GÓRNICTWO z. 33

JERZY ANTONIAK

P.3351/68

BADANIA TEORETYCZNE I RUCHOWE ROZKŁADU OBCIĄŻENIA NA LINY NOŚNE W UKŁADACH WYCIĄGOWYCH WIELOLINOWYCH

POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYT NAUKOWY Nr 225 – GLIWICE 1968

SPIS TREŚCI

Str.

1. Wstęp 3
2. Teoretyczny rozkład obciążenia na liny nośne w urządzeniu wyciągowym wielolinowym z zawiesiem w kształcie dźwigni kątowych przy uwzględnieniu podatności liny i wykładziny . . 4
   2. 1. Zagadnienia równowagi statycznej zawiesia w kształcie równoramiennych dźwigni kątowych z uwzględnieniem oporów tarcia czopowego 4
   2. 2. Wzajemne przemieszczenia końców lin dla przypadku zawiesia kątowego 12
   2. 3. Wzajemne przemieszczenia końców lin w kolejno po sobie następujących wyciągach 23
   2. 4. Mechanizm wyrównania obciążeń lin nośnych za udziałem dźwigni kątowej i sprężystości układu lina-wykładzina . 32
3. Teoretyczny rozkład obciążenia na liny nośne sztywno zamocowane do głowicy naczynia przy uwzględnieniu podatności liny i wykładziny 37
   3. 1. Wyrównanie naciągów lin w układach dwulinowych . . 37
   3. 2. Rozkład obciążenia na liny nośne w zależności od dokładności wykonania wielkości D_b, L, A, c_n, c_s 47
   3. 3. Rozkład obciążenia na liny nośne w układach wielolinowych 54
4. Przypadki granicznej równowagi sił na łuku opasania . . 59
5. Badania ruchowe przeprowadzone na urządzeniach przemysłowych 63
   5. 1. Cel badań 63
   5. 2. Urządzenia wyciągowe na których przeprowadzono pomiary i obserwacje 65
   5. 3. Radiotelemetryczny pomiar sił wzdłużnych występujących w czterech linach nośnych podczas pracy urządzenia wyciągowego 65
      5. 3. 1. Metoda pomiaru 65
      5. 3. 2. Wyniki pomiaru 68
   5. 4. Metoda i wyniki pomiarów obrotu dźwigni kątowych zawiesi czterolinowych 75
   5. 5. Badania przebiegu przemieszczeń zmiennych wykładzin oraz przesunięć liny względem wykładziny na łuku opasania powstałych podczas ruchu bębna pędnego . . . 80
   5. 6. Uzupełniające badania ruchowe i laboratoryjne . . 88
6. Analiza i dyskusja wyników przeprowadzonych badań . . 90
   6. 1. Wpływ sprężystości układu lina-wykładzina na prędkość ruchu lin różnie obciążonych po obu stronach napędu ciernego 90
   6. 2. Zagadnienia symetrii rozkładu obciążenia na liny po obu stronach urządzenia wyciągowego 94
   6. 3. Wpływ procesów dynamicznych zachodzących w układzie wyciągowym na wyrównanie naciągów lin . . ł. . 97
7. Podsumowanie 102
8. Literatura 104
9. Streszczenia obcojęzyczne 109

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 225

JERZY ANTONIAK

P.3351/68

POLITECHNIKA ŚLĄSKA BIBLIOTEKA CZYTELNIA

BADANIA TEORETYCZNE I RUCHOWE ROZKŁADU OBCIĄŻENIA NA LINY NOŚNE W UKŁADACH WYCIĄGOWYCH WIELOLINOWYCH

PRACA HABILITACYJNA Nr 78

Data otwarcia przewodu habilitacyjnego 22. V. 1968 r.

GLIWICE 1968

REDAKTOR NACZELNY ZESZYTÓW NAUKOWYCH
POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Fryderyk Staub

REDAKTOR DZIAŁU

Jerzy Nawrocki

SEKRETARZ REDAKCJI

Tadeusz Matula

PJ 217168

Dział Nauki — Sekcja Wydawnictw Naukowych — Politechniki Śląskiej
Gliwice, ul. Konarskiego 23

Nakł. 200+25 Ark. wyd. 4,8 Ark. druk. 7,2 Papier offsetowy kl. III, 70x100, 80 g
Oddano do druku 30. 5. 1968 Podpis. do druku 18. 6. 1968 Druk ukończ. w czerwcu 1968
Zam 1007 29. 5. 1968 K-23 Cena zł 6,—

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

1. WSTĘP

W ramach rozwoju transportu szybowego w polskim górnictwie duże znaczenie przypisuje się budowie urządzeń wyciągowych wielolinowych, które w najbliższym okresie czasu będą stanowiły poważny procent ogólnej liczby wyciągów pionowych. Wraz ze zwiększaniem głębokości szybów wydobywczych i ich przelotności przewiduje się budowę maszyn wyciągowych o mocach do 6000 kW.

W wyciągach wielolinowych o napędach cierno-linowych znane jest zjawisko nieprawidłowego rozkładu obciążenia na poszczególne liny pracujące w układzie równoległym. Zjawisko to jest uwarunkowane przede wszystkim różnymi właściwościami mechanicznymi i długościami założonych lin bądź niejednakowymi zmianami tych parametrów zachodzącymi podczas pracy urządzenia i różnicami średnic nawojowych bębna pędnego. Zagadnienie rozkładu obciążenia na liny wiąże się ściśle z bezpieczeństwem pracy układu wyciągowego, z doborem odpowiednich materiałów na wykładziny bębna pędnego a także z budową, eksploatacją i trwałością lin. W ostatnich latach problem ten był przedmiotem prac naukowych [1, 9, 10, 11, 22, 30, 31, 32, 33, 37, 43 i 44], jednak do chwili obecnej zagadnienie to nie doczekało się opracowania teoretycznego ujmującego w sposób zadowalający zależność pomiędzy zmianą rozkładu obciążenia na liny w funkcji głębokości szybu a podstawowymi parametrami układu: naczynie pierwsze - zawiesie - liny - wykładziny i bęben pędny - liny - zawiesie - naczynie drugie.

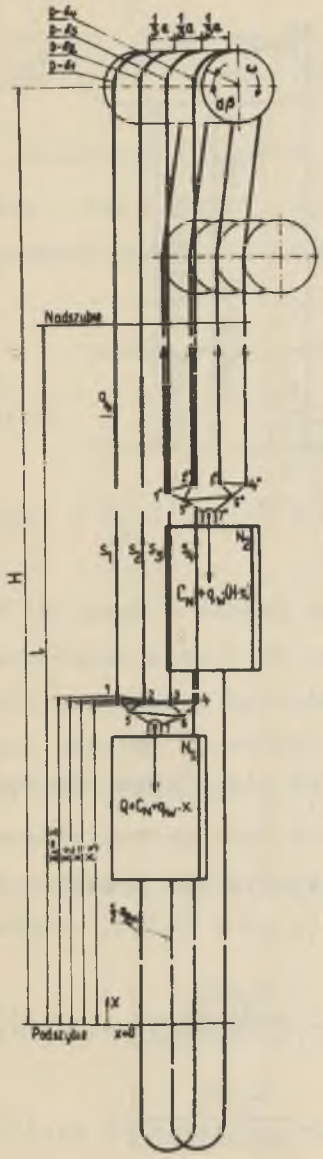
Przedmiotem pracy jest porównanie teoretycznego ujęcia rozkładu obciążenia na liny zachodzącego podczas ruchu urządzenia z uwzględnieniem różnych rodzajów zawiesi linowych oraz parametrów mechanicznych i geometrycznych lin, wykładzin, bębna pędnego i zawiesia z wynikami uzyskanymi z badań na obiektach przemysłowych. Dane eksperymentalne otrzymane z pomiarów ruchowych i laboratoryjnych posłużyły do wyjaśnienia mechanizmu zjawiska wyrównania naciągów lin w układach o podatnej linie i wykładzinie bębna pędnego. Praca nawiązuje do badań teoretycznych i ruchowych urządzeń wyciągowych wielolinowych prowadzonych przez Katedrę Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej z inicjatywy prof. O. Popowicza.

Poczuwam się do miłego obowiązku podziękowania tym wszystkim, którzy przyczynili się do ułatwienia wykonania badań ruchowych przeprowadzonych na kopalniach węgla kamiennego, i tym którzy brali w nich czynny udział.

2. TEORETYCZNY ROZKŁAD OBCIĄŻENIA NA LINY NOŚNE W URZĄDZENIU WYCIĄGOWYM WIELOLINOWYM Z ZAWIESIEM W KSZTAŁCIE DŹWIGNI KĄTOWYCH PRZY UWZGLĘDNIENIU PODATNOŚCI LINY I WYKŁADZINY

2.1. Zagadnienia równowagi statycznej zawiesia w kształcie równoramiennych dźwigni kątowych z uwzględnieniem oporów tarcia czopowego

Rozważania przeprowadzone w niniejszej pracy dotyczą najpowszechniej instalowanych urządzeń wielolinowych z maszynami ustawionymi na wieży i z kołami odchylającymi - rys. 1. W urządzeniach tych w czasie eksploatacji występuje stwierdzone zjawisko nierównomiernego rozkładu obciążenia na liny nośne pracujące w układzie równoległym.

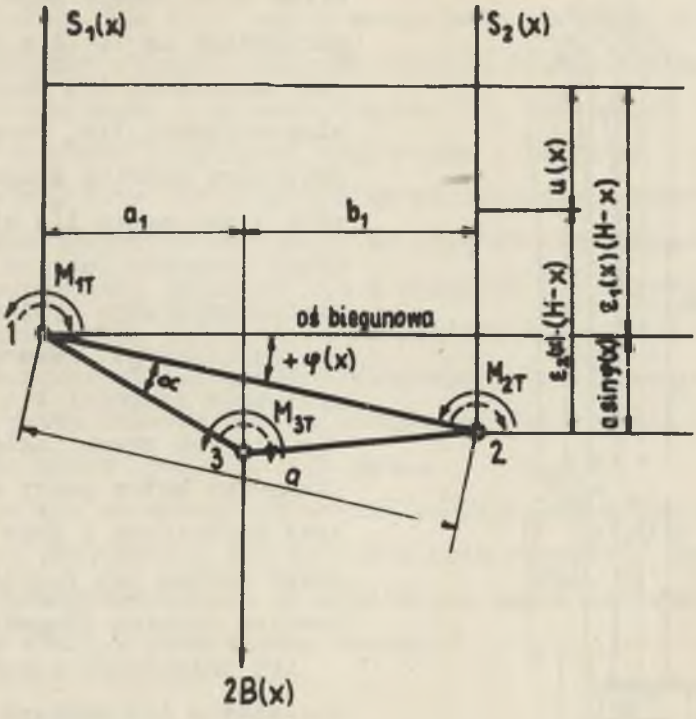


Rys. 1. Schemat urządzenia wyciągowego czterolinowego

Bezpośrednią przyczyną zjawiska nierównomiernego rozkładu obciążenia na n lin nośnych jest naturalna lub pozorna różnica długości lin. Przy czym naturalna różnica długości wynika z założenia lin niejednakowej długości lub też z ich nierównomiernego wydłużenia niezanikającego. Pozorne zróżnicowanie długości lin jest spowodowane przewijaniem się lin przez bęben pędny o różnych średnicach i może występować osobno lub łącznie z naturalną różnicą długości lin.

Aby przybliżyć rzeczywiste obciążenia lin nośnych do rozkładu arytmetycznego stosuje się między innymi zawiesia w kształcie dźwigni kątowych.

Analizując wpływ zasadniczych parametrów dźwigni kątowej, rys. 2, na rozkład obciążenia stwierdza się, że przyłożone do dźwigni siły i momenty tworzą układ płaski dowolny dla którego ułożone warunki równowagi prowadzą do wyrażeń obejmujących



Rys. 2. Schemat dwulinowego zawiesia w kształcie równoramiennej dźwigni kątowej

obciążenie lin w funkcji kąta obrotu dźwigni w dwu przeciwnych kierunkach

$$S_1(x) = B(x) \cdot \left[1 + tg\alpha \cdot tg\varphi(x) \mp 2.\mu \cdot \frac{R_3+R_1}{a.\cos\varphi(x)}\right] \qquad (1)$$

$$S_2(x) = B(x) \cdot \left[1 - tg\alpha \cdot tg\varphi(x) \mp 2.\mu \cdot \frac{R_3+R_1}{a.\cos\varphi(x)}\right], \qquad (2)$$

gdzie: $B(x) = \frac{1}{2} \cdot \left[Q + C_N + q_w \cdot x\right]$ obciążenie arytmetyczne jednej liny nośnej, a - rozstaw lin, R_3, R_1 - promienie czopów dźwigni, α - kąt nachylenia boku dźwigni do poziomu, μ - współczynnik tarcia czopowego, φ -kąt obrotu dźwigni.

Różnica obciążeń lin na podstawie (1) i (2) wynosi

$$S_1(x)-S_2(x)=2.B(x)\cdot\left[tg\alpha\cdot tg\varphi(x)\pm 2.\mu\cdot\frac{R_3+R_1}{a.\cos\varphi(x)}\right]. \qquad (3)$$

Zależność (3) można przekształcić zauważając, że $h=\frac{a}{2}.tg\alpha$ oraz $\cos\varphi(x)\approx 1$ dla małych kątów $\varphi(x)$ i wprowadzając do rozważań zastępczy współczynnik tarcia określony równaniem

$$\mu'=tg\varrho=\mu\cdot\frac{R_3+R_1}{h}. \qquad (4)$$

Zatem

$$S_1(x)-S_2(x)=2.B(x).tg\alpha\cdot\frac{\sin(\varphi(x)\pm\varrho)}{\cos\varphi(x).\cos\varrho}, \qquad (5)$$

gdzie: znak + odnosi się do obrotu dźwigni zgodnie z kierunkiem ruchu wskazówek zegara, a znak - przed ϱ wskazuje na ruch przeciwny. Zgodnie z (5) położeń dźwigni odpowiadających stanowi równowagi w spoczynku może być nieskończenie wiele. Dla równowagi w spoczynku wzór (5) zmieni się o tyle, że zamiast zastępczego kąta tarcia ϱ należy wstawić kąt $\vartheta<\varrho$. Równowaga w spoczynku zajdzie zatem, gdy wartość różnicy naciągów $S_1(x)+S_2(x)$ leży między granicami

$$2.B(x).tg\alpha\cdot\frac{\sin(\varphi(x)-\varrho)}{\cos\varphi(x).\cos\varrho} \quad \text{a} \quad 2.B(x).tg\alpha\cdot\frac{\sin(\varphi(x)+\varrho)}{\cos\varphi(x).\cos\varrho}.$$

Jest to także obszar w którym nie ma jednoznaczności pomiędzy różnicą naciągów lin a kątem obrotu dźwigni. Obszar ten w zakresie $|\varphi(x)|<\alpha$ wzrasta ze spadkiem kąta obrotu $|\varphi(x)|$ osiągając największą wartość dla $\varphi=0$. Dla $|\varphi(x)|=\alpha$ wystąpią skrajne stany równowagi w spoczynku, których jedna z granic przestaje być określona zależnością (5) a to ze względ-

du na wytworzenie się drugiej podpory dźwigni i związanej z tym zmiany warunków równowagi, na podstawie których otrzymanc (1) i (2). Mogą się tutaj wytworzyć dwa przypadki, jeden w następstwie naturalnej różnicy długości lin, który może doprowadzić do takiego wzrostu naciągu $S_1(x)$, że $S_2(x) = 0$ i drugi wynikający z pozornej różnicy długości lin, w którym nadmiernemu wzrostowi obszaru różnicy naciągów przeciwstawią się ograniczenia w postaci poślizgu niesprężystego lin przeciążonej.

Dla jednego kierunku obrotu dźwigni oraz dla $\varphi(x) \longrightarrow \alpha$ z (3) otrzymuje się

$$S_1(x) - S_2(x) = 2.B(x) \cdot \left[tg^2\alpha + k\right] ,$$

gdzie: $k = 2.\mu \cdot \frac{R_3+R_1}{a}$.

Ponieważ przeciążenie jednej liny w stosunku do drugiej nie może być wysokie zatem

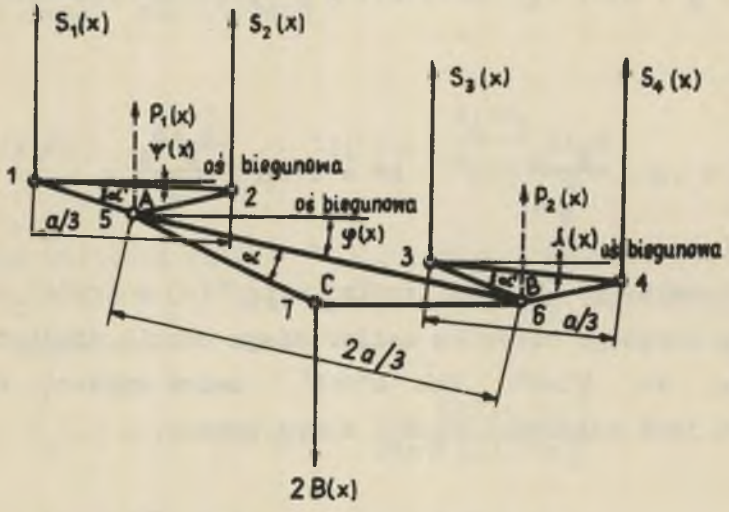
$$tg^2\alpha + k \ll 1 .$$

Przyjmuje się, że $(tg^2\alpha + k) < 0,2$, co przy $k \leqslant 0,07$ daje $\alpha \leqslant 0,35$ rad. Dla $\alpha \ll 0,35$ rad dźwignie wypadają w kształcie równoramiennych trójkątów rozwartokątnych. Z nierówności tej wynika, że korzystnym dla pracy lin jest zmniejszenie k, a więc tarcia czopowego. Ograniczenia tej tendencji są jednak istotne i wynikają dla: μ - z ciężkich warunków pracy spowodowanych zanieczyszczeniami powierzchni trących, korozją i dużymi naciskami jednostkowymi, a - z ograniczonej szerokości bębna pędnego, R_1, R_2, R_3 - z dużych obciążeń przenoszonych przez zawiesie.

Dla $\alpha = 0$, a więc dla dźwigni prostej dwustronnej różnica naciągów lin może być tylko wynikiem oporów tarcia czopowego.

Dodatkowo dla $k = 0$ jest $S_1(x) = S_2(x)$, niezależnie od kąta obrotu $\varphi(x)$.

Dla zawiesia czterolinowego składającego się z trzech dźwigni kątowych, rys. 3, przez analogię do zawiesia dwuli-



Rys. 3. Schemat czterolinowego zawiesia w kształcie układu trzech dźwigni kątowych

nowego przy założeniach, że $\mu_1 = \mu_2 = \ldots = \mu$, $R_1 = R_2 = \ldots = R_A$, $R_5 = R_6 = R_B$ i $R_7 = R_c$ otrzymuje się

$$P_1(x) = B(x) \cdot \left[1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi(x) \pm k'\right]$$

$$P_2(x) = B(x) \cdot \left[1 - \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi(x) \mp k'\right] \tag{6}$$

oraz

$$S_1(x) = \frac{1}{2} \cdot B(x) \cdot \left[1+\operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi(x) \pm k'\right] \cdot \left[1+\operatorname{tg}\alpha' \cdot \operatorname{tg}\psi(x) \pm k''\right] \tag{7}$$

$$S_2(x) = \frac{1}{2} \cdot B(x) \cdot \left[1+tg\alpha \cdot tg\varphi(x) \pm k'\right] \cdot \left[1-tg\alpha' \cdot tg\psi(x) \mp k''\right]$$

$$S_3(x) = \frac{1}{2} \cdot B(x) \cdot \left[1-tg\alpha \cdot tg\varphi(x) \mp k'\right] \cdot \left[1+tg\alpha' \cdot tg\lambda(x) \pm k''\right] \quad (7)$$

$$S_4(x) = \frac{1}{2} \cdot B(x) \cdot \left[1-tg\alpha \cdot tg\varphi(x) \mp k'\right] \cdot \left[1-tg\alpha' \cdot tg\lambda(x) \mp k''\right]$$

gdzie:

$$k' = 2 \cdot \mu \cdot \frac{R_B+R_C}{\frac{2}{3}a} \qquad k'' = 2 \cdot \mu \cdot \frac{R_B+R_A}{\frac{1}{3}a} .$$

Na podstawie (7) dla $tg\varphi(x) = tg\psi(x) = tg\lambda(x) = 0$ oraz jednego obranego kierunku zamierzonego obrotu dźwigni przy założeniu, że $k' > k''$ lub $k'' > k'$ można wykazać, że największą jest różnica $S_1 - S_4$, która wynosi

$$S_1(x) - S_4(x) = B(x) \cdot \left[k' + k''\right].$$

Przyjmując $k' = k'' = k$ stwierdza się, że procentowe przeciążenie jednej liny w układzie czterolinowym ze względu na zwiększoną liczbę czopów będzie dwa razy większe aniżeli w układzie dwulinowym. Przy czym wartości te będą osiągnięte w granicznym stanie równowagi spoczynkowej dźwigni.

Pragnąc zachować w układzie czterolinowym te same wartości procentowego przeciążenia jednych lin w stosunku do pozostałych należy zmniejszyć wartości kątów dźwigni α i α', wykorzystując do analizy zależność otrzymaną z (7) dla $tg\varphi(x) \approx tg\psi(x) \approx tg\lambda(x) \longrightarrow tg\alpha = tg\alpha'$

$$S_1(x) - S_4(x) = 2.B(x) \cdot \left[tg^2\alpha + k\right].$$

Zależność tą można przekształcić dla przypadku obrotu dźwigni w kierunkach przeciwnych

$$S_1(x) - S_4(x) = \frac{1}{2} \cdot B(x) \cdot tg\alpha \cdot \left[2 \frac{\sin(\varphi \pm \varrho')}{\cos\varphi \cdot \cos\varrho'} + \right.$$

$$\left. + \frac{\sin(\psi \pm \varrho'')}{\cos\psi \cdot \cos\varrho''} + \frac{\sin(\lambda \pm \varrho'')}{\cos\lambda \cdot \cos\varrho''} \right], \qquad (8)$$

gdzie: $tg\varrho' = \mu \cdot \frac{R_B + R_C}{h_C}$, $tg\varrho'' = \mu \cdot \frac{R_A + R_B}{h_{A(B)}}$.

