG. Różnica jest bardzo duża na niekorzyść urządzenia z bobinami. Zakładając w dalszym ciągu głębokości wydobywania $H = 1000$ m z pozostawieniem innych wielkości nie zmienionych, otrzymuje się $8500 = aC$ oraz $1340 a = 353 + C$, a stąd $C = 3220$ kG, $a = 2,64$,

$$f_c = 3,54 \text{ cm}^2, \quad f_w = 3,54 \text{ cm}^2,$$

gdy natomiast urządzenie jednolinowe przy tym samym zapasie pewności w linie wymagałoby przekroju $f = 7,1 \text{ cm}^2$. Łączne masy ruchome są w tym przykładzie cokolwiek mniejsze, jednak sumaryczny przekrój lin $2f_c + 4f_w = 21,24 \text{ cm}^2$ jest znowu bardzo duży w stosunku do urządzenia jednolinowego według poprzednich układów.

Jako zaletę urządzenia z luźnymi bobinami można podać tę jego właściwość, że wydłużenia sprężyste poszczególnych lin nie wpływają zupełnie na zamierzony rozkład obciążeń, który osiągnięty jest w sposób pewny, niezależny od staranności obsługi. Tej zalety nie wykazują inne systemy wielolinowe. Okupiona jest ona jednak cokolwiek zwiększonym sumarycznym przekrojem lin, których jest 6 zamiast 4, i koniecznością prowadzenia w szybie 2 dodatkowych mas. Te właśnie masy sprawiają, że łączny przekrój lin jest większy niż np. w układzie hanowerskim. W szybach płytkich niewątpliwie korzystniejsze są układy z funkcjonalnym rozkładem obciążeń opisane w poprzednim ustępie, odznaczające się ogromną prostotą i lekkością mas ruchomych.

Wraz ze zwiększającą się głębokością maleje wielkość przeciwcieżarów potrzebnych w układzie bobinowym oraz przekroje lin wyrównawczych i układ bobinowy zyskuje na swoich zaletach. Jednakże dla dużych głębokości staje się aktualny również i układ hanowerski, który ma zaletę dużej prostoty, mniejszej ilości części będących w ruchu i mniejszych mas ruchomych. Doświadczeń praktycznych z układem bobinowym brak jest na razie, a dopiero one mogą wykazać celowość takiego układu. Jeżeli jednak wchodzi w grę konieczność osadzania naczyń wydobywczego na podchwytach albo stosowanie wywrotnych klatek lub skipów, wówczas stosowanie układu hanowerskiego nie jest w ogóle możliwe, a układ bobinowy może w tych wypadkach stać się bardziej aktualnym. Trwałość lin płaskich nawijających się na bobiny będzie jednak zawsze mniejsza niż dolnych lin wyrównawczych i dlatego stosowanie współczynnika pewności 5 nie wydaje się dla tych lin wskazane.

5. Oszczędności ruchowe wynikające z usunięcia kół kierujących

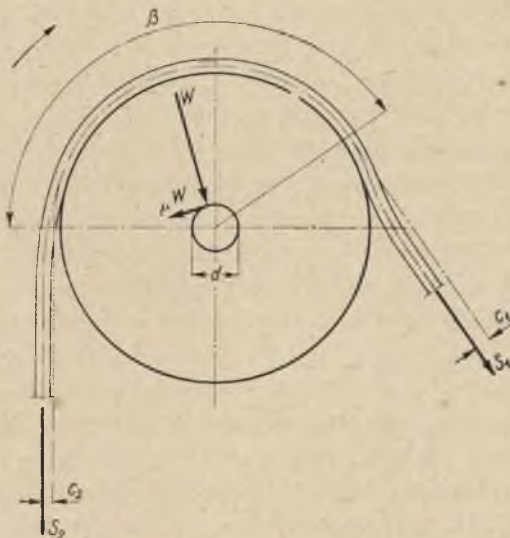
Opory ruchu kół kierujących są źródłem strat, które częstokroć ocenia się procentowo w stosunku do naciągu w linie. Takie przybliżenie może być dopuszczalne w większości przypadków przeliczeń, ale teoretycznie nie jest ściśle. Straty pochodzące od ruchu koła kierującego wynikają z oporów w łożyskach, ze sztywności liny, jej tarcia o złobek koła i oporów powietrza. Opór sztywności liny wynika z tarcia wewnętrznego i odkształceń plastycznych w linie przy zginaniu jej. Ponieważ do zgięcia liny potrzeba pewnej siły, więc układa się ona tak, jak to przedstawia rysunek 15. Takie układanie się liny można obserwować zarówno na kołach kierujących, jak i na kołach pędnych, zwłaszcza w chwilach rozruchu, kiedy to zjawisko nie jest jeszcze zakłócone bicowaniem liny. Gdyby nie było tarć i trwałych odkształceń w linie (jak np. w doskonale sprężystej pile taśmowej), odchyłki po obu stronach koła występowałyby na zewnątrz i nie byłoby strat wynikłych z nierówności momentów. Równowaga sił