Ponieważ wartości kątów $\varphi, \psi, \lambda, \varrho', \varrho''$ są małe można przyjąć, że $\varphi \approx \psi \approx \lambda$ oraz $\varrho' \approx \varrho'' \approx \varrho$ i (8) przechodzi w następujące wyrażenie

$$S_1(x) - S_4(x) = 2 \cdot B(x) \cdot tg\alpha \cdot \frac{\sin\left[\varphi(x) \pm \varrho\right]}{\cos\varphi(x) \cdot \cos\varrho}. \qquad (8a)$$

Uwagi odnoszące się do (5) w pełni mają zastosowanie do (8a) z tym, że granice w których zachodzi równowaga w spoczynku znacznie się powiększają w stosunku do obciążenia jednej liny. Działania stabilizujące obrotu dźwigni i tarcia czopowego dodają się z tym, że jako pierwsze wystąpi działanie tarcia czopowego. Przy odpowiednio wysokiej wartości k, k', k" może nie wystąpić obrót dźwigni, gdyż wcześniej duże przeciążenie jednej z lin wywoła poślizg niesprężysty i wytworzy się nowy stan równowagi w spoczynku. Zwiększanie liczby czopów sprzyja tej tendencji i zawiesia z dźwigniami kątowymi przechodzą w układ z sztywnym zamocowaniem każdej liny do głowicy naczynia.

2.2. Wzajemne przemieszczenia końców lin dla przypadku zawiesia kątowego

Dla prostoty przeprowadzonych rozważań założono, że proces sprzężenia ciernego lin z wykładzinami bębna pędnego przebiega przy zachowaniu jednakowych warunków przez ktore rozumie się brak poślizgu niesprężystego lin i występowanie identycznych wartości współczynników tarcia dla wszystkich par tarcia: lina-wykładzina.

Przyjęto, że liny wykazują różnice w sztywnościach na rozciąganie lecz mają jednakowe długości naturalne. Jest to założenie bliskie rzeczywistości, gdyż naturalne różnice długości lin w układach wielolinowych z zawiesiem dźwigniowym są łatwo zauważalne i mogą być szybko usunięte. W urządzeniach tych występować będzie tylko pozorna różnica długości lin.

W rozważaniach uwzględniono wpływ sprężystości wykładziny i to zarówno w kierunku promieniowym c_p jak i stycznym c_s. Wpływ ten jest szczególnie istotny w przypadku wystepowania dużych różnic między modułami sprężystości lin a materiału wykładziny. Ugięcia promieniowe wykładziny pod wpływem nacisku promieniowego liny oraz przegięcia płytek wykładziny w kierunku obwodowym pod wpływem sił tarcia dają w efekcie niezgodność między ruchem punktu na sztywnej części bębna pędnego a ruchem liny. Niezgodność ta jest równa dla wszystkich lin jednakowo obciążonych, natomiast dla lin różnie obciążonych jest większa dla liny przeciążonej. Zatem jeżeli przyjąć, że średnice bębna pędnego przez które przewijają się liny w urządzeniu wyciągowym dwuliniowym są różne to drogi, które przebędą lina 1 i lina 2 przy tym samym kącie obrotu bębna $d\beta$ określają zależności kinematyczne

$$ds_1 = \left[\frac{D-\delta_1}{2} - \frac{S_1(x)}{c_{p1}\cdot\frac{D-\delta_1}{2}} - \frac{S_1(x) - S_1^o(x)}{c_{s1}\cdot\frac{D-\delta_1}{2}\cdot\alpha_{s_1}}\right]\cdot d\beta,$$

$$ds_2 = \left[\frac{D-\delta_2}{2} - \frac{S_2(x)}{c_{p2}\cdot\frac{D-\delta_2}{2}} - \frac{S_2(x) - S_2^o(x)}{c_{s2}\cdot\frac{D-\delta_2}{2}\cdot\alpha_{s2}}\right]\cdot d\beta, \qquad (9)$$

gdzie: D - średnia średnica nawojowa liny, c_{p1}, c_{p2}, c_{s1}, c_{s2} - współczynniki sprężystości promieniowej i stycznej wykładziny, δ_1, δ_2 - odchyłki średnic nawojowych, $S_1(x)$, $S_1^o(x)$, $S_2(x)$, $S_2^o(x)$ - naciągi liny po stronie większego i mniejszego obciążenia odpowiadające położeniu naczynia z ciężarem użytecznym w punkcie o wysokości x, α_{s1}, α_{s2} - kąt środkowy odpowiadający skutecznemu łukowi opasania, który przenosi prawie cały moment obciążenia. W zależnościach (9) trudności wynikają w określeniu $S_1^o(x)$ i $S_2^o(x)$.

Zakładając, że wpływ stałych sprężystości stycznej c_{s1} i c_{s2} na wyrównanie naciągów jest duży co zachodzi dla małych wartości c_{s1}, c_{s2} różnice w obciążeniach lin po stronie opuszczanej będą małe i można przyjąć $S_1^o(x) \approx S_2^o(x)$. Popełniony błąd zaniża nieco wpływ sprężystości stycznej na wyrównanie naciągów lin. Natomiast dla dużych wartości c_{s1} i c_{s2} przyjęcie, że $S_1^o(x) \approx S_2^o(x)$ bardzo nieznacznie zmieni końcowy wynik, gdyż dla $c_{s1} = c_{s2} = \infty$ wartość ułamka jest równa zero.

Przeprowadzone badania [1] pozwalają dobrać odpowiednie wartości na c_p i c_s dla różnych materiałów wykładzin stosowanych w Polsce.

Dla ruchu ustalonego można przyjąć, że $\alpha_{s_1} \approx \alpha_{s_2}$

Wprowadzając zależność $dx' = \frac{D}{2} \cdot d\beta$ związano (9) z odkształceniem lin

$$dx = dx_1 = \frac{\left[1 - \frac{\delta_1}{D} - \frac{4 \cdot S_1(x)}{c_{p1} \cdot D^2} - \frac{4 \cdot \left[S_1(x) - S_1^o(x)\right]}{c_{s1} \cdot D^2 \cdot \alpha_{s1}}\right]}{1 + \varepsilon_1(x)} \cdot dx'$$

$$dx_2 = \frac{\left[1 - \frac{\delta_2}{D} - \frac{4 \cdot S_2(x)}{c_{p2} \cdot D^2} - \frac{4 \cdot \left[S_2(x) - S_2^o(x)\right]}{c_{s2} \cdot D^2 \cdot \alpha_{s2}}\right]}{1 + \varepsilon_2(x)} \cdot dx' \,. \tag{10}$$

Wzajemne przemieszczenie końców lin otrzymuje się przez scałkowanie różnicy dx i dx_2 na drodze jazdy x. Elementarny przyrost wzajemnego przemieszenia określa różnica

$$du(x) = dx - dx_2 \,. \tag{11}$$

W (11) dx' oznacza wydłużenie końców lin spowodowane ciężarem $(Q + C_N + q_w \cdot x)$, które można wyrugować wykorzystując (10). Zatem (11) po przekształceniach i pominięciu małych wyższego rzędu oraz mając na uwadze, że $S_i(x) = A_i \cdot \varepsilon_i(x)$, $i = 1,2$ a także $S_1^o(x) \approx S_2^o(x)$ przybierze postać

$$\frac{du(x)}{dx} = \varepsilon_2(x) \cdot \left[1 + \frac{4 \cdot A_2}{c_{p2} \cdot D^2} + \frac{4 \cdot A_2}{c_{s2} \cdot D^2 \cdot \alpha_{s2}}\right] -$$

$$-\varepsilon_1(x) \cdot \left[1 + \frac{4 \cdot A_1}{c_{p1} \cdot D^2} + \frac{4 \cdot A_1}{c_{s1} \cdot D^2 \cdot \alpha_{s1}}\right] + \frac{\Delta\delta}{D} \quad , \tag{12}$$

gdzie:

$$\Delta\delta = \delta_2 - \delta_1 \, .$$

Wykorzystując warunki równowagi zawiesia oraz (1) i (2) w rozpisaniu (12) otrzymuje się następujące równanie różniczkowe liniowe

$$\frac{du(x)}{dx} + B(x) \cdot L_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi(x) - B(x) \cdot L_2 - \frac{\Delta\delta}{D} = 0 \, , \tag{13}$$

gdzie:

$$L_1 = \frac{A_1 + A_2}{A_1 \cdot A_2} \cdot \left[1 + \frac{A_1 \cdot A_2}{A_1 + A_2} \left(\frac{4}{c_{p1} D^2} + \frac{4}{c_{p2} D^2} + \frac{4}{c_{s1} D^2 \alpha_{s1}} + \frac{4}{c_{s2} D^2 \alpha_{s_2}}\right)\right] \cdot$$

$$\cdot \operatorname{tg}\alpha$$

$$L_2 = \left(\frac{4}{c_{p2} D^2} + \frac{4}{c_{p1} D^2} + \frac{4}{c_{s2} D^2 \alpha_{s_2}} \cdot \frac{4}{c_{s1} D^2 \alpha_{s_1}} + \frac{A_1 - A_2}{A_1 \cdot A_2}\right) - k \cdot$$

$$\cdot \frac{L_1}{\operatorname{tg}\alpha}$$

$$k = 2 \cdot \mu \cdot \frac{R_3 + R_1}{a} \, .$$

Z drugiej strony zależność pomiędzy kątem obrotu dźwigni kątowej $\varphi(x)$ a wzajemnym przemieszczeniem końców lin $u(x)$ jest następująca (rys. 2)

$$a \cdot \sin\varphi(x) = u(x) + \left[\varepsilon_2(x) - \varepsilon_1(x)\right] \cdot (H - x) \, , \tag{14}$$

gdzie: H - odległość od najniższego położenia naczynia do bębna pędnego.

Ponieważ kąt $\varphi(x)$ wypada mały ze względu na konstrukcję zawiesia jest $\operatorname{tg}\varphi(x) \approx \sin\varphi(x)$, wobec czego zależność (14) po wykorzystaniu (1) i (2) przyjmie postać

$$\sin\varphi(x) = \frac{u(x)}{a+B(x).L_3.(H-x)} + \frac{B(x).L_4.(H-x)}{a+B(x).L_3.(H-x)}, \qquad (15)$$

gdzie:

$$L_3 = \frac{A_1+A_2}{A_1.A_2} \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

$$L_4 = \frac{A_1-A_2}{A_1.A_2} - k \cdot \frac{L_3}{\operatorname{tg}\alpha} .$$

Po podstawieniu do (13) za $\operatorname{tg}\varphi(x)$ wartości $\sin\varphi(x)$ z (15) i przekształceniach otrzymuje się ostateczne równanie różniczkowe liniowe zupełne postaci

$$\frac{du(x)}{dx} + B(x).L_1 \cdot \frac{u(x)}{a+B(x).L_3.(H-x)} + \frac{B^2(x).L_1.L_4.(H-x)}{a+B(x).L_3.(H-x)} -$$

$$- B(x) \cdot L_2 - \frac{\Delta\delta}{D} = 0 . \qquad (16)$$

Ponieważ całki, które należy określić przy rozwiązywaniu równania różniczkowego (16) nie dadzą się sprowadzić do całek elementarnych, rozwiązano to równanie metodą przybliżoną rozwijając szukaną funkcję $u(x)$ w szereg Taylora.

Funkcja $u(x)$ jest wielokrotnie różniczkowalną, spełniony jest warunek Cauchy'ego $u(0) = u_0$, zatem rozwinięcie funkcji $u(x)$ w otoczeniu punktu $x = 0$ jest następujące

$$u(x) \approx u_o \cdot \left[\frac{6.a_3^3 - 6.C_1 a_3^2.x + (3C_1^2 a_3 - 3C_2 a_3^2 + 3C_1 a_2 a_3).x^2}{6.a_3^3} + \right.$$

$$\left. + \frac{(3C_1 C_2 a_3 - C_1^3 - 3C_1^2 a_2 - 2C_1 a_1 a_3 + 2C_2 a_2 a_3 - 2C_1 a_2^2) \cdot x^3}{6.a_3^3} \right] +$$

$$+ G_1 \cdot \frac{3a_3 x^2 - C_1 x^3}{6.a_3} + G_2 \cdot \frac{6a_3^2 x - 3C_1 a_3 x^2 + (C_1^2 - 2C_2 a_3 + 2C_1 a_2).x^3}{6.a_3^2} +$$

$$+ \frac{-6.b_4.a_3^2.x + (-3b_3 a_3^2 + 3b_4 C_1 a_3 + 3b_4 a_2 a_3) \cdot x^2}{6.a_3^3} +$$

$$+ \frac{(C_1 b_3 a_3 + 2b_4 C_2 a_3 - 3b_4 C_1 a_2 + 2b_2 a_3^2 + 2b_4 a_1 a_3 + 2b_3 a_2 a_3 - 2b_4 a_2^2).x^3}{6.a_3^3} , \qquad (17)$$

gdzie:

$C_1 = L_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot (Q + C_N)$; $C_2 = L_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot q_w$; $a_1 = L_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot q_w$;

$a_2 = L_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot (q_w.H - Q - C_N)$; $a_3 = a + L_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot H \cdot (Q + C_N)$;

$b_1 = L_1.L_4 \cdot \frac{1}{4} \cdot q_w^2$; $b_2 = L_1.L_4 \cdot \frac{1}{4} \cdot q_w \cdot \left[q_w.H - 2.(Q + C_N)\right]$;

$b_3 = L_1.L_4 \cdot \frac{1}{4} \cdot \left[2 \cdot (Q + C_N).q_w.H - (Q + C_N)^2\right]$;

$b_4 = L_1.L_4 \cdot \frac{1}{4} \cdot (Q + C_N)^2.H$;

$$G_1 = \frac{1}{2} \cdot q_w \cdot L_2; \qquad G_2 = \frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot (Q + C_N) + \frac{\Delta\delta}{D} \cdot$$

Pragnąc otrzymać dokładniejsze przybliżenie funkcji u(x) należało by wziąć pod uwagę dalsze wyrazy szeregu Taylora, które są szybko zbieżne i w końcowym efekcie poprawiłyby dokładność określenia u(x) w pobliżu x=H.

Ilustracją zależności (17) dla konkretnego urządzenia wyciągowego dwulinowego są wykresy na rys. 4 oraz tablica 1.

Ogólnie równanie (17) przedstawia wzajemne przemieszczenie końców lin nośnych obciążonych tylko ciężarem własnym w postaci funkcji drogi jazdy. Na przebieg tej funkcji ma wpływ szereg podstawowych parametrów technicznych urządzenia wyciągowego, gdyż

$$u(x) = f(x, a, \alpha, R_3, R_1, \mu, E_1, F_1, E_2, F_2, H, C_N, q_w, Q, c_{p1},$$

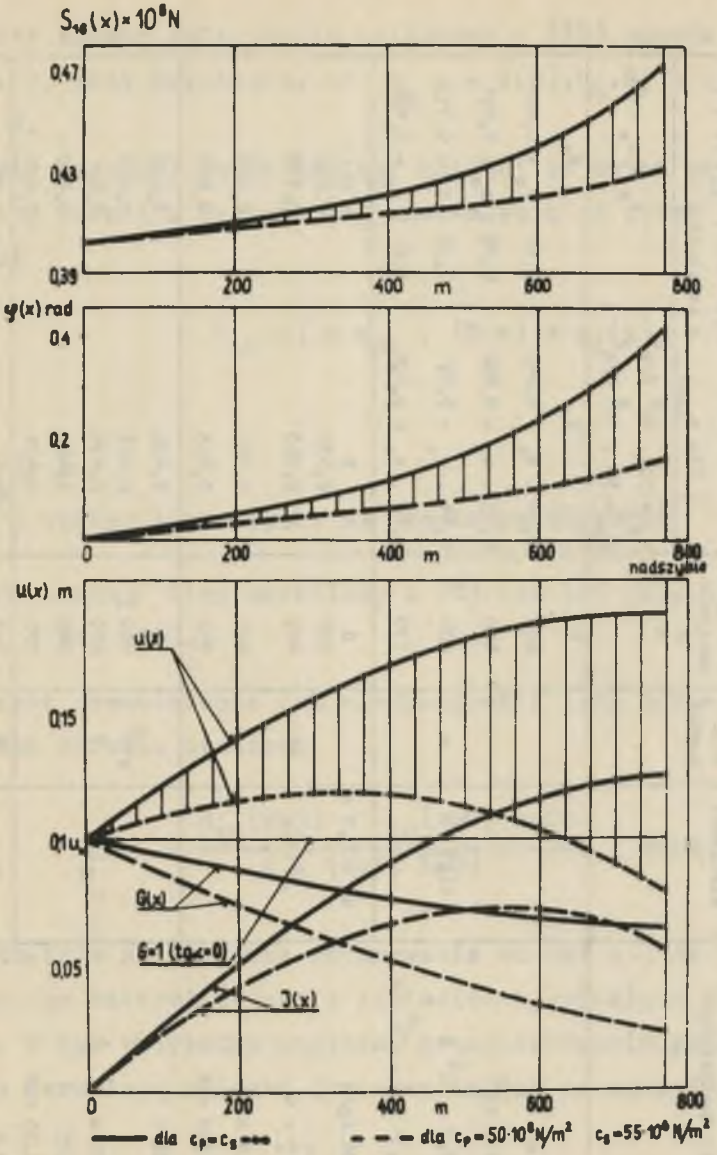
$$c_{p2}, c_{s1}, c_{s2}, \alpha_{s1}, \alpha_{s2}, \Delta\delta, D), \qquad (17a)$$

gdzie: x - zmienna niezależna, $0 \leq x < H$,

α, a, R_3, R_1, μ - parametry zawiesia, $E_1, F_1, E_2, F_2, H, q_w$ - parametry lin, C_N - ciężar naczynia, Q - ciężar użyteczny, c_{p1}, c_{p2}, c_{s1}, c_{s2}, $\Delta\delta$, D, α_{s1}, α_{s2} - parametry bębna pędnego i materiału wykładziny.

Znając u(x) można określić kąt obrotu dźwigni w zależności od drogi jazdy naczynia

$$\Psi(x) \approx \arcsin\left[\frac{u(x) + B(x).L_4.(H-x)}{a + B(x) \cdot L_3 .(H-x)}\right]. \qquad (18)$$



Obszar teoretycznej zmiany $S_{\alpha}(x)$, $\varphi(x)$ oraz $u(x)$ w zależności od zmiany sprężystości promieniowej c_p od $50 \cdot 10^6$ N/m^2 do ∞ i sprężystości stycznej c_s od $55 \cdot 10^6$ N/m^2 do ∞ dla urządzenia wyciągowego dwulinowego o danych jak w tabl 1.

Rys. 4. Zmiana naciągu liny przeciążonej, kąta obrotu dźwigni kątowej zawiesia dwulinowego oraz wzajemnego przemieszczenia końców lin nośnych wzdłuż głębokości szybu

Tablica 1

Wyniki obliczeń wielkości $u(x)$, $\varphi(x)$, $S_{1G}(x)$, η oraz $\lim_{n\to\infty} u_{2n+1}$ dla urządzenia wyciągowego dwulinowego

Dane urządzenia wyciągowego dwulinowego	Wielkości	Jednostki	Położenie naczynia x m	Wartości $u(x)$, $\varphi(x)$, $S_{1G}(x)$, η, $\lim_{n\to\infty} u_{2n+1}$ w zależności od	
				$c_s = 55 \cdot 10^6$ N/m^2 $c_p = 50 \cdot 10^6$ N/m^2	$c_p = c_s = \infty$
			0	u_o	u_o
$D = 6$ m			200	$0{,}74 \cdot u_o + 0{,}042$	$0{,}87 \cdot u_o + 0{,}051$
$\Delta\delta = 2 \cdot 10^{-3}$ m			400	$0{,}52 \cdot u_o + 0{,}066$	$0{,}76 \cdot u_o + 0{,}091$
$A = 0{,}2 \cdot 10^9$ N	$u(x)$	m	600	$0{,}34 \cdot u_o + 0{,}07$	$0{,}69 \cdot u_o + 0{,}115$
$Q + C_N = 5{,}1 \cdot 10^4$ kg			770	$0{,}23 \cdot u_o + 0{,}056$	$0{,}64 \cdot u_o + 0{,}124$
$q_w = 36$ kg/m	$u_o = 0{,}1$ m		0	0	0
			200	0,032	0,052
$q_{N1} = \frac{1}{2} \cdot q_w$	$\varphi(x)$	rad	400	0,063	0,119
$a = 0{,}4$ m			600	0,104	0,228
$\alpha = 0{,}349$ rad			770	0,165	0,417
$H = 800$ m			0	0,402	0,402
		$\times 10^6$	200	0,408	0,409
$l = 770$ m	$S_{1G}(x)$	N	400	0,414	0,42
$k = 0{,}05$			600	0,421	0,437
$\alpha_R = 1{,}35$ rad			770	0,431	0,471
$\mu_s = 0{,}2$	η	%	770	10,5	21
	$\lim_{n\to\infty} u_{2n+1}$	m	770	0,045	0,076

Wykres zmiany kąta obrotu wyliczony z (18) przedstawiono na rys. 4, przy założeniu, że $u_o = - B(o).L_4.H$, a więc, że $\varphi(o) = 0$.

Jeżeli nastąpił obrót dźwigni kątowej to można określić naciąg liny nośnej w punkcie jej nachodzenia na bęben pędny z zależności

$$S_{iG}(x) = q_{Ni} \cdot (H-x) + S_i(x) , \qquad (19)$$

gdzie:

$i = 1, 2$

q_{Ni} - ciężar liny nośnej na jednostkę długości

$S_i(x)$ - naciąg liny określony z (1) lub (2) przy wykorzystaniu (18).

Procent przeciążenia lub niedociążenia liny nośnej w ruchu ustalonym określa stosunek

$$\eta = \frac{S_{iG}(x=1) - S_{iG}(x=0,\ k=0)}{S_{iG}\ (x=0,\ k=0)} \cdot 100\% . \qquad (20)$$

Całkowicie analogiczne rozumowanie odnosi się do urządzenia wyciągowego czterolinowego z zawiesiem w kształcie dźwigni kątowych. W tym przypadku wzajemne przemieszczenia końców lin nośnych określają związki (oznaczenia jak na rys. 1 i 3).

$$\begin{aligned} du_A(x) &= dx_1 - dx_2 \\ du_B(x) &= dx_3 - dx_4 \\ du_C(x) &= \frac{dx_1 + dx_2}{2} - \frac{dx_3 + dx_4}{2} \end{aligned} \qquad (21)$$

które po przyjęciu, że $A_1 = A_2 = \ldots = A$, $c_{p1} = c_{p2} = \ldots = c_p$, $c_{s1} = c_{s2} = \ldots = c_s$, $\alpha_{s1} = \alpha_{s2} = \ldots = \alpha_s$, $k_1 = k_2 = \ldots = k$ oraz wykorzystaniu zależności typu (9), (10), (11) prowadzą do następujących równań różniczkowych

$$\frac{du_A(x)}{dx} = \left[\varepsilon_2(x)-\varepsilon_1(x)\right]\cdot\left[1 + \frac{4A}{c_p D^2} + \frac{4A}{c_s \cdot D^2 \alpha_s}\right] + \frac{\Delta\delta_A}{D}$$

$$\frac{du_B(x)}{dx} = \left[\varepsilon_4(x)-\varepsilon_3(x)\right]\cdot\left[1 + \frac{4A}{c_p D^2} + \frac{4A}{c_s \cdot D^2 \cdot \alpha_s}\right] + \frac{\Delta\delta_B}{D} \qquad (22)$$

$$\frac{du_C(x)}{dx} = \frac{1}{2}\cdot\left[1 + \frac{4A}{c_p D^2} + \frac{4A}{c_s \cdot D^2 \cdot \alpha_s}\right]\cdot\left[(\varepsilon_3(x)+\varepsilon_4(x)) - (\varepsilon_1(x)+\varepsilon_2(x))\right] + \frac{\Delta\delta_C}{D},$$

gdzie: $\Delta\delta_A = \delta_2-\delta_1$; $\Delta\delta_B=\delta_4-\delta_3$; $\Delta\delta_C = \frac{1}{2}\left[(\delta_4+\delta_3)-(\delta_2+\delta_1)\right]$.

Po przeprowadzeniu na równaniach (22) identycznych operacji matematycznych jak na równaniu (12) otrzymuje się z (22) równania typu (16). Rozwiązaniem tych równań jest wyrażenie analogiczne do (17) z nieco zmienionymi współczynnikami.

Określone w ten sposób $u_A(x)$ i $u_B(x)$ obrazują wzajemne przemieszczenia końców odpowiedniej pary lin nośnych obciążonych ciężarem własnym.

Z kolei $u_C(x)$ jest wzajemnym przemieszczeniem średnich arytmetycznych długości lin branych parami i obciążonych tylko ciężarem własnym.

2.3. Wzajemne przemieszczenia końców lin w kolejno po sobie następujących wyciągach

Na podstawie pomiarów obrotu zawiesi kątowych można stwierdzić, że gdy naczynie oznaczone symbolem N_1 znajduje się na podszybiu $(x = 0)$ to zgodnie z (17) jest $u(x=0) = u_o$. Po przejeździe przez to naczynie drogi $x=1$ zgodnie z (17) będzie $u(x=1) = G.u_o+J$, gdzie G i J współczynniki wynikające z zależności (17).

Jednocześnie takie same wzajemne przemieszczenia wystąpią dla naczynia N_2 znajdującego się na podszybiu. Biorąc ten stan wzajemnych przemieszczeń za pierwszy wyraz ciągu jest $u_1 = u(x = 1) = G.u_o + J$. Drugi wyraz ciągu otrzymuje się gdy naczynie N_1 zjedzie na podszybie lecz teraz wystąpi znak przeciwny przed wyrazem J. Grupując ciąg wartości na u(x=1) otrzymuje się

$$u_1 = G.u_o + J$$

$$u_2 = G.u_1 - J$$

$$u_3 = G.u_2 + J$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$u_{2n} = G.u_{2n-1} - J$$

$$u_{2n+1} = G.u_{2n} + J \ .$$

Wyrażając u_2, u_3 itd. przez u_o, które obrazuje (x=o) pozorną różnicę długości naturalnych lin nośnych dla naczynia N_1 znajdującego się na podszybiu otrzymuje się dwa ciągi sum częściowych jeden obejmujący wyrazy parzyste odpowiadające położeniu naczynia N_1 na podszybiu a naczynia N_2 na nadszybiu

i drugi wyrazów nieparzystych odpowiadających położeniu naczynia N_1 na nadszybiu i naczynia N_2 na podszybiu.

$$u_{2n} = G^{2n} \cdot u_o - J \cdot \sum_{i=1}^{2n} (-1)^{i-1} \cdot G^{i-1}$$

$$u_{2n+1} = G^{2n+1} \cdot u_o + J \cdot \sum_{i=1}^{2n+1} (-1)^{i-1} \cdot G^{i-1} \qquad (23)$$

Jeżeli zachodzi $|G|$ 1 to szeregi potęgowe występujące w poszczególnych wyrazach ciągów sum częściowych są zbieżne absolutnie i ciągi $\{u_{2n}\}$ oraz $\{u_{2n+1}\}$ mają granice

$$\lim_{n \to \infty} u_{2n} = - \frac{J}{1+G}$$

$$\lim_{n \to \infty} u_{2n+1} = \frac{J}{1+G} \qquad (24)$$

Analizując ciągi (23) stwierdza się, że najogólniejszy przypadek zachodzi dla

$$tg\alpha > 0, \qquad c_p > 0, \qquad c_s > 0, \qquad k > 0$$

zatem

$$L_1 = \frac{2.w}{EF} \cdot tg\alpha, \qquad L_2 = - \frac{2.k.w}{EF}, \qquad L_3 = \frac{2tg\alpha}{EF}, \qquad L_4 = - \frac{2k}{EF}$$

gdzie: wprowadzono oznaczenie $w = 1 + \frac{4EF}{c_p D^2} + \frac{4EF}{c_s . D^2 . \alpha_s}$

Dla tych założeń z (17) otrzymuje się

$$G = 1 - \frac{w.m}{1+m} + \frac{\frac{1}{2}.\left[(w^2-w)\,.\,m^2-w.r\right]}{(1+m)^2} +$$

$$+ \frac{\frac{1}{6}.m.r.(3w^2-4w) + \frac{1}{3}\,w.r^2 - \frac{1}{6}\,m^3.(w^3-3w^2+2w)}{(1+m)^3} \qquad (25)$$

$$J = \frac{\Delta\delta}{D}\,.\,l\,.\,\left(1 - \frac{\frac{1}{2}\,w.m}{1+m} + \frac{\frac{1}{6}\,m^2.(w^2-2w) - \frac{1}{3}.w.r}{(1+m)^2}\right) -$$

$$- \frac{k.w.a}{tg}\,.\left[\frac{m + \frac{3}{2}\,m^2 + m^3.(\frac{2}{3} - \frac{1}{2}\,.\,w + \frac{1}{6}\,w^2) + \frac{1}{2}\,r + \frac{1}{3}\,r^2 -}{(1+m)^2}\right.$$

$$\frac{- r.m.(\frac{2}{3} + \frac{1}{2}\,.\,w) + m^2.r.(\frac{1}{2}\,w - \frac{5}{6}) + \frac{2}{3}\,m\,.\,r^2}{} -$$

$$\left. - \frac{\frac{1}{3}\,.\,m^2.r^2 + m^3.r.(\frac{1}{2}\,w - \frac{2}{3}) - \frac{1}{6}\,.\,m^4}{(1+m)^3}\right] \qquad (26)$$

gdzie:

$$m = \frac{Q+C_N}{a.EF}\,.\,H\,.\,tg\alpha$$

$$r = \frac{q_w.H}{a.EF}\,.\,H\,.\,tg\alpha$$

Wykorzystując twierdzenia o granicach przeanalizowano wpływ zmiany poszczególnych wielkości występujących w (25) i (26) na

wzajemne przemieszczenie końców lin nośnych w kolejno następujących po sobie wyciągach, a więc dla $n \to \infty$.

Dla $tg\alpha = 0$ jest $G = 1$, co oznacza, że dźwignia kątowa została zastąpiona dźwignią prostą dwustronną. Zauważa się, że ciąg sum częściowych nie jest zbieżny i dźwignia nie ma działania stabilizującego. Obrót dźwigni prostej zajdzie gdy

$$\frac{\Delta\delta}{D} > \frac{k.W}{EF} \cdot (Q + C_N + \frac{1}{2} q_w \cdot H)$$

w przeciwnych przypadkach mimo nawijania się jednej z lin na większą średnicę obrót dźwigni nie wystąpi. Z zależności tej można wyznaczyć każdorazowo dla danych pozostałych wielkości graniczną wartość różnicy średnic nawojowych $\Delta\delta_g$, która nie będzie powodowała jeszcze obrotu dźwigni. Np. dla $c_p = c_s = 30.10^6$ N/m^2 i pozostałych danych jak w tabl. 1 wypada $\Delta\delta_g = 2 \cdot 10^{-3}$ m. $\Delta\delta_g$ może być tym większe im wyższe wartości przyjmują k, D, $(Q + C_N + \frac{1}{2} \cdot q_w.H)$ i im mniejsza jest zastępcza sztywność układu lina - wykładzina, która jest wyrażona stosunkiem EF/W.

Dla $\Delta\delta < \Delta\delta_g$ jest $u(0) = u(1) = u_o$. Jeżeli wykładzina jest wykonana z materiału o stosunkowo dużym module sprężystości $(c_p = c_s = \infty)$ to zanika jej wpływ na $\Delta\delta_g$.

Dla $w = 1$, $k = 0$ i $tg\alpha > 0$ z (25) i (26) otrzymuje się

$$\lim_{n \to \infty} u_{2n} = -\frac{\Delta\delta}{2.D} \cdot 1 \cdot \frac{2.(1+m)^3 - m.(1+m)^2 - \frac{2}{3} r.(1+m) - \frac{1}{3} m^2.(1+m)}{2.(1+m)^3 - m.(1+m)^2 - \frac{2}{3} r.m + r.(\frac{1}{3} r - \frac{1}{2})}$$

w granicznym przypadku dla m, $r \to 0$, co oznacza, że $tg\alpha/a \to 0$

jest

$$\lim_{\substack{n\to\infty \\ m,r\to 0}} u_{2n} = -\frac{\Delta\delta}{2D} \cdot 1$$

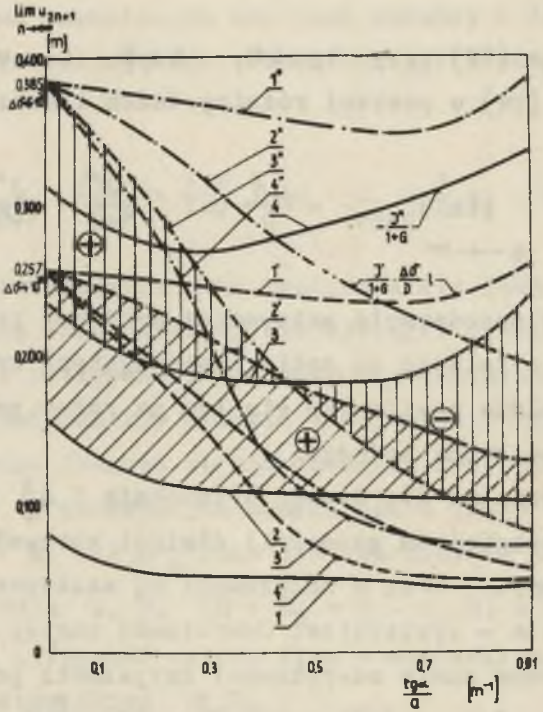
Wykorzystując (17) przy $tg\alpha>0$, $k>0$ i $w>1$ można przedstawić (24) w postaci różnicy dwóch ilorazów

$$\lim_{n\to\infty} u_{2n+1} = \frac{\Delta\delta}{D} \cdot 1 \cdot \frac{J'}{1+G} - \frac{J''}{1+G} \qquad (27)$$

Odjemna (27) przedstawia maksymalne wzajemne przemieszczenie końców lin w kolejno po sobie następujących wyciągach, które jest wywołane nawijaniem się lin na różne pod względem wymiaru średnice bębna pędnego.

Przemieszczenie to dla danego urządzenia i $\Delta\delta$ może się zmieniać w zależności od geometrii dźwigni kątowej wyrażonej stosunkiem $tg\alpha/a$ oraz w zależności od zastępczej sztywności układu lina - wykładzina. Odwrotność zastępczej sztywności układu równa sumie odwrotności sztywności poszczególnych elementów $1/S_z = 1/EF + 4/c_p D^2 + 4/c_s D^2 \alpha_s$ została uzyskana przez szeregowe połączenie liny i wykładziny, a utworzony w ten sposób układ stał się mniej sztywny lub bardziej podatny aniżeli każdy element z osobna. Zmianę zastępczej sztywności układu można otrzymać przez wprowadzenie wykładziny o innej sztywności na ściskanie i ścinanie w stanie zmontowanym na bębnie pędnym. Na rys. 5 przedstawiono krzywe odpowiadające odjemnej dla różnych wartości w i $\Delta\delta$ w zależności od $tg\alpha/a$ dla przypadku konkretnego urządzenia wyciągowego (patrz tabl. 1). Zgodnie z oczekiwaniem, krzywe te charakteryzuje duży spadek w zakresie małych wartości $tg\alpha/a$ i dużych wartości w (praktycznie możliwych). Spadek

ten dla w = const maleje ze wzrostem stosunku $tg\alpha/a$ lecz jednocześnie maleje przemieszczenie odpowiadające odjemnej. Po przekroczeniu przez w liczby 3 (dla danego urzą-



Rys. 5. Wzajemne przemieszczenie końców lin w kolejno po sobie następujących wyciągach w funkcji parametrów geometrycznych zawiesia dla W = 1, 2, 3 oraz 4

dzenia wyciągowego) różnice w przebiegu następnych krzywych są bardzo małe w zakresie małych wartości $tg\alpha/a$, następnie nieco wzrastają aby ponownie zmaleć w zakresie $tg\alpha/a$ = = 0,9.

Z kolei odjemnik (27) odtwarza wzajemne przemieszczenie końców lin odpowiadające granicznemu stanowi równowagi w spoczynku dźwigni kątowej, które jest wynikiem tarcia

czopowego, geometrii dźwigni wyrażonej stosunkiem $tg\alpha/a$ oraz zastępczej sztywności układu lina - wykładzina.

Dla $J'' \geqslant \frac{\Delta\delta}{D} \cdot 1 \cdot J$ obrót dźwigni kątowej jest niemożliwy. W tym też przypadku mimo przewijania się lin przez różne co do wymiaru średnice bębna pędnego, dolne końce wszystkich lin uchwycone w zawiesiu dźwigniowym przesuwają się jednakowo, a różnice wynikłe z różnych odkształceń lin kompensuje zwiększona podatność układu. Maksymalne przemieszczenia wzajemne końców lin odpowiadające granicznemu stanowi równowagi dźwigni w spoczynku wykreślono na rys. 5 dla tego samego urządzenia wyciągowego i $k = 0{,}05$ oraz różnych wartości w w funkcji $tg\alpha/a$. Wartości tych przemieszczeń wzrastają przy $k = const$ ze wzrostem podatności układu. Wzrost stosunku $tg\alpha/a$ przy $w = const$ i $k = const$ zaznacza się różnie w przebiegu krzywych, rys. 5.

Wzrost k przy $w = const$ zwiększa także maksymalne przemieszczenia lecz jednocześnie powoduje przeciążenie jednej z lin przy $\Delta\delta > 0$ do takiej wartości, przy której wystąpi poślizg niesprężysty liny na bębnie pędnym. Porównując np. krzywą 2 z 2 na rys. 5 stwierdza się, że działanie stabilizujące dźwigni kątowej zwiększa się ze wzrostem $tg\alpha/a$ co odpowiada zmniejszaniu się wartości różnicy rzędnych.

Jednakowoż zwiększenie stosunku $tg\alpha/a$ prowadzi do możliwości znacznego przeciążenia jednej z lin, które będzie powiększone z uwagi na występowanie tarcia czopowego. Ograniczenia maksymalnych wzajemnych przemieszczeń końców lin przy $tg\alpha/a = const$ i $k = const$ należy szukać w zwiększaniu wartości w, gdyż takie rozwiązanie wpływa dodatnio na pracę układu lina - wykładzina. Istotnym jest tutaj to, że względnie wysokie wartości w można uzyskać nie tylko przez wprowadzenie jako wykładzin materiałów o dużej spręży-

stości a więc o niskich wartościach modułu sprężystości podłużnej lecz także przez odpowiednie dobranie wymiarów wykładziny i bębna pędnego.

Efektywne działanie stabilizujące dźwigni kątowej dzięki stosunkowo wysokim wartościom w można zatem uzyskać już przy niskich wartościach $tg\alpha/a$ i średnich wartościach k, a więc bez obawy nadmiernego przeciążenia jednej z lin. Dodatkowo zwiększają się wartości $\Delta\delta_g$ dopiero po przekroczeniu których różnice średnic nawojowych spowodują obrót dźwigni. Jak wynika z rys. 5 działanie stabilizujące dźwigni kątowej o stałej wartości $tg\alpha/a$ nie będzie jednakowe dla wszystkich urządzeń wyciągowych, gdyż na działanie to mają wpływ zasadnicze parametry urządzenia jak Q, C_N, q_w itd. Dlatego dobór geometrii zawiesia dźwigniowego, rodzaju wykładziny i jej wymiarów musi być przeprowadzony indywidualnie dla każdego urządzenia względnie dla danej grupy urządzeń.

Nadmierne zwiększanie podatności wykładziny przy $tg\alpha/a = const$ prowadzi do tego, że $\lim_{w\to\infty} G = -\infty$ i ciąg sum częściowych jest rozbieżny. Graniczną wartość w_g dla której $|G|<1$ wyznacza się z (25) przyjmując za $G = -1$. W rezultacie otrzymuje się przedział wartości $1 \leqslant w < w_g$. Jest oczywiste, że w_g zależy od pozostałych parametrów urządzenia, które występują w (25).

Konieczne jest także określenie przy $w = const$ z (25) granicznej wartości stosunku $(tg\alpha/a)_g$ dla której $|G|<1$. W jednym i drugim przypadku należy rozwiązać równanie trzeciego stopnia korzystając z metody Cardana. W końcowym efekcie pod uwagę trzeba wziąć tylko pierwiastki rzeczywiste dla w_g większe od jedności a dla $(tg\alpha/a)_g$ większe od zero. Wyniki uzyskuje się z pewnym przybliżeniem ze względu na założenia poczynione odnośnie (17).

W miarę zbliżania się w do w_g poprzez wartości mniejsze od w_g mianowniki (27) zdążają do zera a ilorazy rosną nieograniczenie. Ilorazy mają zatem w punkcie $w = w_g$ granicę niewłaściwą plus nieskończoność. Analogicznie będzie dla $tg\alpha/a \rightarrow (tg\alpha/a)_g$. Można wykazać, że obie funkcje reprezentujące odjemną i odjemnik (27) rosną do ∞ w tym samym stopniu. O tym czy wzajemne przemieszczenie końców lin będzie zdążać do $+\infty$ czy do $-\infty$ decyduje nierówność

$$\frac{\Delta\delta}{D} \cdot 1 \cdot J'(w_g) \gtrless J''(w_g)$$

względnie

$$\frac{\Delta\delta}{D} \cdot 1 \cdot J'\left[(tg\alpha/a)_g\right] \gtrless J''\left[(tg\alpha/a)_g\right]$$

Jeżeli $\lim_{\substack{n\rightarrow\infty \\ w\rightarrow w_g}} u_{2n+1} = +\infty$, co zajdzie dla $\Delta\delta > \Delta\delta_g$

gdzie: $\Delta\delta_g$ określa równanie $\Delta\delta_g = J''(w_g).D(1.J'(w_g))$, to dźwignia kątowa traci działanie stabilizujące co jest zjawiskiem niekorzystnym, gdyż nieznaczne przekroczenie granicznej różnicy średnic nawojowych powoduje gwałtowne ustawienie się zawiesia w jednym ze swych skrajnych martwych położeń. Otrzymuje się przypadek analogiczny do tego w którym dla $w =$ $= const$ $tg\alpha/a \rightarrow (tg\alpha/a)_g$ co oznacza, że obciążenie przejmuje jedna tylko lina, o ile $tg\alpha/a$ i k są odpowiednio duże.

Dla $\Delta\delta > \Delta\delta_g$ wyrównanie obciążeń odbywa się wyłącznie wskutek sprężystości liny i wykładziny, zawiesie nie wykazuje obrotu mimo, że $\Delta\delta \gg 0$.

Dla $\Delta\delta < \Delta\delta_g$ wyrównanie obciążeń ponownie odbywa się tylko w wyniku sprężystości liny i wykładziny, gdyż zawiesie zmieniło gwałtownie swoje położenie i znajduje się w stanie równowagi w spoczynku. Przypadek ten jest praktycznie mało prawdopodobny ze względu na wysokie wartości w_g, $(tg\alpha/a)_g$, $\Delta\delta_g$. Model bębna pędnego z wykładziną dla której w jest odpowiednio duże można sobie wyobrazić jako bęben stalowy o stosunkowo małej średnicy z bardzo wysoką i szeroką wykładziną mającą puste miejsca na obwodzie, wykonaną z materiału o dużej sprężystości.

2.4. Mechanizm wyrównania naciągów lin nośnych wskutek sprężystości układu lina - wykładzina oraz działanie dźwigni kątowej

Właściwa eksploatacja urządzenia wyciągowego wielolinowego zależy między innymi od prawidłowego rozdziału obciążenia na liny nośne, zbliżonego do arytmetycznego $S_n = P/n$.

W celu zmniejszenia do minimum ewentualnie powstałych różnic w obciążeniu lin nośnych wynikłych z pozornej różnicy długości naturalnych stosuje się zawiesia w kształcie dźwigni kątowych lub prostych oraz wykładziny bębna pędnego wykonane z materiału o dużej sprężystości.

W przypadku dźwigni prostej $tg\alpha = 0$ pozorna różnica długości naturalnych lin zostaje całkowicie lub częściowo zniwelowana przez obrót dźwigni wokół głównego punktu obrotu. Obciążenia lin pozostają stałe jeżeli tarcie czopowe jest tak małe, że można je pominąć. Ze względu na brak różnicy w momentach sił w linach branych względem głównego punktu obrotu dźwignia prosta nie ma działania stabilizującego. Zatem w kolejno po sobie następujących wyciągach dźwignia poprzez obrót może się znaleźć w jednym ze swych martwych położeń. Dalsze

zmniejszanie pozornej różnicy naturalnych długości lin nie może zajść za udziałem dźwigni i koniecznym następstwem tego stanu jest nadmierny wzrost obciążenia jednej z lin i jej poślizg niesprężysty na bębnie pędnym. W przypadku normalnego działania dźwigni układ lina - wykładzina nie wykazuje tendencji do zmniejszenia $\Delta\delta$ i dodatkowo nie zauważa się istotnego wpływu sprężystości wykładziny na wyrównanie obciążeń, gdyż $S_1 \approx S_2$. Wpływ sprężystości wykładziny na wyrównanie obciążeń lin wzrasta w miarę zwiększania się zastępczego współczynnika tarcia czopowego i jest największy, gdy dźwignia znajdzie się w jednym ze swych martwych położeń.

Zawiesie w kształcie dźwigni kątowej równoramiennej ($tg\alpha>0$) o właściwie dobranych wymiarach geometrycznych tylko częściowo wyrównuje różnice obciążeń poszczególnych lin wywołane $\Delta\delta$. Obrót dźwigni zachodzący w wyniku $\Delta\delta$ zmienia wzajemne położenie punktów zaczepienia lin zmniejszając w ten sposób pozorną różnicę naturalnych długości lin lecz jednocześnie zmieniają się ramiona działania sił występujących w linach. Momenty się wyrównują lecz siły pozostają zróżnicowane. Zróżnicowanie to jest tym większe im większa jest różnica ramion i wartość zastępczego współczynnika tarcia czopowego. Jeżeli w linie przeciążonej nastąpi spadek siły to wytworzona różnica momentów spowoduje obrót dźwigni w kierunku przeciwnym do poprzedniego i dźwignia dąży do zajęcia położenia początkowego. Dźwignia kątowa wykazuje zatem działanie stabilizujące. Jest to zaleta bardzo istotna, gdyż przy zwiększającej się liczbie wyciągów ustalają się wzajemne przemieszczenia końców lin. Działanie stabilizujące dźwigni kątowej jest tym intensywniejsze im wartość G jest bliższa zero. Działanie to można uzyskać dla danych parametrów urządzenia wyciągowego przez optymalny dobór $tg\alpha/a$ i w. Ze wzrostem stosunku $tg\alpha/a$

maleje tendencja do wyrównania obciążeń lin. Wyrównanie obciążeń jest prawie całkowite dla $tg\alpha/a = 0$ a więc w przypadku dźwigni prostej, która z kolei nie wykazuje działania stabilizującego. Momenty tarcia czopowego w zależności od wielkości mają z jednej strony dodatni wpływ na pracę układu dźwignia - liny - wykładzina a z drugiej strony ujemny.