działających na koło według szkicu 15 wyraża się równaniem:

$$S_1 \left(\frac{D}{2} - c_1 \right) = S_2 \left(\frac{D}{2} - c_2 \right) + \frac{\mu d}{2} W \sin \frac{\beta}{2}.$$

Popelniając nieznaczny błąd można przyjąć

$$W = S_1 + S_2 + K,$$



Rys. 15. Schemat oporów sztywności liny

gdzie K jest ciężarem koła. Stąd otrzymuje się:

$$S_1 = S_2 \frac{D + 2c_2 + 2\mu d \sin \frac{\beta}{2}}{D - 2c_1 - 2\mu d \sin \frac{\beta}{2}} + K \frac{\mu d \sin \frac{\beta}{2}}{D - 2c_1 - 2\mu d \sin \frac{\beta}{2}},$$

albo przyjmując prostsze oznaczenie:

$$S_1 = a S_2 + A.$$

Dzielność koła (bez uwzględnienia strat wentylacyjnych) określona stosunkiem napięć liny po obu stronach koła wynosi:

$$\eta = \frac{S_2}{S_1} = \frac{1}{a} \left(1 - \frac{A}{S_1} \right) = \frac{1}{a} \left(1 - \frac{A}{aS_2 + A} \right),$$

a zatem η zdąży do zera, jeśli S_2 dąży do zera, poza tym zaś jest od niego zależne, to znaczy

$$\eta = f(S_2)$$

i ściśle biorąc nie może być wyrażona w procentach siły S_2 . Przyjmując w konkretnym przykładzie:

$$\frac{C_1}{D} = \frac{C_2}{D} = 0,0025,$$

$$\sin \frac{\beta}{2} = 0,9239,$$

$$\mu = 0,05,$$

$$\frac{a}{D} = 0,05,$$

$$\frac{K}{S_1} = 0,05,$$

otrzymuje się

$$a = 1,0194,$$

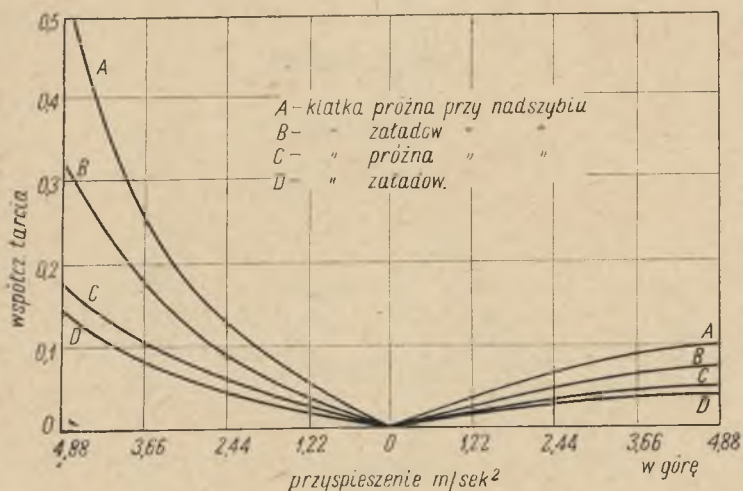
$$A = 0,002332,$$

$$\eta = 0,981.$$

Rachunek powyższy można by uzupełnić dodając w początkowym równaniu po oporach tarcia w łożysku jeden wyraz na opory wentylacyjne. Na razie brak danych doświadczalnych na określenie tych oporów, które prawdopodobnie nie są znikome ze względu na szybki ruch w przeciwnie strony kół położonych zazwyczaj blisko siebie na wieży. Wartość η wyliczona w powyższym przykładzie liczbowym odpowiada założeniom robionym najczęściej w obliczeniach strat, w których przyjmuje się stratę 2% siły dla koła na zwykłych łożyskach ślizgowych i bez uwzględnienia oporów powietrza. Giętkość liny, zastosowanie łożysk tocznych i ewentualnie konstrukcja dyskowa koła mogą umniejszyć te straty, które w rocznym bilansie ruchu szybowego bynajmniej nie są małe.