I tak wysokim wartościom zastępczego współczynnika tarcia czopowego odpowiadają znacznie szersze zakresy równowagi dźwigni w spoczynku. Obrót dźwigni nie może zajść mimo występowania $\Delta\delta$, zatem proces wyrównania obciążeń zostaje przerzucony z dźwigni na liny i wykładziny. Wyrównanie obciążeń odbywa się wskutek sprężystości układu lina - wykładzina. Przy odpowiednio wysokich wartościach k, co wystąpi ze wzrostem liczby czopów a więc dla zawiesi 4, 6 i 8 linowych lub ze wzrostem współczynnika tarcia czopowego w wyniku zatarcia, korozji itp. zatraca się różnica między zamocowaniem lin do naczynia poprzez zawiesie dźwigniowe a zamocowaniem bezpośrednim każdej liny do głowicy naczynia. Z tym, że ten ostatni przypadek zamocowania lin okazuje się korzystniejszy, a to dlatego, że nie występuje w nim zjawisko przeskoku obciążenia z jednej liny na drugą odpowiadającego siłom tarcia. Warto zwrócić tutaj uwagę na to, że np. w układach dwulinowych o ile nadwyżka obciążenia spowodowana tarciem czopowym występuje po stronie podnoszonego naczynia np. w linie 1 to po stronie opuszczanego naczynia występuje w linie 2 i odwrotnie przy przeskoku. Przeskoki takie mają miejsce w czasie hamowania urządzenia i w czasie intensywnych drgań lin.

Przerzucenie procesu wyrównania obciążeń z dźwigni na liny i wykładziny ma też tą dodatnią stronę, że lina bardziej przeciążona będzie szybciej ścierała swój rowek wykładziny i zmniejszała $\Delta\delta$., pod warunkiem, że przeskoki części obciążenia z

jednych lin na drugie odbywające się w okresie hamowania urządzenia nie zmienią tego procesu na przeciwny.

Niskie wartości k zmniejszają obszar równowagi w spoczynku i stosunkowo małe wartości $\Delta\delta$ powodują obrót dźwigni. Wyrównanie odbywa się za udziałem dźwigni, liny i wykładziny. Jeżeli k = 0 i $tg\alpha/a$ zdąża do zera wyrównanie obciążeń zaczyna odbywać się wyłącznie za udziałem dźwigni. Wykładzina może być wykonana wówczas z materiału o małej podatności, dla którego łatwiej jest uzyskać w czasie przetaczania rowków na bębnie $\Delta\delta \approx 0$.

Zwiększanie podatności wykładziny przy niskich wartościach k poszerza obszar równowagi dźwigni w spoczynku. Wzrasta także wartość $\Delta\delta_g$ po przekroczeniu której $\Delta\delta$ powoduje obrót dźwigni. Wyrównanie obciążeń dla $\Delta\delta < \Delta\delta_g$ odbywa się wskutek sprężystości liny i wykładziny. Gdy $\Delta\delta < \Delta\delta_g$ występuje obrót dźwigni a jej działanie stabilizujące jest już intensywne przy stosunkowo niskich wartościach $tg\alpha/a$ ze względu na wysoką podatność wykładziny. Należy tutaj wyjaśnić jeszcze sprawę wzrostu $\Delta\delta$, na które to zagadnienie istnieje wiele mylnych poglądów. W urządzeniu wielolinowym, a dla prostoty rozumowania w dwulinowym z zawiesiem w kształcie dźwigni kątowej pozornej różnicy naturalnych długości lin po stronie naczynia N_1 odpowiada taka sama różnica ze znakiem przeciwnym po stronie naczynia N_2. Po licznych wyciągach ustala się stan zobrazowany zależnościami (24). Lina 1 przewijająca się przez większą średnicę po zjechaniu naczynia N_1 na podszybie, ponieważ była odciążana po tej stronie, tworzy dłuższe ramię z głównym punktem obrotu dźwigni aniżeli lina 2. Odwrotny stan istnieje przy naczyniu N_2 znajdującym się na nadszybiu.

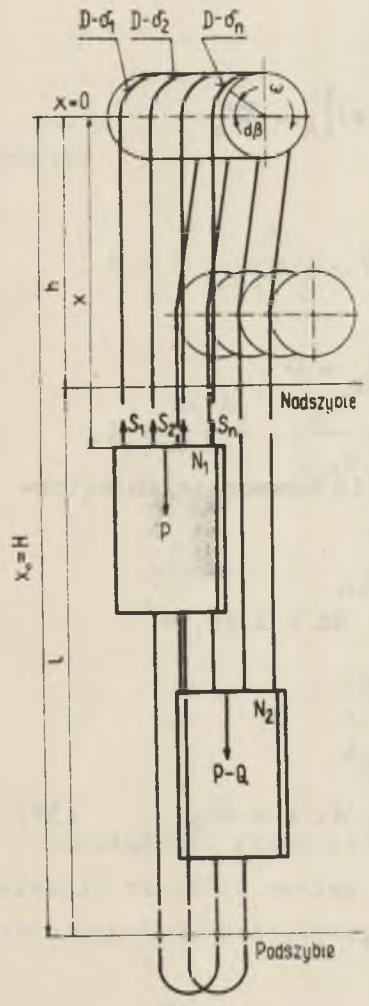
W czasie załadowywania naczynia N_1 na podszybiu ładunkiem użytecznym Q nie występują zauważalne zmiany położenia dźwig-

ni zawiesia, gdyż mimo tego, że lina 2 przejmuje większą część tego obciążenia a więc wzrasta jej wydłużenie w porównaniu z liną 1 to jednak to wydłużenie sprężyste jest za małe aby spowodować obrót dźwigni, któremu dodatkowo przeciwstawia się moment tarcia czopowego. Gdyby liny były wykonane z materiału o niższym module sprężystości na rozciąganie a tarcie czopowe małe to odpowiednio duże obciążenie Q i odpowiadająca temu większa różnica wydłużeń liny 2 i liny 1 spowodowałoby obrót dźwigni, dający zmniejszenie różnicy ramion działania sił w linach ze względu na główny punkt obrotu dźwigni. Odwrotne zjawisko wystąpiłoby w czasie wyładowywania naczynia N_1 na nadszybiu, z tym, że obrót byłby mniejszy. Ponieważ jednak obrót dźwigni nie występuje wobec tego rozruch naczynia N_1 z nadwagą użyteczną z podszybia odbywa się przy mniejszym obciążeniu liny 1 co wynika z równowagi momentów ze względu na główny punkt obrotu dźwigni. Zatem większe ścieranie rowka wykładziny w okresie rozruchu wystąpi pod liną 2. Następnie wzdłuż całej drogi jazdy ustalonej naczynia N_1 z podszybia do nadszybia narasta obciążenie liny 1, lecz częściowo pozorną różnicę długości naturalnych lin pokrywa obrót dźwigni, zatem ścieranie rowka liny 1 jest nieznacznie intensywniejsze niż rowka liny 2.

W okresie hamowania urządzenia większe poślizgi sprężyste o różnych znakach wykaże lina 2 mniej obciążona po stronie naczynia N_1 a więcej po stronie naczynia N_2 znajdującego się w rejonie podszybia. W tym też okresie większe ścieranie rowka wykaże lina 2. Zatem w ciągu jednego wyciągu sumaryczne ścieranie rowka pod liną 2 jest większe niż pod liną 1 i $\Delta\delta$ narasta. Proces narastania $\Delta\delta$ jest ograniczany w poważnym stopniu przez spężystość wykładziny w kierunku stycznym do obwodu bębna, przez wysoką odporność na ścieranie wykładzin i przez automatyczne prowadzenie maszyny wyciągowej.

3. TEORETYCZNY ROZKŁAD OBCIĄŻENIA NA LINY NOŚNE SZTYWNO ZAMOCOWANE DO GŁOWICY NACZYNIA PRZY UWZGLĘDNIENIU PODATNOŚCI LINY I WYKŁADZINY

3.1. Wyrównanie naciągów lin w układach dwulinowych



Rys. 6. Schemat urządzenia wyciągowego dwulinowego z bezpośrednim zamocowaniem lin do głowicy naczynia

W rozważaniach przyjęto liny nośne nie mające równych długości naturalnych (w stanie nieobciążonym) i niejednakowe w swych właściwościach mechanicznych. Zatem $L_1 \neq L_2$ i $E_1F_1 \neq E_2F_2$. Założono także, że własności sprężyste materiałów wykładzin są odmienne $c_{p1} \neq c_{p2}$, $c_{s1} \neq c_{s2}$ i że liny opasują żłobki wykładziny bębna o różnych średnicach $D_1 \neq D_2$. Oznaczenia przyjęto za podanymi na rys. 6. Między naturalną długością liny L a wysokością x istnieje następująca zależność

$$L_n \cdot \left[1 + \varepsilon_n(x)\right] = x \qquad (28)$$

gdzie: n = 1,2.

Obrót bębna pędnego o kąt $d\beta$ powoduje zmianę długości każdej liny o wartość

$$dL_n \cdot \left[1+\varepsilon_n(x)\right] = \left[1 - \frac{\delta_n}{D} - \frac{4 S_n(x)}{c_{pn} \cdot D^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{4 \cdot S_n(x) - S_n^o(x)}{c_{sn} \cdot D^2 \cdot \alpha_{sn}}\right] \cdot dx \qquad (29)$$

Odnośnie (29) poczyniono takie same założenia jak przy (9) rozdz. 2.2.

Warunek równowagi rzutów sił na oś pionową daje

$$\sum_{n=1}^{2} S_n(x) - P = 0 \qquad (30)$$

skąd

$$\sum_{n=1}^{2} \left[EF \cdot \varepsilon(x)\right]_n = \sum_{n=1}^{2} \left[\varepsilon(x) + d\varepsilon(x)\right]_n \cdot EF_n$$

lub

$$\frac{1}{dx} \cdot \sum_{n=1}^{2} \left[EF \cdot d\varepsilon(x)\right]_n = 0$$

Warunek równości przesunięć końców lin zamocowanych sztywno do głowicy naczynia jest następujący

$$\left[1 - \frac{\delta_1}{D} - \frac{4.S_1(x)}{c_{p1}.D^2} - \frac{4.\left[S_1(x)-S_1^o(x)\right]}{c_{s1}.D^2.\alpha_{s1}}\right]. dx + x.d\varepsilon_1 =$$

$$= \left[1 - \frac{\delta_2}{D} - \frac{4.S_2(x)}{c_{p2}.D^2} - \frac{4.\left[S_2(x)-S_2^o(x)\right]}{c_{s2}.D^2.\alpha s_2}\right]. dx + x.d\varepsilon_2 \qquad (31)$$

Skąd po uproszczeniach otrzymuje się

$$\left[\frac{\delta_2-\delta_1}{D} + 4.S_2(x) \cdot \left(\frac{1}{c_{p2}.D^2} + \frac{1}{c_{s2}D^2\alpha_{s2}}\right) - 4S_1(x).\left(\frac{1}{c_{p1}.D^2} + \right.\right.$$

$$+ \frac{1}{c_{s1} \cdot D^2 \cdot \alpha_{s1}}) \Bigg] \cdot \frac{1}{x} = \frac{d\varepsilon_2}{dx} - \frac{d\varepsilon_1}{dx} \qquad (32)$$

Wykorzystując warunki równowagi w przekształceniu (32) uzyskuje się w końcowym wyniku równanie postaci

$$\frac{dx}{x} = \frac{d\varepsilon_2}{N.\varepsilon_2(x) - M} \qquad (33)$$

gdzie:

$$M = P \cdot \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \left(\frac{4}{c_{p1} D^2} + \frac{4}{c_{s1} D^2 \alpha_{s1}}\right) - \frac{A_1}{A_1 + A_2} \cdot \frac{\Delta\delta}{D}$$

$$N = \frac{A_1 \cdot A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{4}{c_{p1} D^2} + \left[\frac{4}{c_{p2} D^2} + \frac{4}{c_{s1} D^2 \alpha_{s1}} + \frac{4}{c_{s2} D^2 \alpha_{s_2}}\right]$$

$$\Delta\delta = \delta_2 - \delta_1$$

$$A_1 = E_1 \cdot F_1$$

$$A_2 = E_2 \cdot F_2$$

Rozwiązanie równanie różniczkowego (33) pozwala w końcowym efekcie określić naciąg liny $S_n(x) = A_n . \varepsilon_n(x)$ dla następujących warunków początkowych:

$$x_o = 1; \quad \varepsilon_n(x_o) = \varepsilon_{no}; \quad 1 = L_n (1 + \varepsilon_{no})$$

wynikających z założenia lin nośnych.

Wynikiem rozwiązania równania (33) jest funkcja

$$x = x_o \cdot \left[\frac{N \cdot \varepsilon_2(x) - M}{N \cdot \varepsilon_{20} - M}\right]^{\frac{1}{N}} \tag{34}$$

względnie

$$\varepsilon_2(x) \; 6 \; \left(\frac{x}{x_o}\right)^N \cdot \varepsilon_{20} + \frac{M}{N} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{x_o}\right)^N\right] \tag{35}$$

Z (35) dla $x = x_o$ jest $\varepsilon_2(x_o) = \varepsilon_{2o}$.

W analogiczny sposób otrzymuje się $\varepsilon_1(x)$

$$\varepsilon_1(x) = \left(\frac{x}{x_o}\right)^N \cdot \varepsilon_{1o} + \frac{W}{N} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{x_o}\right)^N\right] \tag{36}$$

gdzie:

$$W = P \cdot \frac{A_2}{A_1+A_2} \cdot \left(\frac{4}{c_{p2}D^2} + \frac{4}{c_{s2}D^2\alpha_{s2}}\right) + \frac{A_2}{A_1+A_2} \cdot \frac{\Delta\delta}{D}$$

Dla przypadku sztywnej wykładziny, a więc takiej dla której wysoki moduł sprężystości pozwala założyć $c_p = c_s = \infty$ otrzymuje się zmienione równanie różniczkowe (33), Rozwiązaniem tego równania jest wyrażenie

$$\varepsilon_1^x(x) = \varepsilon_{1o} + \frac{A_2}{A_1+A_2} \cdot \frac{\Delta\delta}{D} \cdot \ln\frac{x_o}{x} \tag{37}$$

oraz

$$\varepsilon_2^x(x) = \varepsilon_{2o} - \frac{A_1}{A_1+A_2} \cdot \frac{\Delta\delta}{D} \cdot \ln\frac{x_o}{x} \tag{38}$$

Wartości początkowe wyznacza się następująco

$$x_o = L_n (1 + \varepsilon_{no}) \tag{39}$$

$$S_{no} = A_n \cdot \varepsilon_{no}$$

skąd po przekształceniach i wykorzystaniu warunku równowagi otrzymuje się początkowe wartości naciągów lin odpowiadające położeniu naczynia na podszybiu

$$S_{1o} = \frac{P.A_1.L_2 - (L_1-L_2).A_1.A_2}{A_1.L_2 + A_2.L_1} \tag{40}$$

$$S_{2o} = \frac{P.A_2.L_1 + (L_1-L_2).A_1.A_2}{A_1.L_2 + A_2.L_1} \tag{41}$$

Po wykorzystaniu (40) i (41) w rozpisaniu (35) i (36) otrzymuje się zależności określające zmianę obciążenia lin w funkcji wysokości podnoszenia x

$$S_1(x) = \left(\frac{x}{x_o}\right)^N \cdot \frac{P.A_1.L_2 - (L_1-L_2) \cdot A_1.A_2}{A_1.L_2 + A_2.L_1} +$$

$$+ \left[1 - \left(\frac{x}{x_o}\right)^N\right] \cdot \frac{4.P.(z_1+z_2) + \Delta\delta.D.z_5}{4.(z_1+z_2+z_3+z_4)} \tag{42}$$

$$S_2(x) = \left(\frac{x}{x_o}\right)^N \cdot \frac{P.A_2.L_1 + (L_1-L_2).A_1.A_2}{A_1.L_2 + A_2.L_1} +$$

$$+ \left[1 - \left(\frac{x}{x_o}\right)^N\right] \cdot \frac{4.P.(z_3+z_4) - \Delta\delta.D.z_5}{4.(z_1+z_2+z_3+z_4)} \tag{43}$$

gdzie:

$$z_1 = c_{p1} \cdot c_{s1} \cdot c_{s2} \cdot \alpha_{s1} \cdot \alpha_{s2}$$

$$z_2 = c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{s1} \cdot \alpha_{s1}$$

$$z_3 = c_{p2} \cdot c_{s1} \cdot c_{s2} \cdot \alpha_{s1} \cdot \alpha_{s2}$$

$$z_4 = c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{s2} \cdot \alpha_{s2}$$

$$z_5 = c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{s1} \cdot c_{s2} \cdot \alpha_{s1} \cdot \alpha_{s2}$$

Otrzymano w ten sposób ogólną zależność, która uwzględnia wpływ najważniejszych parametrów urządzenia wyciągowego na wartość obciążenia liny

$$S=f(x,x_o,E_1F_1,E_2F_2,L_1,L_2,P,c_{p1},c_{p2},c_{s1},c_{s2},\alpha_{s1},\alpha_{s2},\Delta\delta,\ D)$$

Jeżeli w urządzeniu występuje istotna różnica w ciężarach jednego metra liny nośnej i wyrównawczej, na korzyść tej ostatniej to zamiast P należy wstawić do (42) i (43) $P(x) = P(x_o) + (q_w - 2.q_N) \cdot (x_o - x)$.

W szczególnym przypadku z (42) otrzymuje się dla

$L_1=L_2$, $A_1=A_2$, $c_{p1}=c_{p2}$, $c_{s1}=c_{s2}$, $\alpha_{s1}=\alpha_{s2}$, $\Delta\delta = 0$:

$$S_n(x) = \frac{P}{2}$$

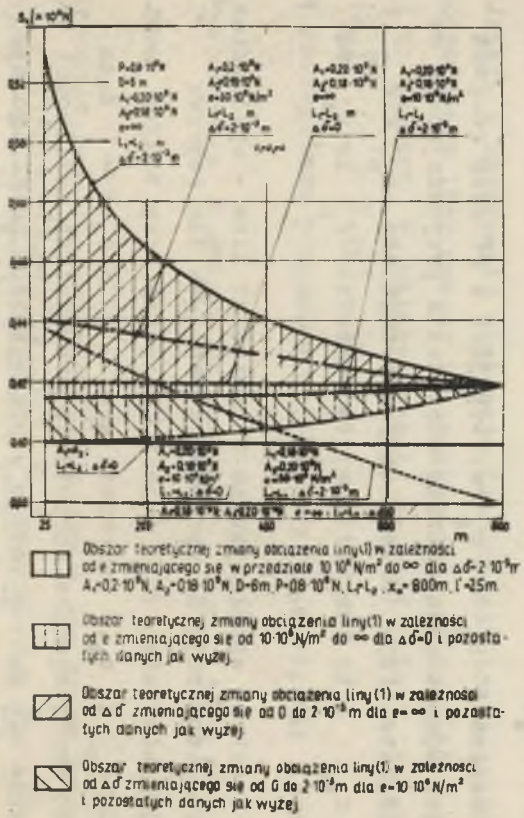
Wreszcie dla $c_p = c_s = \infty$ otrzymuje się znane formuły

$$S_1^x(x) = \frac{P.A_1.L_2-(L_1-L_2).A_1.A_2}{A_1.L_2+A_2.L_1} + \frac{A_1.A_2}{A_1+A_2} \cdot \frac{\Delta\delta}{D} \cdot \ln\frac{x_o}{x} \qquad (44)$$

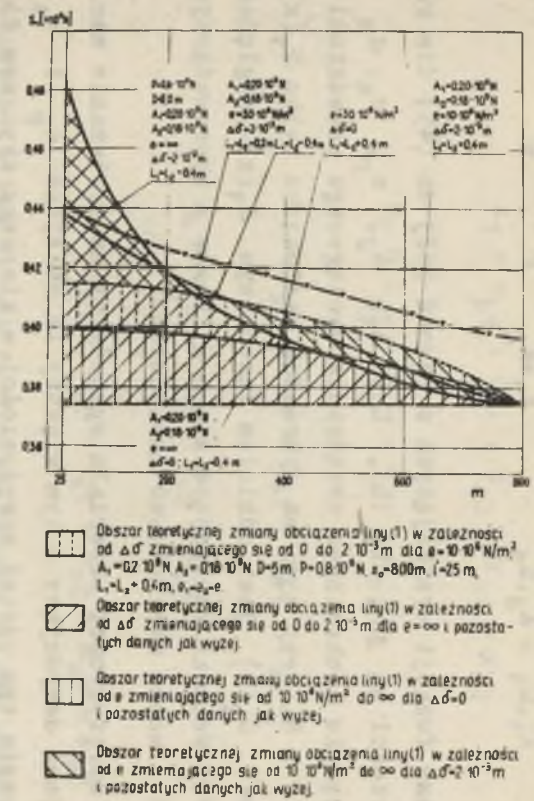
$$S_2^x(x) = \frac{P \cdot A_2 \cdot L_1 + (L_1 - L_2) \cdot A_1 \cdot A_2}{A_1 \cdot L_1 + A_2 \cdot L_1} - \frac{A_1 \cdot A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{\Delta\delta}{D} \cdot \ln \frac{x_o}{x} \qquad (45)$$

Wykresy funkcji wynikających z równań (42) do (45) dla różnych wartości na $\Delta\delta$, D, L_1, L_2, A_1, A_2, c_p, c_s, α_s dla przypadku konkretnego urządzenia wyciągowego przedstawiono na rys. 7 i 8. Przy tym na wykresach naniesiono tylko $S_1(x)$ natomiast $S_2(x)$ jest odbiciem lustrzanym $S_1(x)$ względem $S_{śr} = P/2$. Wnioski nasuwające się z wykresów i wyprowadzonych zależności można sformułować następująco:

- wpływ sprężystości materiału wykładziny na wyrównanie naciągów jest decydujący i tym większy im mniejsze c_p i c_s. W procesie tym udział sprężystości w kierunku stycznym do obwodu jest nieco mniejszy od udziału sprężystości w kierunku promieniowym. Wpływ ten można poprawić przez odpowiedni dobór materiału wykładziny, a także przez takie mocowanie wykładziny na bębnie pędnym aby można było osiągnąć małe wartości c_s,
- różne wartości c_p i c_s występujące w różnych rowkach linowych wprowadzają rozrzut obciążenia przypadającego na poszczególne liny. Należy dążyć do tego aby $c_{p1} = c_{p2}$ i $c_{s1} = c_{s2}$ i to tym usilniej im wartości c_p i c_s są mniejsze
- duża wartość współczynnika sprzężenia: lina - wykładzina zwiększa tendencję do wyrównania naciągów lin poprzez zmniejszanie kąta α_s i jest korzystna przy małych wartościach c_p i c_s. Natomiast przy $c_p = c_s = \infty$ duża wartość współczynnika sprzężenia prowadzi do możliwości wytworzenia się dużych różnic w obciążeniach poszczególnych lin co wynika z ograniczenia poślizgu niesprężystego lin.



Rys. 7. Zmiana naciągu liny wzdłuż głębokości szybu podczas ustalonego ruchu naczynia



Rys. 8. Zmiana naciągu liny wzdłuż głębokości szybu podczas ustalonego ruchu naczynia

Ze wzrostem prędkości obwodowej kąt α_s maleje i jednocześnie silniej zaznacza się tendencja do wyrównania,

- istotnym dla prawidłowej pracy lin jest odpowiedni dobór sztywności na rozciąganie lin nośnych, średnicy bębna pędnego oraz materiału wykładziny dla pozostałych danych parametrów urządzenia. Dowolność w tym przypadku nie jest wskazana,
- jeżeli $\Delta\delta = 0$ to rozrzut obciążenia lin może być spowodowany różnicą naturalnych długości lin $L_1 \neq L_2$ i ich różną sztywności na rozciąganie $A_1 \neq A_2$. Przy $c_p = c_s = \infty$ wytworzone przeciążenie jednej z lin na podszybiu pozostanie bez zmiany, aż do momentu przyjazdu tego naczynia na nadszybie. Inaczej będzie jeżeli wykładzina jest sprężysta, gdyż największe przeciążenie liny, które wystąpi gdy naczynie znajduje się z ładunkiem użytecznym na podszybiu zostanie całkowicie lub częściowo zniwelowane w okresie jazdy naczynia z podszybia na nadszybie.

Dodatkowym czynnikiem ograniczającym przypuszczalny rozrzut obciążenia na liny, a wynikającym z różnych wartości $L_1 \neq L_2$ i $A_1 \neq A_2$ jest to, że o ile $L_1 > L_2$ to $A_1 > A_2$.

Przy wykorzystaniu (40) i (41) można określić różnicę obciążenia pomiędzy linami w dowolnym położeniu naczynia określonym głębokością x: $\Delta S(x) = S_1(x) - S_2(x)$. Rozwinięcie tego wyrażenia i jego analiza jest konieczna przy określaniu optymalnych parametrów mechanicznych i geometrycznych układu wyciągowego. Warto tutaj zwrócić uwagę, na to, że ogólnie $\Delta S(x) \gtrless 0$ mimo tego, że $\Delta\delta > 0$. Jeżeli za początek rozważań dotyczących pewnych aspektów mechanizmu wyrównania naciągów lin w takim układzie przyjąć, że $\Delta S_{x=x_o} < 0$ i $\Delta S_{x=ax_o} < 0$ dla $\Delta\delta \approx 0$, gdzie: a= H-l/H (przy tym

stan przeciwny nie zmieni toku rozumowania) to układ zaczyna wykazywać wskutek sprężystości liny i wykładziny tendencję do wyrównania zaistniałych różnic w obciążeniu lin. Wyrazem tych tendencji jest szybsze ścieranie przez linę 2 rowka wykładziny w porównaniu z liną 1.

Ścieranie to wystąpi intensywnie w okresach rozruchu naczynia odbywającego się w rejonie podszybia. Wynikiem tego jest narastanie różnicy średnic nawojowych $\Delta\delta > 0$ i zmniejszenie się $\Delta S_{x=a\ x_0}$. W miarę wzrostu $\Delta\delta > 0$ tendencja ta zaczyna się ograniczać do coraz to krótszych odcinków drogi jazdy naczynia, poczynając od podszybia.

W górnych rejonach drogi jazdy naczynia (blisko nadszybia) zaczyna występować teraz przeciwna tendencja polegająca na niwelowaniu wytworzonej uprzednio różnicy $\Delta\delta$, która to różnica powodując odciążenie liny 2 na podszybiu przyczynia się do przeciążenia liny 1 na nadszybiu. Zrównanie tych przeciwnych tendencji nie jest praktycznie możliwe dlatego, że praca tarcia, która przyczynia się do zużycia wykładziny jest zależna od ruchów względnych zachodzących między liną a sprężystą wykładziną oraz od aktualnie przenoszonego przez dany rowek bębna momentu obciążenia, które to z kolei czynniki zmieniają swoje wartości zależnie od tego czy naczynie znajduje się w rejonie podszybia czy nadszybia. Nałożone na ten proces różne własności fizyczne materiałów wykładzin, drgania lin, rozruchy i hamowania urządzenia powodują to, że $\Delta\delta$ może narastać do wysokich wartości.

W efekcie otrzymuje się $\Delta S_{x=x_0} < 0$, $\Delta\delta > 0$ i $\Delta S_{x=ax_0} > 0$. $\Delta\delta$ może narastać dalej gdyż w okresie hamowania nieautomatycznego maszyny wyciągowej w rejonie nadszybia większe poślizgi niesprężyste wykaże ta lina, która jest niedociążona po stronie podnoszonej, a więc lina 2.

Tendencja do wyrównania obciążeń w przypadku gdy $\Delta S_{x=x_o} > 0$, $\Delta\delta > 0$ i $\Delta S_{x=ax_o} > 0$ objawi się w większym ścieraniu rowka wykładziny liny 1 i zmniejszeniem $\Delta\delta$. Po odpowiednim zmniejszeniu $\Delta\delta$ rozpocznie się proces zmniejszania przeciążenia liny 1 na podszybiu i zwiększania obciążenia liny 2 na nadszybiu przedstawiony poprzednio.

Konieczna staje się egalizacja średnic nawojowych lub wyrownanie długości lin.

Oczywiście im mniejsze różnice w właściwościach lin i ich montażu oraz im lepiej zostały dobrane wykładziny a zatem gdy osiągnięto $\Delta S_{x=x_o} \approx 0$ i $\Delta\delta \approx 0$ to tym dłuższy okres ustalonej pracy układu.

3.2. Rozkład obciążenia na liny nośne w zależności od dokładności wykonania wielkości L, A, D_b, c_p, c_s

We wzorach (42) i (43) jako zmienne losowe przyjęto następujące wielkości: stałe sprężystości promieniowej i stycznej wykładzin, kąt środkowy odpowiadający skutecznemu łukowi opasania, długości naturalne lin nośnych, sztywność na rozciąganie lin i średnice nawojowe. W związku z tym zależności (42) i (43) przedstawiają naciągi lin w funkcji tych zmiennych losowych. Dla takich założeń określono rozkład obciążenia na poszczególne liny w zależności od przypadkowych różnic występujących w sztywnościach na rozciąganie i długościach naturalnych lin oraz w właściwościach mechanicznych i geometrycznych wykładzin i wykonaniu średnic nawojowych bębna. Zagadnienie rozwiązano stosując metodę linearyzacji funkcji zmiennych losowych i w końcowym wyniku otrzymano następujące wyrażenie określające wariancję funkcji naciągów lin

$$D^2(S) \approx \frac{P^2}{8.\bar{c}_p^2} \cdot \left(\frac{\bar{c}_s\bar{\alpha}_s}{\bar{c}_s\bar{\alpha}_s+\bar{c}_p}\right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{\bar{x}}{\bar{L}}\right)^{\frac{4\bar{A}}{\bar{e}.\bar{D}_b^2}}\right]^2 \cdot D^2(c_p) +$$

$$+ \frac{P^2}{8.\bar{c}_s^2} \cdot \left(\frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_s\bar{\alpha}_s+\bar{c}_p}\right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{\bar{x}}{\bar{L}}\right)^{\frac{4\bar{A}}{\bar{e}.\bar{D}_b^2}}\right]^2 \cdot D^2(c_s) +$$

$$+ \frac{P^2}{8.\bar{\alpha}_s^2} \cdot \left(\frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_s\bar{\alpha}_s+\bar{c}_p}\right)^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{\bar{x}}{\bar{L}}\right)^{\frac{4\bar{A}}{\bar{e}.\bar{D}_b^2}}\right]^2 \cdot D^2(\alpha_s) +$$

$$+ \frac{\bar{D}_b^2.\bar{e}^2}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{\bar{x}}{\bar{L}}\right)^{\frac{4\bar{A}}{\bar{e}.\bar{D}_b^2}}\right]^2 \cdot D^2(D_b) + \frac{P^2}{8\bar{A}^2} \cdot \left(\frac{\bar{x}}{\bar{L}}\right)^{\frac{8\bar{A}}{\bar{e}.\bar{D}_b^2}} \cdot D^2(A) +$$

$$+ \frac{\bar{A}^2}{2\bar{L}^2} \cdot \left(\frac{\bar{x}}{\bar{L}}\right)^{\frac{8\bar{A}}{\bar{e}.\bar{D}_b^2}} \cdot D^2(L) \qquad (46)$$

gdzie:

$$e = \frac{\bar{c}_p.\bar{c}_s.\bar{\alpha}_s}{\bar{c}_p+\bar{c}_s\bar{\alpha}_s}$$

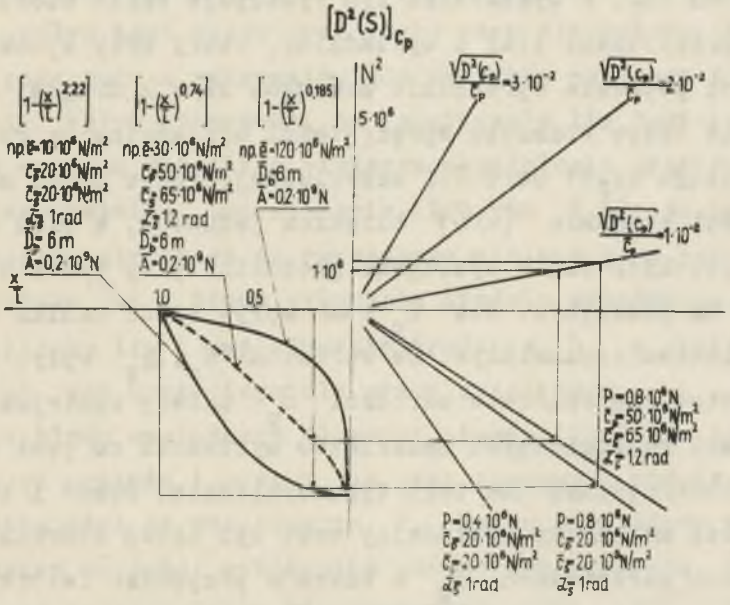
Przed przystąpieniem do różniczkowania zależności (42) i (43) zastąpiono

$$x_o = L_1 \cdot L_2 \cdot \frac{P + A_1 + A_2}{A_1 L_2 + A_2 L_1}$$

co wynika z warunku ustalenia naczynia.

W końcowej fazie wyprowadzania (46) zastosowano uproszczenie $P \ll 2\bar{A}$.

Wyrażenie (46) jest miarą rozproszenia naciągu liny dokoła jej wartości oczekiwanej. W praktyce oznacza to, że należy dążyć do zmniejszenia wartości $D^2(S)$ i uzyskania w ten sposób rozkładów bardziej skupionych wokół wartości oczekiwanej. Skupienie to musi być większe dla mniejszych wartości oczekiwanych naciągu lin nośnych. Istotne jest aby błąd względny naciągu lin był możliwie stały dla wszystkich typów urządzeń wyciągowych, przy czym przez błąd względny należy rozumieć iloraz $\sqrt{D^2(S)}\ \bar{S}$.



Rys. 9. Wpływ błędu względnego stałej sprężystości promieniowej wykładzin na wariancję naciągów lin

Aby ocenić wpływ średnich odchyleń kwadratowych długości nienapiętych lin, sztywności na rozciąganie lin, średnic nawojowych, sprężystości promieniowej i stycznej wykładzin oraz skutecznego łuku opasania na wariancję naciągów lin $D^2(S)$ sporządzono przykładowo wykresy rys. 9 i 10 w oparciu o pierwszy i piąty człon równania (46).

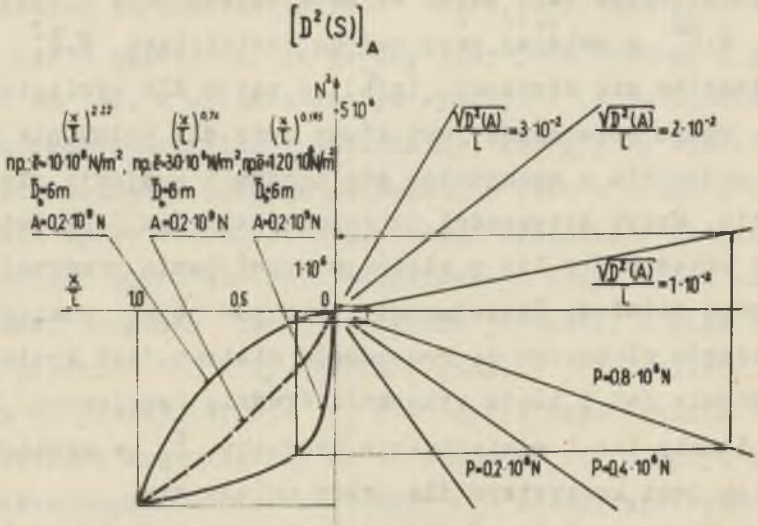
Na podstawie rys. 9 zauważa się, że wpływ względnego błędu sprężystości promieniowej wykładzin jest zależny od ciężaru całkowitego P oraz od wartości oczekiwanych $\bar{c}_p$, $\bar{c}_s$, $\bar{\alpha}_s$, $\bar{D}_b$, $\bar{L}$ i $\bar{A}$. Wpływ ten jest tym większym im niższe wartości przyjęto na $\bar{c}_p$ a także im większe wartości uzyskuje wykładnik potęgowy $\frac{4\bar{A}}{\bar{e}\cdot\bar{D}_b^2}$ stosunku $(x/\bar{L})$. Wyższe wartości wykładnika potęgowego przy $\bar{e}$ = const uzyskuje się przy przyjęciu niższych wartości stosunku D_b/d_{liny}. Jak wiadomo stosunek ten w zależności od budowy liny jest zawarty w granicach 80 do 120. W wykładniku tym występuje także stosunek modułów sprężystości liny i wykładziny, który przy wysokich wartościach poprawia wyrównanie naciągów lecz z drugiej strony zwiększa wpływ rozrzutu sprężystości wykładziny na rozproszenie naciągu wokół wartości oczekiwanej. Wpływ błędu maleje dla wartości stosunku $(x/\bar{L})$ bliskich jedności, a więc dla wyciągów płytkich lub w wyciągach głębokich przy jeździe z nadszybia na podszybie. Dla $\bar{c}_p = \infty$ wpływ błędu zanika co jest zjawiskiem zrozumiałym. Ze wzrostem $\bar{c}_s \cdot \bar{\alpha}_s$ wpływ błędu maleje. Istotnego rozrzutu wartości $\bar{c}_p$ należy upatrywać w własnościach reologicznych materiałów wykładzin co jest stwierdzeniem niekorzystnym dla tego typu wykładzin. Dobór i kontrola własności materiału wykładziny musi być zatem staranniejsza, przy niskich wartościach $\bar{c}_p$ a także w przypadku istotnych zależności własności fizycznych materiału od czasu i temperatury.

Zupełnie analogiczne wnioski dotyczą wpływu błędu względnego sprężystości stycznej wykładziny, z tą różnicą, że rozrzut $\bar{c}_s$ jest spowodowany w dużej mierze niejednakowym ściśnięciem bloków lub płytek wykładziny na obwodzie bębna pędnego, w czasie jej montażu. Różnice te mogą być poważne dla jednego bębna pędnego. Ze zmniejszeniem się $\bar{c}_p$ zmniejsza się nieznacznie wpływ błędu względnego $\bar{c}_s$ i $\bar{\alpha}_s$. Rozrzut $\bar{\alpha}_s$ jest wynikiem zmian współczynnika tarcia. Zmiany te mogą być poważne w przypadku losowego zanieczyszczenia powierzchni jednego z rowków linowych. Wpływ błędu względnego wykonania średnic nawojowych bębna pędnego $\sqrt{D^2(D_b)/\bar{D}_b}$ na wariancję naciągów lin jest bardzo istotny i szybko maleje wraz ze zmniejszaniem się iloczynu $\bar{e}.\bar{D}_b^2$, a więc ze spadkiem albo wartości $\bar{D}_b$, albo ogólnej sprężystości wykładziny $\bar{e}$ względnie obu wielkości łącznie. Wpływ tego błędu wzrasta szybko przy dużych wartościach $\bar{e}.\bar{D}_b^2$ a wolniej przy małych wartościach $\bar{e}.\bar{D}_b^2$ ze zmniejszaniem się stosunku $(x/\bar{L})$ a zatem dla wyciągów głębokich. Wpływ tego błędu jest równy zero dla położenia naczynia na podszybiu a maksymalny gdy naczynie znajduje się na nadszybiu. Wpływ sztywności na rozciąganie lin jest tutaj mały lecz wzrasta dla lin o większym wypełnieniu przekroju poprzecznego metalem. Zmniejszenie iloczynu $\bar{e}.\bar{D}_b^2$ szczególnie dla wyciągów głębokich do rozsądnego minimum jest koniecznością podobnie jak i błędu wykonania średnic nawojowych. Zwiększanie liczby lin i zmniejszanie średnicy $\bar{D}_b$ w wyciągach głębokich jest korzystnym dla pracy urządzenia.

Wpływ błędu względnego długości nienapiętych lin nośnych zależny od montażu i budowy lin jest poważny i rośnie ze wzrostem sztywności na rozciąganie $\bar{A}$. Wpływ tego błędu maleje ze wzrostem wartości wykładnika potęgowego stosunku $(x/\bar{L})$, a także ze zmniejszaniem się samego stosunku $(x/\bar{L})$. Najwię-

kszy wpływ tego błędu zachodzi gdy naczynie znajduje się na podszybiu. Dla $\bar{c}_p = \bar{c}_s = \infty$ zależność $\sqrt{D^2(L)}/\bar{L}$ od $(x/\bar{L})$ zanika, wpływ błędu jest jednakowy na całej długości podnoszenia.

W urządzeniach wyciągowych o dużych głębokościach ciągnienia dla których P wypada znaczne podobnie jak i $\bar{A}$, problem założenia równej długości nienapiętych lin jest szczególnie ważki w przypadku zastosowania wykładzin o dużych wartościach $\bar{c}_p$ i $\bar{c}_s$. Należy się jednak spodziewać, że lina o większej sztywności na rozciąganie będzie miała większą długość w stanie nienapiętym aniżeli sąsiednia lina o mniejszej wartości $\bar{A}$. Zjawisko to w pewnym zakresie zniweluje ujemny wpływ obu wielkości na rozrzut naciągu lin.



Rys. 10. Wpływ błędu względnego sztywności na rozciąganie lin na wariancję naciągów lin

Wpływ błędu względnego sztywności lin - rys. 10 - maleje ze zmniejszaniem się wartości P oraz ze wzrostem wartości wykładnika potęgowego stosunku $(x/\bar{L})$. Największy wpływ tego

błędu zachodzi dla $(x/\bar{L}) = 1$ a więc dla przypadku gdy naczynie znajduje się na podszybiu. Dla $\bar{c}_p = \bar{c}_s = \infty$ wpływ błędu względnego sztywności lin jest stały na całej wysokości podnoszenia x.

Ogólnie na podstawie zależności (46) stwierdza się, że zawsze jest korzystnym uzyskanie wysokiej wartości wykładnika potęgowego stosunku $(x/\bar{L})$ o ile materiał wykładziny zapewnia stałe wartości na $\bar{c}_p$, $\bar{c}_s$ i $\bar{\alpha}_s$. Oprócz tego materiał wykładziny winien wykazywać dużą odporność na ścieranie i być dobrze obrabialnym, aby był zachowany warunek równości średnic nawojowych. Sprężystość układu przyczynia się do tego, że wpływy średnich odchyleń kwadratowych parametrów lin $(\bar{L}, \bar{A})$ zostały oddzielone wzdłuż wysokości podnoszenia od wpływów parametrów bębna pędnego $(\bar{D}_b, \bar{c}_p, \bar{c}_s, \bar{\alpha}_s)$ na wariancję naciągów lin. Wynika to z tego, że funkcja $y_1 = (x/\bar{L})^p$ gdzie $p = 4\bar{A}/\bar{e}.\bar{D}_b^2$ i funkcja $y_2 = \left[1-(x/\bar{L})^p\right]$ są wzajemnie obrócone o kąt π i przesunięte o jedność wzdłuż osi y. Przy czym dla $p = 1$ otrzymuje się linię prostą, dla $p = 2$ parabolę itd. Praktycznie $0 < p < 3$, dla większości urządzeń jest jednak $0{,}7 < p < 1{,}5$. W przypadku sztywnej wykładziny otrzymuje się sumowanie wpływów błędów względnych na wariancję naciągów lin gdy naczynie znajduje się w rejonie nadszybia, co oczywiście narzuca konieczność zawężenia tolerancji wykonania poszczególnych wielkości. Wprowadzenie sprężystej wykładziny rozszerza tolerancje lecz z drugiej strony narzuca warunek kontroli właściwości mechanicznych materiałów wykładziny.

Należy tutaj zauważyć, że dotychczas brak jest dostatecznie szerokich badań statystycznych nad tolerancjami wykonania poszczególnych wielkości. Tym niemniej na podstawie zależności (46) można przeprowadzić szacunkową analizę i dobór eko-

nomicznie uzasadnionych tolerancji wykonania $\bar{c}_p$, $\bar{c}_s$, $\bar{\alpha}_s$, $\bar{D}_b$, $\bar{L}$, $\bar{A}$ dla pozostałych różnych parametrów urządzeń wyciągowych wielolinowych.

3.3. Rozkład obciążenia na liny nośne w układach wielolinowych

Zagadnienie rozkładu obciążenia na liny nośne w układach wielolinowych o parzystej liczbie lin może być sprowadzone do szczegółowo omówionego w rozdz. 3.1 rozkładu obciążenia w układzie dwulinowym.