Duża bezwładność może być przyczyną poślizgów liny na kole kierującym i nadmiernego zużycia żłobków oraz liny. Znane są nawet takie przypadki, gdzie lina konstrukcji zamkniętej grzała się skutkiem tych poślizgów w tym stopniu, że musiano zwiększyć współczynnik tarcia przez dodanie drewnianej wykładziny żłobków, aby zapobiec poślizgom. O występowaniu poślizgów decyduje wielkość przyspieszenia, bezwładność koła, kąt opasania i współczynnik tarcia. Rysunek 16 przedstawia wykres sporządzony przez Perry'ego i Smitha. Na osi pionowej podane są minimalne wartości współczynnika tarcia potrzebnego dla zapobieżenia poślizgowi przy przyspieszeniach podanych na osi pionowej i w różnych chwilach ruchu. Wykres dotyczy urządzenia bez liny wyrównawczej. Dlatego krytycznym momentem ze względu na poślizg jest zbliżenie się

klatki do góry w okresie hamowania, bo wówczas napięcie w linie jest mniejsze i poślizg na odpowiednim kole najłatwiej możliwy. Lekka konstrukcja kół wykazuje tu swoje zalety. Przesadnie duży zapas materiału



Rys. 16. Wykres Perry'ego i Smitha

w wieńcu koła ze względu na zużycie żłobków może mieć wręcz przeciwny skutek niż zamierzony przez zwiększenie niebezpieczeństwa poślizgu i większe wycieranie żłobka. Należy tu uwzględnić jeszcze jedną okoliczność. Na straty w kołach kierujących ma wpływ również i odchyłka liny, która daje dodatkowe opory tarcia, ujawniające się niesymetrycznym zużyciem żłobków oraz dodatkową tendencją do kręcenia liny. Momenty kręcące liną przylegającą bocznie do wieńca przedstawia rysunek 17.



Rys. 17. Momenty kręcące wynikające z bocznego przylegania liny

Do wyżej wymienionych strat występujących stale w ruchu kół kierujących dochodzą jeszcze straty rozruchu i hamowania. Te straty zależne są od ciężaru kół i ich szybkości, a ich udział procentowy w zapotrzebowaniu energii zależy od głębokości szybu. W przeciętnym szybie o głębokości 400 m przy szybkości jazdy 12 m/s i ciężarze użytecznym 5000 kg oraz ciężarze zredukowanym obu kół 5000 kg praca rozruchu kół stanowi około 2% pracy użytecznej. Przy idealnym wybiegu bez użycia hamulców traci się co najmniej 0,2% tej pracy, a więc całkowita strata na rozruch i hamowanie kół wynosi 0,4%. W rzeczywistości tak idealnego ruchu nie da się osiągnąć i trzeba się liczyć ze stratą znacznie większą, około 1%.

Tym sposobem otrzymuje się łączną stratę energii wynikłą z ruchu kół kierujących równą około 5% całego zapotrzebowania energii. Co najmniej tak wielką oszczędność osiąga się usuwając koła kierujące, co jest możliwe w układzie wielolinowym z maszyną na wieży. Do tej oszczędności energetycznej dochodzi jeszcze poważna oszczędność na linach, które zużywają się mniej, gdyż pracują w korzystniejszych warunkach gnąc się tylko jeden raz w czasie każdego wyciągu i zawsze w tę samą stronę.

6. Wnioski

Układy wielolinowe o arytmetycznym rozkładzie obciążeń nadają się do szybów o dużych głębokościach, tam gdzie zastosowanie zwykłych bębnow prostych jest niemożliwe.

Układy o funkcjonalnym rozkładzie obciążeń nadają się szczególnie dobrze do małych głębokości i umożliwiają ustawienie bębnow na wieży.

Oba rodzaje urządzeń dają duże oszczędności inwestycyjne i ruchowe oraz zwiększone bezpieczeństwo. Umożliwiają obniżenie wysokości wieży, usunięcie zastrzału, zaprojektowanie estetycznej sylwetki nowej kopalni oraz znaczne zmniejszenie mas ruchomych wyciągu.

Sama tylko oszczędność ruchowa na zużyciu energii wynikła z usunięcia kół kierujących może przekraczać 5% całego zapotrzebowania energii.

Ustawienie maszyny napędowej na wieży w układzie wielolinowym sprzyja szczególnie dobrze zastosowaniu przewodników linowych i osiągnięciu przez to dużych oszczędności materiałowych oraz spokojny bieg klatek, przyczyniający się do zwiększenia trwałości i pewności ruchu lin.