Zakładając, że w układzie wielolinowym o liczbie lin n grupa k lin pracuje identycznie lub prawie identycznie i jest przeciążona w stosunku do lin pozostałej grupy $(n-k)$ otrzymuje się następujący warunek równowagi:

$$k.S_1 + (n-k).S_{k+1} = n.S_{śr} \tag{47}$$

Różnicę obciążenia pomiędzy linami grupy k a linami grupy $(n-k)$ można określić przy pomocy wzorów podanych w rozdz. 3.1: (42), (43) itd. ogólnie jest

$$S_1 - S_{k+1} = \Delta S \tag{48}$$

Zatem po wykorzystaniu (47) otrzymuje się:

$$S_1 = S_{śr} + \frac{n-k}{n} . \Delta S \tag{49}$$

$$S_{k+1} = S_{śr} - \frac{k}{n} . \Delta S \tag{50}$$

Przyjmując do rozważań $\Delta S = const$ dla układów o różnej liczbie lin n, stwierdza się, że najniekorzystniejszy przypa-

dek pracy układu zachodzi dla $k = n/2$. Natomiast jeżeli $k \to n$ to $S_1 \to S_{śr}$ i założenie, że $S_{k+1} \approx 0$ co oznacza, że (n-k) lin w ogóle przestaje przenosić obciążenie (np. liny te zostały nadmiernie wydłużone lub założone z nadmierną długością) tylko nieznacznie zwiększy obciążenie lin grupy k o ile n jest odpowiednio duże. W granicznym przypadku $k = n$ i rozkład obciążenia jest typowo arytmetyczny.

Z kolei jeżeli n wzrasta a k maleje to przeciążenie lin grupy k może być wysokie i w granicznej swej wartości będzie określone maksymalną wielkością współczynnika sprzężenia liny z wykładziną. Z drugiej strony grupa lin (n-k) zbliża swoje obciążenie do obciążenia średniego i jakość pracy układu wzrasta. W granicznym przypadku dla $k = 0$ rozkład obciążenia staje się ponownie zgodny z arytmetycznym.

Jeżeli w układzie n-linowym każda z lin pracuje odmiennie od pozostałych lub liny pracują grupami identycznie to w celu określenia rozkładu obciążenia należy znaleźć odchylenie obciążenia danej liny od obciążenia średniego. Warunek równowagi jest tutaj następujący:

$$S_1 + S_2 + \ldots + S_n = n \cdot S_{śr} \tag{51}$$

$$\begin{aligned} S_1 - S_{śr} &= \Delta S_1 \\ S_2 - S_{śr} &= \Delta S_2 \\ &\ldots\ldots\ldots\ldots \\ S_n - S_{śr} &= \Delta S_n \end{aligned} \tag{52}$$

oraz

$$\sum_{i=1}^{n} \Delta S_i = 0$$

Zależności od (47) do (52) obowiązują dla obu stron układu ponieważ o rozkładzie obciążenia na poszczególne liny decyduje przełożenie długości nienapiętej liny ze strony podnoszonej na stronę opuszczaną.

Na podstawie badań własnych należy zaznaczyć, że na przełożenie to ma wpływ sprężystość liny i sprężystość wykładziny zarówno w kierunku promieniowym (zmiana promienia i długości łuku opasania) jak i stycznym (zmiana prędkości kątowej wykładziny w stosunku do prędkości kątowej sztywnego bębna pędnego).

Równanie określające zmianę różnicy długości naturalnej lin nośnych sztywno zamocowanych do naczynia podczas podnoszenia naczynia w funkcji głębokości szybu otrzymuje się po wykorzystaniu równań (42) i (43) oraz zależności:

$$\Delta L(x) = L_1(x) - L_2(x) = X \cdot \left[\varepsilon_1(x) - \varepsilon_2(x)\right] \tag{53}$$

$$\Delta L(x) = -x.\left(\frac{x}{k_o}\right)^N \cdot \frac{x_o}{L_1 \cdot L_2} \cdot \Delta L_{x=x_o} + x \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{x_o}\right)^N\right] \cdot$$

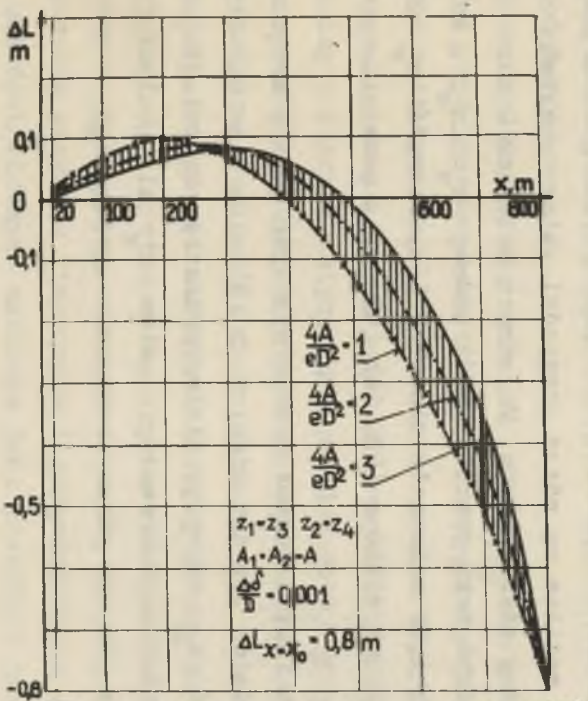
$$\cdot P.\left[\frac{z_1+z_2}{A_1} - \frac{z_3+z_4}{A_2}\right] + x.\left[1-\left(\frac{x}{x_o}\right)^N\right] \frac{\Delta\delta.D.e}{8} \cdot \frac{A_1+A_2}{A_1 \cdot A_2} \tag{54}$$

gdzie przy wyprowadzaniu (54) skorzystano z warunku wiążącego współrzędną x_o z naturalną długością lin. Na rys. 11 i 12 przedstawiono wykreślną interpretację tych równań.

Z kolei na podstawie równania (53) można określić odpowiadającą różnicę obciążenia lin

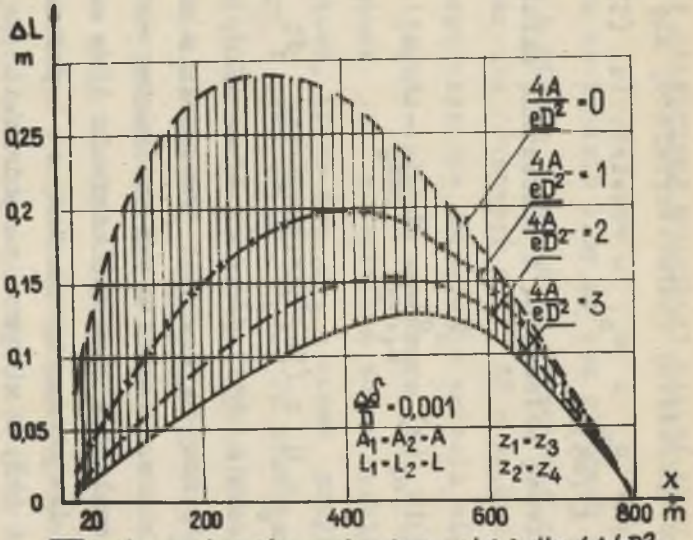
$$S_1(x) - \frac{A_1}{A_2} \cdot S_2(x) = \frac{\Delta L(x)}{x} \cdot A_1 \tag{55}$$

gdzie: $h \leqslant x \leqslant x_o$ (rys. 6).



- obszar teoretycznej zmiany ΔL(x) dla $4A/eD^2$ zmieniającego się od 1 do 3 i innych danych jak na rys.

Rys. 11. Różnica naturalnych długości przewijanych odcinków lin w funkcji głębokości szybu. Urządzenie wyciągowe dwulinowe



- obszar teoretycznej zmiany ΔL(x) dla $4A/eD^2$ zmieniającego się od 0 do 3 i innych danych jak na rys.

Rys. 12. Różnica naturalnych długości przewijanych odcinków lin w funkcji głębokości szybu. Urządzenie wyciągowe dwulinowe

W przypadku wykładziny charakteryzującej się wysokimi wartościami stałych c_p i c_s, w rozwinięciu (53) należy wykorzystać (44) i (45).

Pomiędzy stroną podnoszoną a opuszczaną układu istnieje zależność

$$\Delta L_{op}(x) = \frac{x_o^2}{L_1 \cdot L_2} \cdot \Delta L_{x=x_o} - \Delta L(x) \qquad (56)$$

Dla $\Delta L_{x=x_o} = 0$ z (56) otrzymuje się $\Delta L_{op}(x) + \Delta L(x) = 0$. Przyjęcie założenia (56) prowadzi do wniosku, że lina przeciążana z jednej strony układu jest jednocześnie odciążana z drugiej strony układu. Zgodnie z tym założeniem można stosować te same wzory określające zmianę obciążenia liny wzdłuż głębokości ciągnienia dla strony opuszczanej co i podnoszonej. Należy tylko w (42) i (43) w miejsce x podstawić (x_o+h-x) a w miejsce P wartość (P-Q). Ogólnie wskutek zachodzących różnic w właściwościach lin i wykładzin oraz parametrach geometrycznych bębna pędnego możliwe są różne przypadki zmiany rozkładu obciążenia na liny nośne układu. W jednych układach wzdłuż drogi jazdy x wystąpi taki punkt o współrzędnej $x_w = b.x_o$, w którym zostanie osiągnięte zrównanie obciążeń lin. Wartość x_w da się w tym przypadku określić z (42) lub (43) przy podstawieniu za $S_1(x) = P/2$.

Natomiast w innych układach mogą wystąpić punkty urojonego zrównania obciążeń lin dla których $b>1$ lub $b<0$. Ponieważ na wartość x_w ma wpływ wiele parametrów zmieniających się w okresie eksploatacji urządzenia zatem x_w nie koniecznie musi być równe dla obu stron urządzenia wyciągowego.

4. PRZYPADKI GRANICZNEJ RÓWNOWAGI SIŁ NA ŁUKU OPASANIA

Przy odmiennym obciążeniu liny po obu stronach bębna pędnego znajdującego się w stanie zahamowanym sprzężenie cierne wynika ze statycznego warunku równowagi sił: $dS = \mu . S . d\varphi$. W spoczynku wartość współczynnika sprzężenia zmienia się dla danej pary trącej praktycznie tylko z naciskiem, $\mu = f(S, R, d_{liny})$. Znając prawo wiążące μ z naciskiem można rozwiązać dane równanie różniczkowe, które dla $\mu_{st} = const$ przybiera znaną postać $S_i = S_{i\,op} \cdot \exp(\mu_{ist} \cdot \varphi_i)$. Po przekroczeniu przez siłę styczną wartości rozwiniętej siły tarcia statycznego na całym łuku opasania a więc gdy $S_i / S_{i\,op} > \exp(\mu_{ist} \cdot \beta)$ następnie poślizg niesprężysty liny po łuku opasania. Warto tutaj zaznaczyć, że siły tarcia statycznego dla pary trącej lina stalowa - wykładzina z materiału sprężystego wzrastają z upływem czasu trwania nieruchomego styku. Przyczynami tego zjawiska są: zwiększenie się pola rzeczywistej powierzchni styku, geometryczna charakterystyka styku i rozprzestrzenianie się połączeń tarciowych.

Podczas zbliżania się stosunku $S_i / S_{i\,op}$ do granicznej wartości, której odpowiada poślizg niesprężysty liny, na całym łuku opasania występują przesunięcia wstępne liny i wykładziny. Przesunięcia te są tym większe im wyższa jest podatność wykładziny w kierunku stycznym i promieniowym, przy czym rozkład przesunięć wstępnych, które są wywołane siłami stycznymi jest nierównomierny wzdłuż łuku opasania.

Zjawisko przesunięć wstępnych przyczynia się do zatarcia różnicy pomiędzy tarciem statycznym a kinetycznym. Na podstawie obserwacji własnych można stwierdzić, że przy zachowaniu odpowiednich warunków fizycznych i geometrycznych w sprężystych układach ciernych możliwym jest przejście przesunięcia

wstępnego w poślizg ulegający po pewnym okresie czasu zahamowaniu, głównie wskutek wzrostu współczynnika tarcia spowodowanego podniesieniem się temperatury powierzchni styku.

Podczas pomiaru zwiększano siłę styczną poprzez zwiększanie wartości stosunku $S_i/S_{i\ op}$ i stwierdzono, że przy wartości tego stosunku 7,55 wystąpiło przejście przesunięć wstępnych w poślizg niesprężysty liny z prędkością 0,025 mm/s przy średnim ciśnieniu powierzchniowym $p = 2,5 \cdot 10^6\ N/m^2$. Zwiększenie stosunku S_i/S_{iop} do 8,1 nie spowodowało wzrostu prędkości poślizgu niesprężystego co wynikało ze zwiększenia współczynnika tarcia głównie wskutek zmiany geometrii powierzchni styku. Wprawiono urządzenie w ruch i nie stwierdzono żadnych nieprawidłowości, a po zatrzymaniu urządzenia poślizg niesprężysty nie wystąpił. Ze względu na zastosowane materiały jak i wielkości obciążeń charakter odkształceń był sprężysty. Po odjęciu obciążenia ciała przed poślizgiem niesprężystym wróciły do pierwotnego stanu równowagi. Dokładniejsze wyjaśnienie tych zjawisk wymagać będzie dalszych studiów i badań.

Z chwilą gdy występuje ruch bębna pędnego pomiędzy liną a wykładziną oraz pomiędzy liną i wykładziną a sztywną częścią bębna zachodzą przesunięcia względne. Ten ruch wynika z odkształceń sprężystych liny i sprężystych lub lepkosprężystych wykładziny tak w kierunku promieniowym jak i stycznym do obwodu bębna i jest następstwem przenoszonego przez bęben momentu obciążenia. Prędkość przesunięć względnych liny po wykładzinie jest różna w różnych punktach łuku opasania i w poważnym stopniu decyduje o osiąganym współczynniku sprzężenia i rozkładzie naciągu liny wzdłuż łuku opasania. Zatem o granicznej wartości stosunku $S_i/S_{i\ op}$ podczas ruchu urządzenia decydują wzajemne ruchy pomiędzy liną a wykładziną. Charakter tych ruchów jest taki, że $(S_i/S_{i\ op})_g$ osiągane

podczas ciągnienia nadwagi jest większe od $(S_{i\ op}/S_i)g$ osiąganego podczas opuszczania nadwagi. Zarówno $(S_i/S_{i\ op})g$ jak i $(S_{iop}/S_i)g$ nie są wartościami stałymi dla danej pary trącej lecz zależą od wielu czynników takich jak: średnie ciśnienie powierzchniowe, prędkość obrotowa bębna pędnego, geometria powierzchni styku obu ciał i innych.

Podczas ruchu w układach wielolinowych wartość stosunku S_i/S_{iop} zmienia się. Dla jednych lin wartość tego stosunku wzrasta a dla drugich maleje w porównaniu z wartością $S_{śr}/S_{śr\ op}$, przy czym zarówno nadmierny wzrost jak i spadek ze względu na pewność ruchu urządzenia jest niepożądany. Zgodnie z wywodami poprzednimi spadek wartości stosunku $S_i/S_{i\ op}$ jest bardziej niekorzystny dla pracy układu aniżeli wzrost tego stosunku, oczywiście przy podnoszeniu nadwagi i odwrotnie przy opuszczaniu nadwagi.

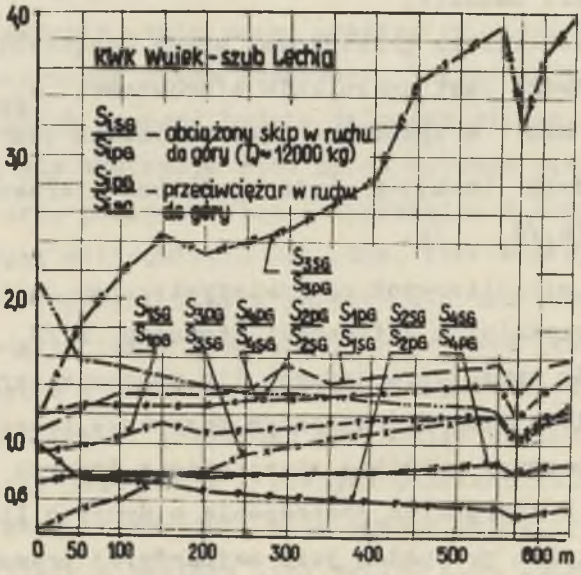
Warunkiem koniecznym prawidłowej pracy urządzenia wyciągowego wielolinowego jest spełnienie nierówności $S_{śr}/S_{śr\ op} < (S_i/S_{iop})g\ min$ a wystarczającym warunkiem jest aby dla (n-k) lin, gdzie $(n-k)>k$ była spełniona nierówność $(S_i/S_{i\ op}) < (S_i/S_{i\ op})g$.

W układach wielolinowych charakterystycznym jest to, że dla pewnych przedziałów zmienności stosunku $S_i/S_{i\ op}$ pogarszanie warunków sprzężenia jednych lin poprawia warunki sprzężenia pozostałych lin. W granicznym przypadku teoretycznie jest możliwym jednoczesny poślizg niesprężysty jednych lin w kierunku zgodnym z kierunkiem podnoszenia a drugich lin w kierunku przeciwnym. Ten przypadek jest najbardziej prawdopodobny przy $S_{śr}/S_{śr\ op} = 1$. Poślizg niesprężysty jednej lub kilku lin naraz jest tym bardziej realny im mniejsza jest różnica pomiędzy stosunkiem $(S_{śr}/S_{śr\ op})g$ a $S_{śr}/S_{śr\ op}$.

Rozważania teoretyczne prowadzą do wniosku, że praktycznie co najwyżej połowa z ogólnej liczby lin może jednocześnie wpaść w poślizg nieprężysty, o ile jest zachowany warunek konieczny prawidłowej pracy układu.

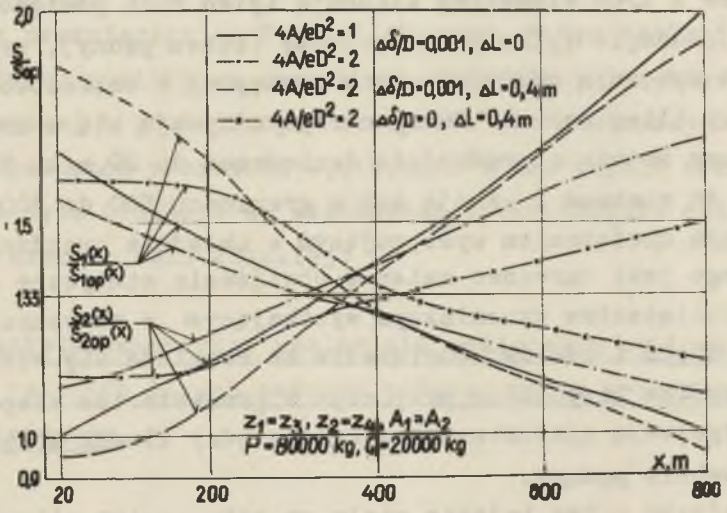
Na rys. 13 przedstawiono otrzymane na podstawie pomiaru zmiany stosunku $S_i/S_{i\ op}$ w funkcji głębokości szybu. Wykres ten dotyczy urządzenia wyciągowego z zawiesiami w kształcie dźwigni kątowych. Z wykresu wynika dodatni wpływ sił bezwładności wywołanych hamowaniem układu na zmniejszenie stosunku $S_i/S_{i\ op}$. Podobny wpływ mają także procesy zachodzące podczas rozruchu urządzenia.

Z kolei na rys. 14 podano kilka wykresów przedstawiających zmianę stosunku $S_i/S_{i\ op}$ w zależności od głębokości szybu dla



Rys. 13. Stosunek obciążenia liny po obu stronach bębna pędnego w funkcji głębokości szybu. Urządzenie wyciągowe czterolinowe z zawiesiem w kształcie dźwigni kątowych

urządzenia wyciągowego dwulinowego z bezpośrednim umocowaniem lin do głowicy naczynia. Na wykresach uwzględniono tylko wpływ obciążenia statycznego. Zgodnie z tym wykresem przy szerokich



Rys. 14. Stosunek obciążenia liny po obu stronach bębna pędnego w funkcji głębokości szybu. Urządzenie wyciągowe dwulinowe z bezpośrednim umocowaniem lin do głowicy naczynia

tolerancjach wykonania średnic nawojowych bębna pędnego i długości naturalnych założonych lin teoretycznie są możliwe wysokie wartości stosunku $S_i/S_{i\ op.}$

5. BADANIA RUCHOWE PRZEPROWADZONE NA URZĄDZENIACH PRZEMYSŁOWYCH

5.1. Cel badań

Całość urządzenia wyciągowego tworzy układ zamknięty w którym obciążenia i drgania przenosząc się z elementu na element

ulegają po drodze tłumieniu lub zwielokrotnieniu. Zasadniczy układ zamknięty wprawiany w ruch za pośrednictwem bębna pędnego tworzą: pierwsze naczynie nośne - liny nośne - przeciwciężar lub drugie naczynie nośne - liny wyrównawcze - pierwsze naczynie nośne.

Jedne z tych elementów wykonują tylko ruch postępowy (naczynia), drugie tylko ruch obrotowy (bęben pędny), wreszcie trzecie wykonują częściowo ruch postępowy a częściowo ruch obrotowy (liny nośne). Ruchy naczyń odbywają się w odpowiednio zbrojonym szybie z prędkością dochodzącą do 20 m/s. Głębokości szybów są znaczne i wahają się w granicach 500 do 1000 m. Zasadniczym obciążeniem występującym w układzie urządzenia wyciągowego jest okresowo zmienne obciążenie statyczne z nałożonym obciążeniem dynamicznym wynikającym z rozruchu, hamowania, drgań i udarów. Obciążenie to rozkłada się różnie na poszczególne liny nośne przy czym w procesie tym niepoślednią rolę odgrywają zjawiska zachodzące między linami a wykładzinami na bębnie pędnym.

W związku z tym badania miały na celu pomiar sił wzdłużnych występujących we wszystkich czterech linach nośnych i pomiar przemieszczeń stycznych i promieniowych wykładziny oraz poślizgów sprężystych lin na łuku opasania zachodzących podczas normalnej pracy urządzenia.

Ponieważ pomiędzy obiema gałęziami urządzenia wyciągowego istnieje pełna współzależność procesów statycznych i dynamicznych zatem dla uzyskania pełnego obrazu zjawiska przeprowadzono jednoczesny pomiar sił wzdłużnych we wszystkich ośmiu końcach czterech lin nośnych z równoczesną rejestracją wyników na jednej taśmie oscylografu.

W celu uzyskania pełniejszych informacji o zjawiskach towarzyszących nierównomiernemu rozdziałowi obciążenia na poszczególne liny nośne przeprowadzono na kilku urządzeniach wyciągowych wielolinowych obserwacje i pomiary następujących wielkości: obrotu dźwigni kątowych zawiesi wzdłuż drogi jazdy oraz łącznego poślizgu sprężystego lin względem bębna pędnego.

5.2. Urządzenia wyciągowe na których przeprowadzono pomiary i obserwacje

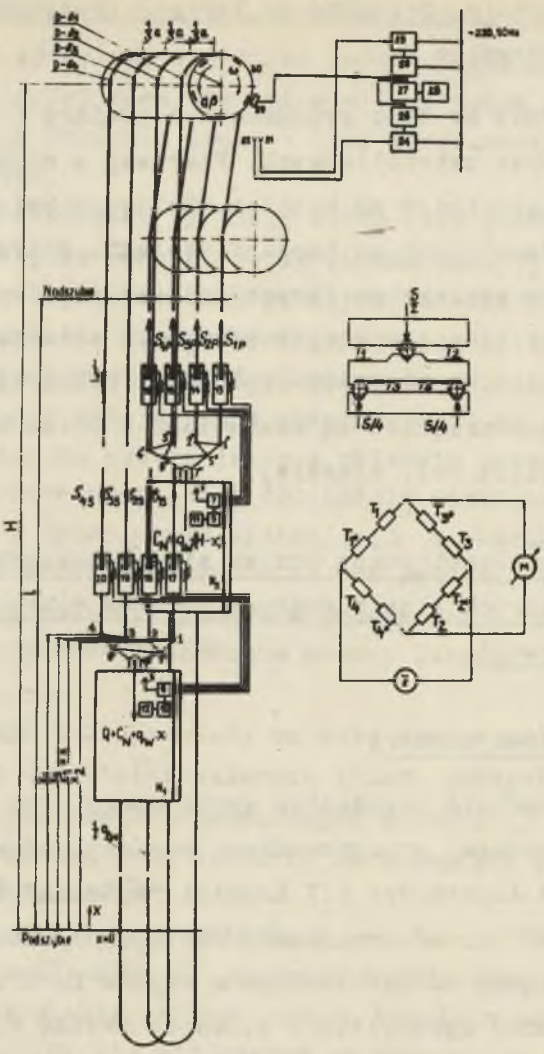
W latach 1965 do 1968 wykonano dwa pomiary kompleksowe urządzeń wyciągowych czterolinowych. Pierwszy z nich dotyczył urządzenia zainstalowanego na kopalni "Bolesław Śmiały" a drugi urządzenia pracującego na Kopalni "Wujek". W tym też okresie przeprowadzono pomiary na innych urządzeniach wyciągowych produkcji krajowej i pochodzących z importu zainstalowanych na różnych kopalniach przemysłu węglowego. Wykaz kopalń oraz dane techniczne tych urządzeń są zestawione w opracowaniu Katedry Maszyn Górniczych Pol. Śląskiej.

5.3. Radiotelemetryczny pomiar sił wzdłużnych występujących w czterech linach nośnych podczas pracy urządzenia wyciągowego

5.3.1. Metoda pomiaru

Pierwsze badania urządzenia wyciągowego przy użyciu telemetrii bezprzewodowej przeprowadzone zostały pod kierunkiem autora w szybie Aleksander III Kopalni "Bolesław Śmiały" w 1965r., a drugie w 1967 r. na urządzeniu wyciągowym czterolinowym produkcji ZUT. Zgoda zainstalowanym w szybie Lechia Kopalni Wujek. Do pomiarów wykorzystano podwójny zestaw aparatury wchodzącej w skład czterokanałowego systemu radiotelemetrycznego pracującego na częstotliwości nośnej 56,8 MHz ze zwielokrotnieniem częstotliwościowym z modulacją FM-FM produkcji Instytutu Lotnictwa w Warszawie. Schemat blokowy całego układu pomiarowego przedstawiono na rys. 15.

W skład zastosowanego systemu radiotelemetrycznego wchodziły: dwa urządzenia nadawcze typu LNM-273 (jeden nadajnik umie-



Rys. 15. Schemat blokowy układu pomiarowego z wykorzystaniem radiotelemetrii przeznaczonego do badań przebiegu obciążeń zmiennych przenoszonych przez liny nośne podczas ruchu urządzenia wyciągowego

S_{1S}, S_{1p}, S_{2S} ... - naciąg lin, 5,6 - anteny nadawcze, 7, 8 - nadajniki, 9, 10 - zasilacze, 11, 12 - akumulatory ołowiowe, 13 do 20 - dynamometry elektrooporowe, których schematy są podane obok, 21, 22 - anteny odbiorcze, 23, 24 - odbiorniki, 25, 26 - demodulatory, 27 - oscylograf pętlicowy K12-21, 28 - akumulator ołowiowy, 29 - fotodioda, 30 - przysłony

szczony był na skipie a drugi na przeciwciężarze), dwa zasilacze nadajników typu LZN-332, dwa akumulatory ołowiowe na napięcie 10 V, dwa odbiorniki typu LOM-282, dwa demodulatory typu LDM-292 i jeden oscylograf pętlicowy typ K12-21 zasilany prądem stałym.

Zadaniem systemu radiotelemetrycznego była transmisja za pomocą fal radiowych wielkości mechanicznych zmierzonych metodą elektryczną w rejonie poruszających się w szybie naczyń do aparatury odbiorczo-rejestrującej zainstalowanej w pomieszczeniu maszyny wyciągowej, rys. 16. Jako czujnika do pomiaru sił wzdłużnych w linach wykorzystano specjalnej budowy dynamometr elektro-oporowy. Dokładny opis tej metody pomiarowej jest podany w artykule [7].

Rys. 16. Zestaw aparatury odbiorczo-rejestrującej zainstalowanej w pomieszczeniu maszyny wyciągowej

W charakterystycznych okresach pomiaru w celu ułatwienia przyszłej analizy oscylogramów nanoszono na nie impulsy otrzymywane z elektronicznego generatora podstawy czasu.

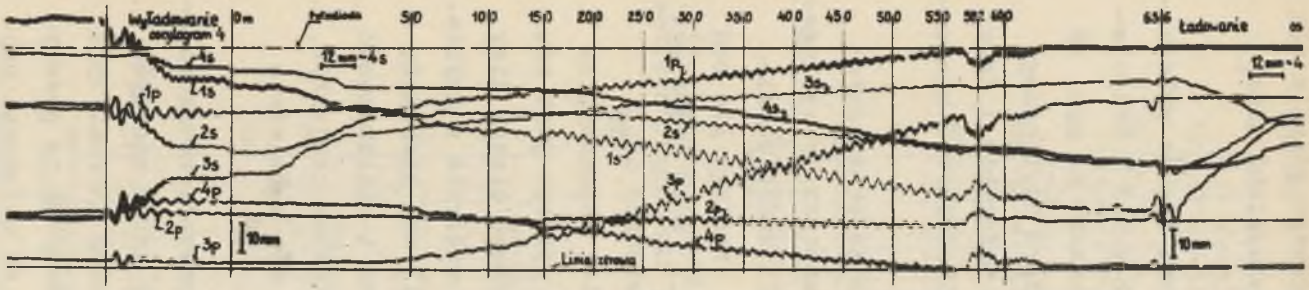
Zastosowany system radiotelemetryczny charakteryzował się całkowitą dokładnością zaliczoną do klasy średniej a błędy pomiaru nie przekroczyły 5%.

Pomiar został przeprowadzony podczas normalnej pracy urządzenia wyciągowego i objął jej wszystkie fazy, a więc: ładowanie urobku do skipu na podszybiu, rozruch urządzenia, jazdę ustaloną, hamowanie, wyładowanie naczynia na nadszybiu itd. Dodatkowo zaprogramowano i objęto pomiarami takie czynności jak hamowanie urządzenia wyciągowego jadącego z prędkością koncesyjną hamulcem manewrowym lub bezpieczeństwa w chwili gdy naczynia znajdowały się w środku głębokości szybu. W rejonie nad i podszybia obserwowano i mierzono wychylenia dźwigni zawiesi linowych.

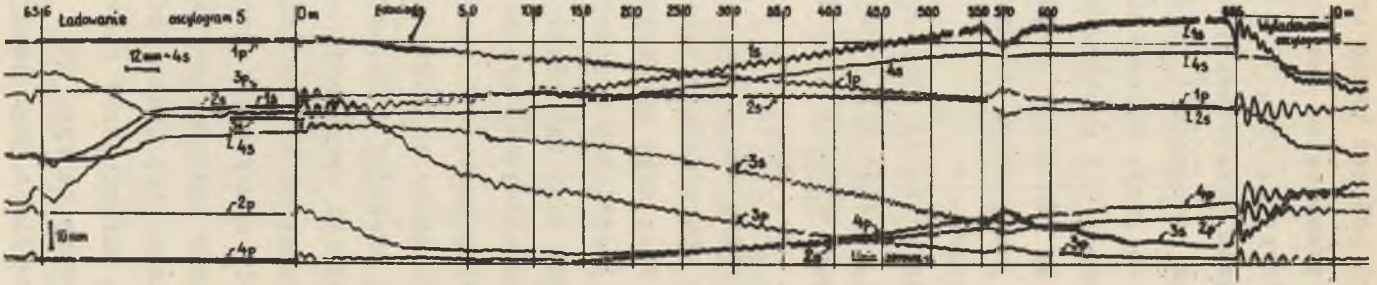
Przeprowadzone pomiary wykazały całkowitą przydatność systemu radiotelemetrycznego do tego typu pomiarów dynamicznych. Stwierdzono, że propagacja fal elektromagnetycznych o częstotliwości 56,8 MHz w szybie o głębokości 650 m odbywała się bez zakłóceń. Należy spodziewać się, że i ze znacznie większych głębokości odbiór będzie zadowalający. Do zalet zastosowanej aparatury radiotelemetrycznej należy zaliczyć jej zwartą budowę i łatwe rozmieszczenie na badanym obiekcie. Praca układu była stabilna mimo kilkugodzinnej pracy w bardzo ciężkich warunkach mokrego szybu. Współpraca systemu radiotelemetrycznego z czujnikami naprężno-oporowymi była bardzo dobra dzięki dużym wartościom $\Delta R/R$.

5.3.2. Wyniki pomiaru

Pełna powtarzalność licznych wyników pomiaru radiotelemetrycznego sił wzdłużnych występujących w ośmiu końcach czterech



Rys. 17. Zarejestrowany na taśmie oscylograficznej ośmiokanałowy zapis przebiegu zmiany obciążenia lin nośnych podczas jazdy przeciwciężaru z podszybia na nadszybie



Rys. 18. Przykład zarejestrowanego na taśmie oscylograficznej przebiegu zmiany obciążenia ośmiu końców czterech lin nośnych podczas jazdy pełnym skipem z podszybia na nadszybie

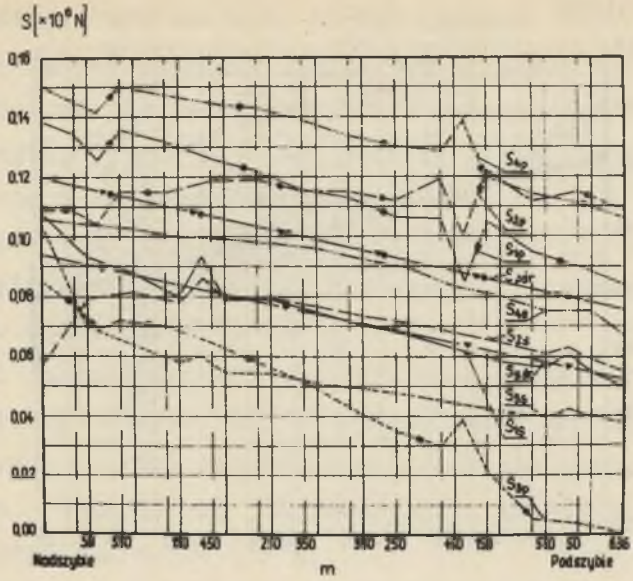
lin nośnych podczas pracy urządzenia wyciągowego pozwala dla przykładu podać tylko dwa charakterystyczne wycinki taśmy oscylograficznej, rys. 17 i 18.

Oscylogram przedstawiony na rys. 17 odnosi się do wyładunku skipu na nadszybiu i jazdy pustym skipem w dół a przeciwciężarem, do góry. Natomiast oscylogram pokazany na rys. 18 obrazuje pracę lin w okresie ładowania ciężaru użytecznego $Q \approx 12000$ kg do skipu znajdującego się na podszybiu i dalej w okresie jazdy skipu do nadszybia a przeciwciężaru w kierunku przeciwnym.

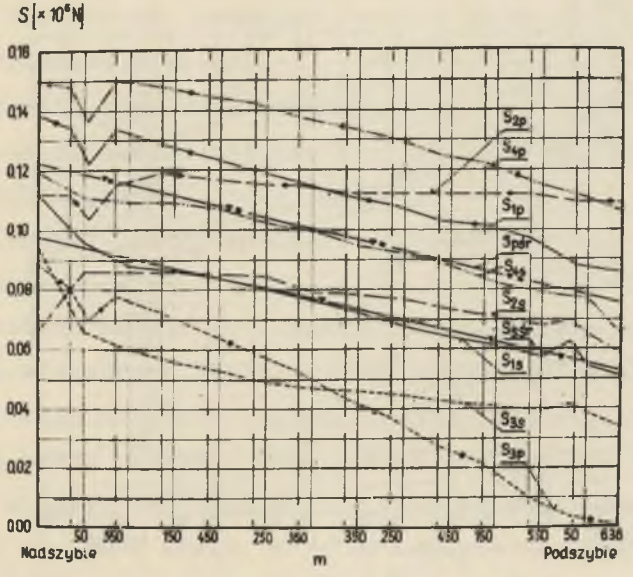
Oznaczenia lin na oscylogramach przyjęto za stosowanymi na kopalni, a więc z widoku ze stanowiska maszynisty wyciągowego po lewej stronie lina 1,2 ... Końce lin zróżnicowano indeksami: S - skip, p - przeciwciężar. Naciągi lin nad zawiesiem oznaczono S_{1S}, S_{2S} ... S_{1p} ..., a te które występują po obu stronach bębna pędnego odpowiednio S_{1SG}, S_{1pG} ... Przy czym upraszczając zagadnienie, założono, że naciąg po jednej lub drugiej stronie bębna pędnego jest równy naciągowi liny nad zawiesiem powiększonemu o ciężar liny nośnej odpowiadającej aktualnemu położeniu naczynia w szybie.

Na oscylogramach nie zaznaczono skali sił ani kierunków wzrostu naciągów, ze względu na brak miejsca i nieliniowość zachodzącą pomiędzy odkształceniem a obciążeniem czujników. Dokładne wyniki cechowania układu znajdują się w Katedrze Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej.

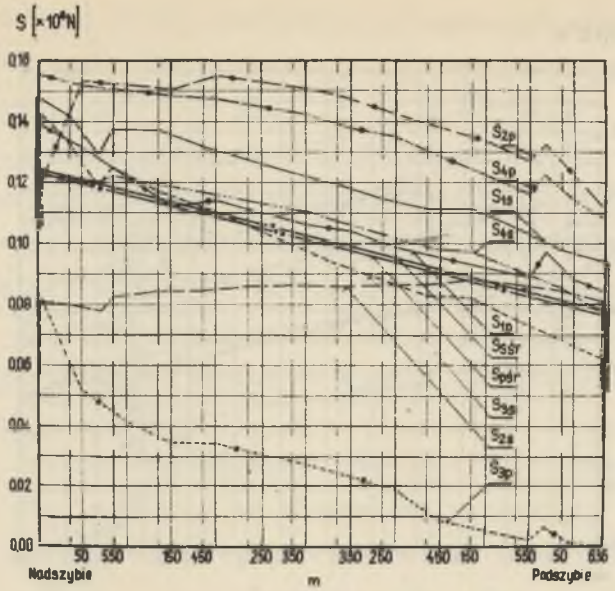
W oparciu o uzyskane oscylogramy i przeprowadzone cechowanie czujników sporządzono tablice i wykresy zmian naciągów poszczególnych lin wzdłuż drogi jazdy. Wykresy na rys. 19 i 20 dotyczą okresu jazdy pustego skipu z nadszybia na podszybia, a wykresy na rys. 21 i 22 odnoszą się do załadunku skipu na podszybiu i jego jazdy do góry wraz z wyładunkiem skipu na nadszybiu.



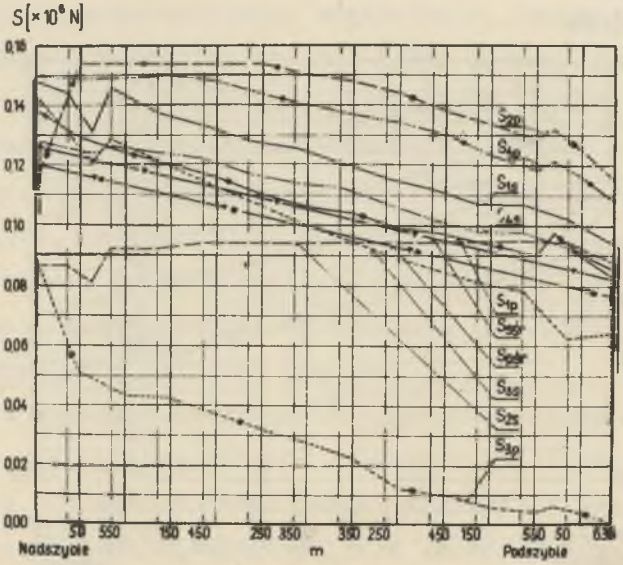
Rys. 19. Zmiana obciążenia końców lin nośnych wzdłuż drogi jazdy podczas ciągnienia przeciwciężaru z podszybia na nadszybie. Skip pusty



Rys. 20. Zmiana obciążenia końców lin nośnych wzdłuż drogi jazdy podczas ciągnienia przeciwciężaru z podszybia na nadszybie. Skip pusty



Rys. 21. Zmiana obciążenia końców lin nośnych wzdłuż drogi jazdy podczas ciągnienia załadowanego skipu z podszybia na nadszybie



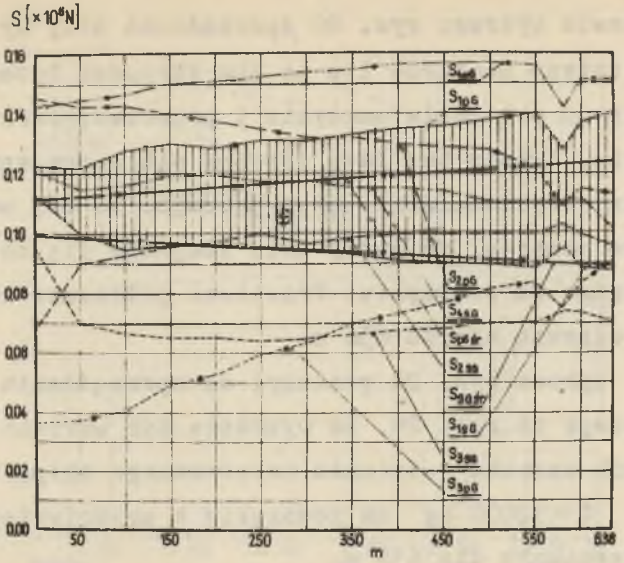
Rys. 22. Zmiana obciążenia końców lin nośnych wzdłuż drogi jazdy podczas ciągnienia załadowanego skipu z podszybia na nadszybie

Na podstawie wykresu rys. 20 sporządzono nowy wykres rys. 23 obrazujący zmiany naciągów lin po obu stronach bębna pędnego w zależności od położenia naczynia i przeciwciężaru wzdłuż głębokości szybu. Wykres ten jest istotny dla oceny sprzężenia ciernego lin z wykładzinami bębna pędnego. Na osi odciętych wartość zero oznacza, że pusty skip znajduje się na nadszybiu a przeciwciężar na podszybiu. Przeciwne położenia skipu i przeciwciężaru odnoszą się do 636 m.

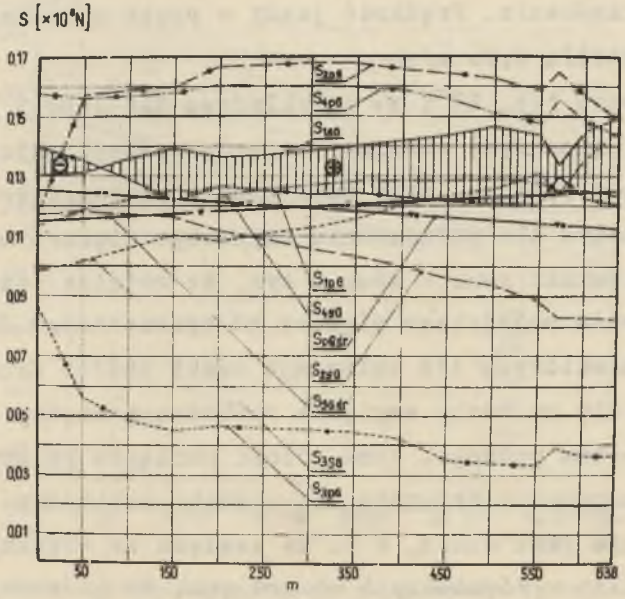
Z kolei wykres rys. 21 posłużył do sporządzenia wykresu przedstawionego na rys. 24. Na wykresie tym wartość zero na osi odciętych oznacza położenie załadowanego skipu ciężarem użytecznym $Q \approx 12000$ kg na podszybiu a przeciwciężaru na nadszybiu i przeciwnie dla 636 m.

Na podstawie oscylogramów stwierdza się, że na długości drogi jazdy od 0 do około 150 m odbywa się rozruch urządzenia, od 150 do około 540 m jazda ustalona a od 540 m rozpoczyna się hamowanie urządzenia. Prędkość jazdy w ruchu ustalonym podczas pomiarów wynosiła 8,76 m/s.

Na wykresach rys. 23 i 24 przykładowo dla liny 1 zakreskowano liniami pionowymi różnice naciągów występujących po obu stronach bębna pędnego, przy czym znak + oznacza, że różnica ta jest właściwa dla podnoszenia większego ciężaru od opuszczanego, natomiast znak - mówi o tym, że różnica jest właściwa dla podnoszenia mniejszego ciężaru od opuszczanego. Różnice naciągów dla niektórych lin zmieniają znaki wzdłuż drogi jazdy co wpływa istotnie na ruchy względne zachodzące między liną a wykładziną bębna pędnego. Suma różnic naciągów po obu stronach bębna dla wszystkich czterech lin w ruchu ustalonym badanego urządzenia nie jest stałą, a to ze względu na większy ciężar jednostkowy lin wyrównawczych od nośnych. Na podstawie pomiarów różnica w ciężarach jednostkowych liny wyrównawczej i nośnej, odniesiona do jednej liny nośnej wynosi 1,6 kg/m. Wobec



Rys. 23. Zmiana naciągów lin nośnych po obu stronach bębna pędnego w zależności od położenia pustego skipu i przeciwciężaru wzdłuż drogi jazdy podczas ciągnienia przeciwciężaru z podszybia na nadszybie

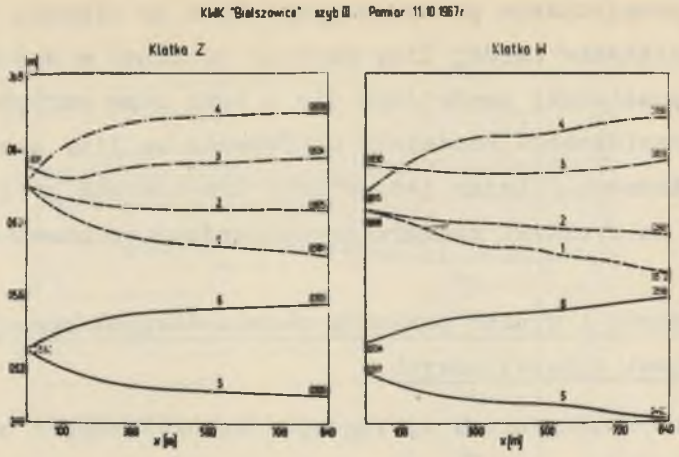


Rys. 24. Zmiana naciągów lin nośnych po obu stronach bębna pędnego w zależności od położenia załadowanego skipu i przeciwciężaru wzdłuż drogi jazdy podczas ciągnienia skipu z podszybia na nadszybie

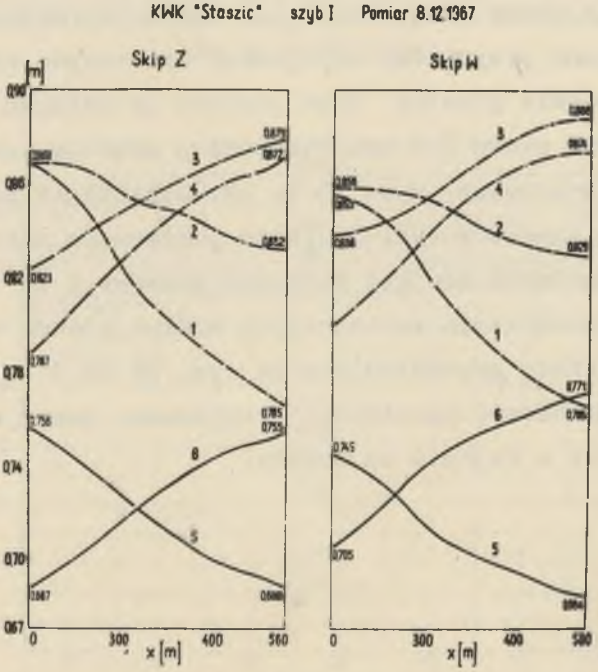
tego po przejechaniu przez naczynia 50 m po stronie podnoszonej obciążenie każdej liny powinno wzrosnąć o 0,8 kN, a po stronie opuszczanej zmniejszyć się o taką samą wartość. Jednak tak prawidłowego rozdziału obciążenia na liny nie zauważa się na wykresach. Ciężar jednostkowy lin nośnych przyjęto 5,5 kg/m za wynikami pomiaru przeprowadzonego przez kopalnię.

5.4. Metoda i wyniki pomiarów obrotu dźwigni kątowych zawiesi czterolinowych

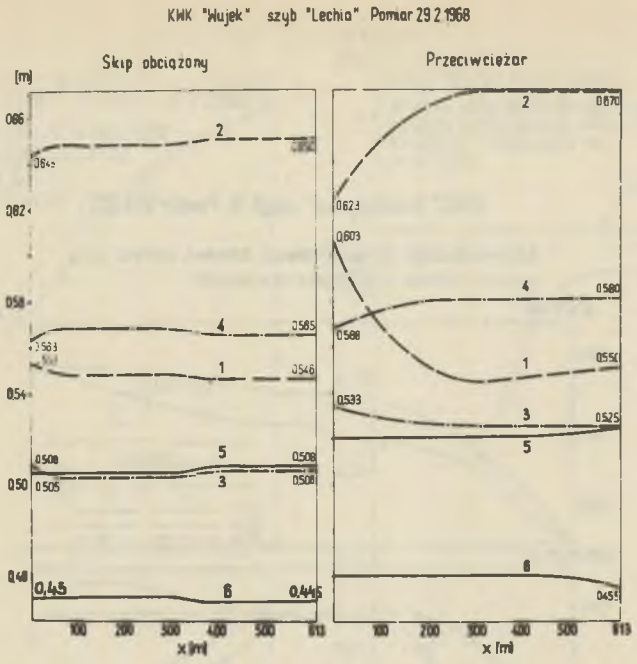
Na kilku urządzeniach wyciągowych czterolinowych przeprowadzono pomiary, których celem było określenie przemieszczeń czopów dźwigni kątowych zawiesi linowych wzdłuż głębokości szybu. Pomiary były wykonane podczas jazdy pustym lub pełnym naczyniem z nadszybia na podszybie z prędkością około 1 m/s. Po przejechaniu przez naczynie 50 lub 100 m zatrzymywano urządzenie i mierzono przymiarem odległości osi czopów dźwigni kątowych od podestu głowicy. Błąd pomiaru ze względu na różne czynniki wynosił około $\pm$ 2 mm. Niektóre z wyników pomiarów zestawiono na wykresach rys. 25 do 28. Oznaczenia poszczególnych czopów są zgodne z rys. 3. Celem porównania zmian kątów obrotu poszczególnych dźwigni kątowych jednego i drugiego naczynia danego urządzenia zachodzących wzdłuż głębokości szybu sporządzono wykresy przedstawione na rys. 29 do 31 Na tych wykresach za położenie początkowe przyjmowano pozycje dźwigni kątowych zawiesi w rejonie nadszybia.



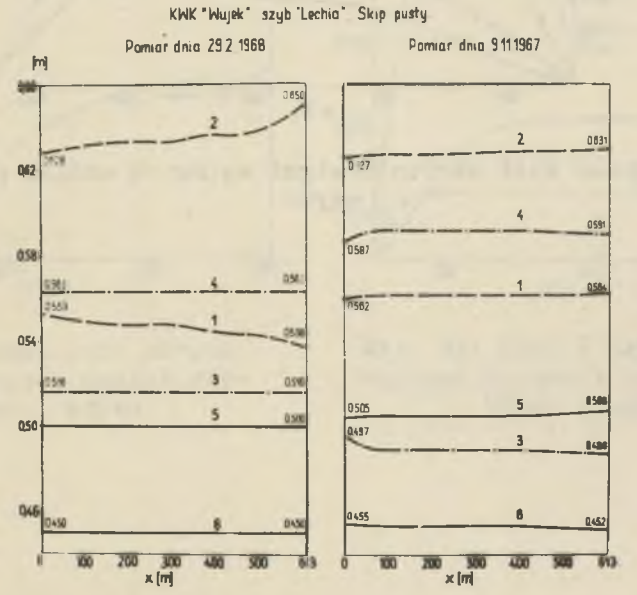
Rys. 25. Przemieszczenia pionowe osi czopów dźwigni kątowych zawiesia czterolinowego (wysokości mierzone od podestu głowicy naczynia) wzdłuż drogi jazdy podczas opuszczania pustych naczyń z nadszybia na podszybie



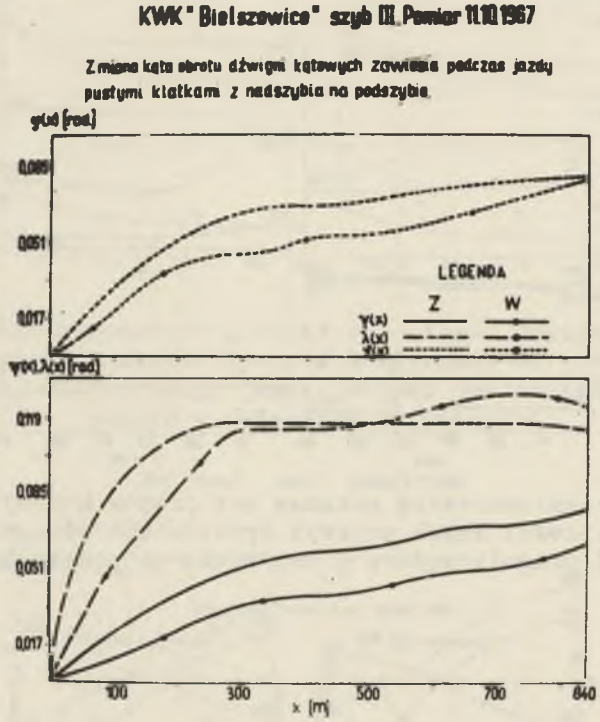
Rys. 26. Przemieszczenie pionowe osi czopów dźwigni kątowych zawiesia wzdłuż głębokości szybu



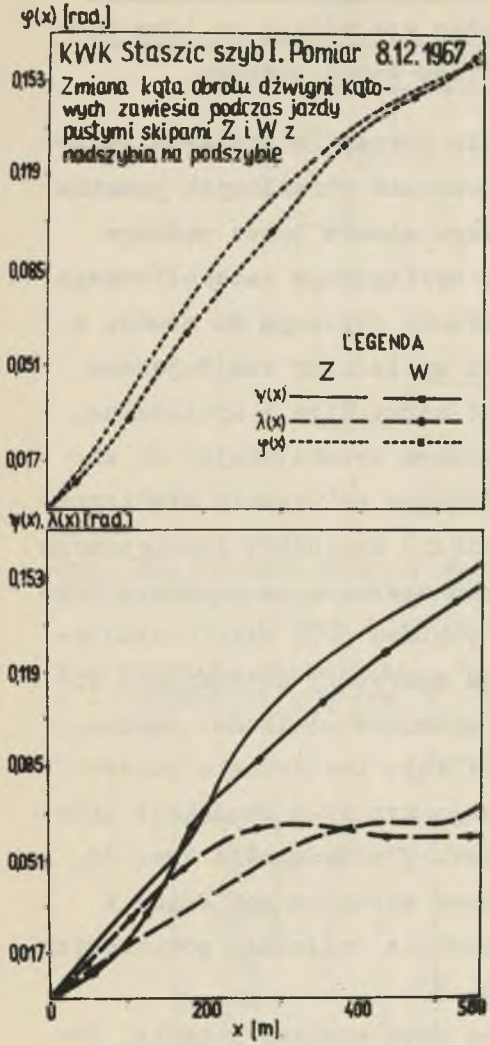
Rys. 27. Przemieszczenie pionowe osi czopów kątowych zawiesia wzdłuż głębokości szybu podczas opuszczania obciążonego skipu i przeciwciężaru z nadszybia na podszybie



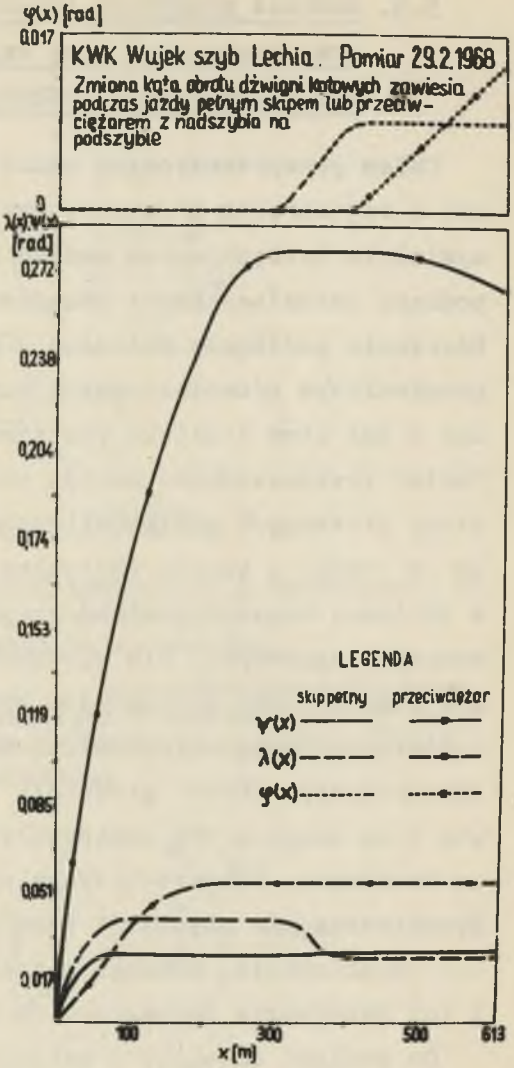
Rys. 28. Przemieszczenie pionowe osi czopów dźwigni kątowych zawiesia wzdłuż głębokości szybu podczas opuszczania pustego skipu z nadszybia na podszybie



Rys. 29. Zmiana kąta obrotu dźwigni kątowych wzdłuż głębokości szybu



Rys. 30. Zmiana kąta obrotu dźwigni kątowych wzdłuż głębokości szybu

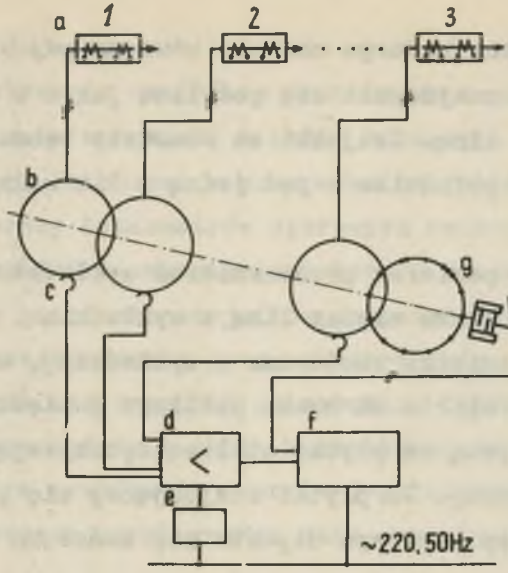


Rys. 31. Zmiana kąta obrotu dźwigni kątowych wzdłuż głębokości szybu

5.5. Badania przebiegu przemieszczeń zmiennych wykładzin oraz przesunięć liny względem wykładziny na łuku opasania powstałych podczas ruchu bębna pędnego

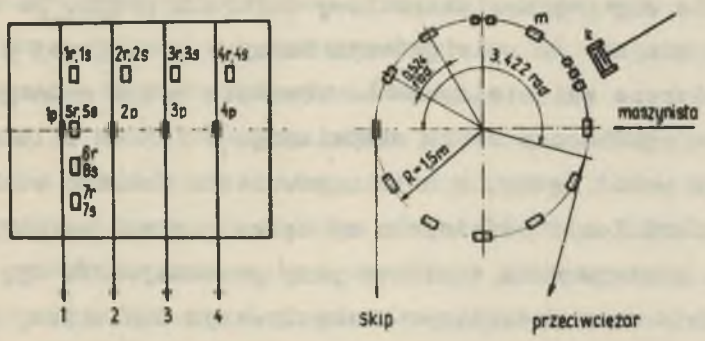
Celem przeprowadzonych badań było dokonanie pomiarów łącznie z rejestracją przebiegu przemieszczeń określonych punktów wykładzin występujących wzdłuż całego obwodu bębna pędnego podczas normalnej pracy urządzenia wyciągowego czterolinowego. Mierzeniu podlegały składowe w kierunku stycznym do obwodu i promieniowym przemieszczenia punktu wykładziny znajdującego się w osi liny i blisko powierzchni styku liny z wykładziną. Pomiar przeprowadzono metodą przewodową wykorzystując do zamiany mierzonych wielkości mechanicznych na sygnały elektryczne na jednej z kopalń (Bolesław Śmiały) czujników indukcyjnych a na innej kopalni (Wujek) czujników opartych na zasadzie tensometrów oporowych. Dla wykonania pomiaru przy użyciu czujników indukcyjnych zastosowano zestaw aparatury składającej się z ośmiokanałowego elektronicznego miernika wielkości mechanicznych typ RF-01 produkcji Instytutu Lotnictwa w Warszawie oraz oscylografu ośmiopętlicowego typ OP-8 produkcji LASE we Wrocławiu. Schemat blokowy aparatury przedstawia rys. 32. Przemieszczenia styczne i promieniowe mierzono pod każdą z lin jednocześnie. Schemat rozmieszczenia czujników pomiarowych i ich oznaczenia zestawiono na rys. 33.

Do pomiaru założono w wykładzinę pręt stalowy z kulką. Jeden koniec pręta był przymocowany na stałe do uchwytu mocującego wykładzinę w miejscu pomiaru. Drugi koniec pręta przechodził swobodnie przez otwór w drugiej części uchwytu stalowego i zakończony był blaszkami, do których dotykały końcówki czujników indukcyjnych. W wykładzinie był wywiercony otwór o średnicy kulki. Odległość między liną a kulką wynosiła około 2mm. Przemieszczenia styczne i promieniowe wykładziny mierzono na



Rys. 32. Schemat blokowy aparatury pomiarowej przeznaczonej do badania przemieszczeń wykładzin i ruchów względnych pomiędzy linami a wykładzinami bębna pędnego

a - czujniki indukcyjne 1, 2 ..., b - pierścienie ślizgowe, c - zbieracze prądowe, d - wzmacniacz 8 kanałowy RF-01, e - zasilacz, f - oscylograf pętlicowy OP-8, g - magnesy stałe, h - kontaktron



Rys. 33. Oznaczenia czujników przemieszczeń i schemat ich rozmieszczenia na bębnie pędnym maszyny wyciągowej czterolinowej szybu Aleksander III KWK Bolesław Śmiały

1r, 2r, ... - czujniki indukcyjne do pomiaru przemieszczeń promieniowych wykładzin, 1s, 2s, ... - czujniki do pomiaru przemieszczeń stycznych wykładzin, 1p, 2p, ... - czujniki do pomiaru przesunięć liny względem wykładziny, m - magnesy stałe, k - kontaktron

całym obwodzie bębna pędnego zarówno wówczas gdy wykładzina wraz z czujnikami znajdowała się pod liną jak i w części obwodu nieopasanego liną. Czujniki na obwodzie bębna były rozmieszczone wzdłuż południka a pod jedną z lin wzdłuż równoleżnika.

Jednocześnie z pomiarem przemieszczeń wykładziny wykonano pomiar względnego ruchu między liną a wykładziną. Do tego celu wykorzystano czujniki wbudowane w wykładzinę, a których zasada pracy była oparta na braku poślizgu pomiędzy liną a gumą surową naklejoną na płytkę stalową spoczywającą na podłożu z pianki gumowej. Do płytki znajdującej się pod liną zamocowany był występ z którym stykała się końcówka czujnika indukcyjnego.

Odprowadzenie sygnałów elektrycznych pochodzących od czujników indukcyjnych (lub też tensometrów oporowych naklejonych w układzie pełnego mostka na specjalnych czujnikach przemieszczeń zabudowanych w wykładzinie - kop. Wujek) wirujących wraz z bębnem pędnym do aparatury wzmacniająco - rejestrującej odbywało się poprzez szczotkowy zbieracz prądu. Ze względu na brak miejsca na wale głównym maszyny wyciągowej pierścienia zbiorcze zainstalowano na obwodzie bębna pędnego. Pierścienie wykonano z drutu miedzianego ∅ 1,5 mm silnie naciągniętego wokół bębna. W celu zapewnienia dobrego stanu izolacji pierścienie oddzielono od bębna paskami ceraty olejowej. Dla zmniejszenia zakłóceń przy przekazywaniu sygnałów wykonano zbieracze szczotkowe z regulowanym dociskiem, które rozmieszczono w trzech miejscach na obwodzie bębna. Ponieważ pomiar wymagał znacznej liczby ścieżek łączeniowych w związku z tym wykonano pierścienie w dwóch grupach po 5 i dwóch po 4. Stwierdzono, że przekazywanie sygnału elektrycznego przez szczotkowy zbieracz prądu przy prędkościach obwodowych 10 m/s było dobre z czujników indukcyjnych, natomiast

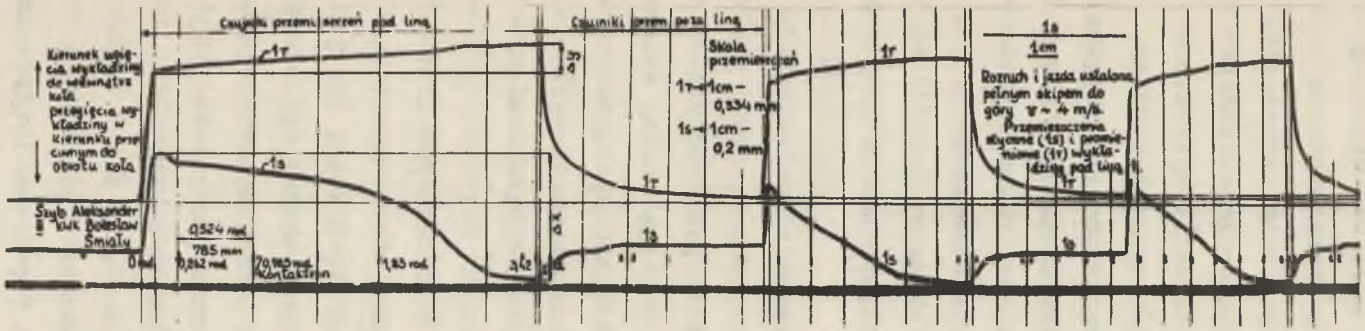
dla tensometrów oporowych należało obniżyć prędkość obwodową do 2m/s. Cechowanie czujników indukcyjnych przeprowadzono w pełnym zestawie aparatury i kabli łączących przy użyciu płytek wzorcowych. Natomiast w przypadku czujników przemieszczeń opartych na pracy tensometrów oporowych cechowanie wykonano przy użyciu czujnika zegarowego Zeissa o dokładności 0,01 mm.

Określenie położenia czujników przemieszczeń na obracającym się bębnie przeprowadzono przy wykorzystaniu magnesów stałych rozmieszczonych symetrycznie na obwodzie bębna. Magnesy stałe w momencie przechodzenia obok kontaktronu zamocowanego na szczęce hamulca powodowały zwarcie jego styków, co z kolei było rejestrowane na oscylografie jako przepływ prądu przez pętlicę.

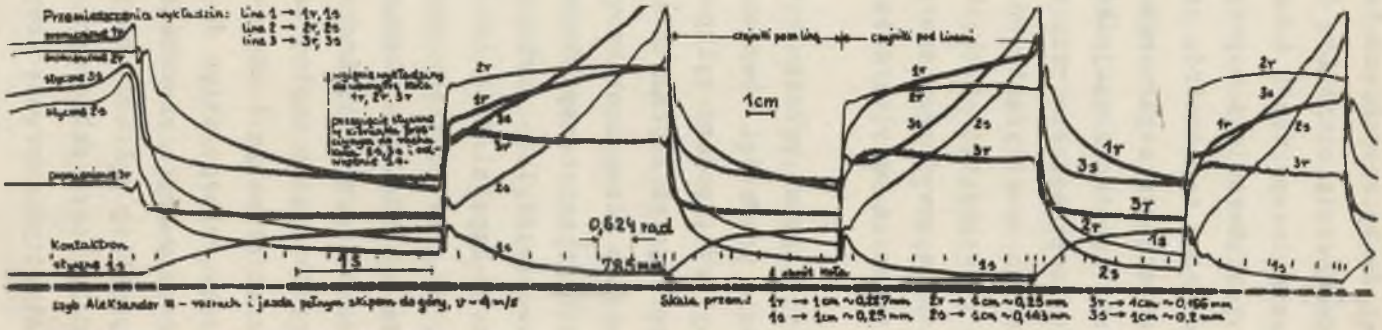
Ten sposób zapisu położenia czujników zezwalał jednocześnie na określenie prędkości obwodowej bębna pędnego.

Dla przykładu, podano tylko kilka, z wielu przebadanych zmian przemieszczeń stycznych i promieniowych wykładziny zachodzących podczas różnych okresów pracy urządzenia wyciągowego, przypadków uzyskanych zapisów przebiegu przemieszczeń wykładziny gumowo-tekstylnej występujących na bębnie pędnym maszyny wyciągowej kopalni Bolesław Śmiały.

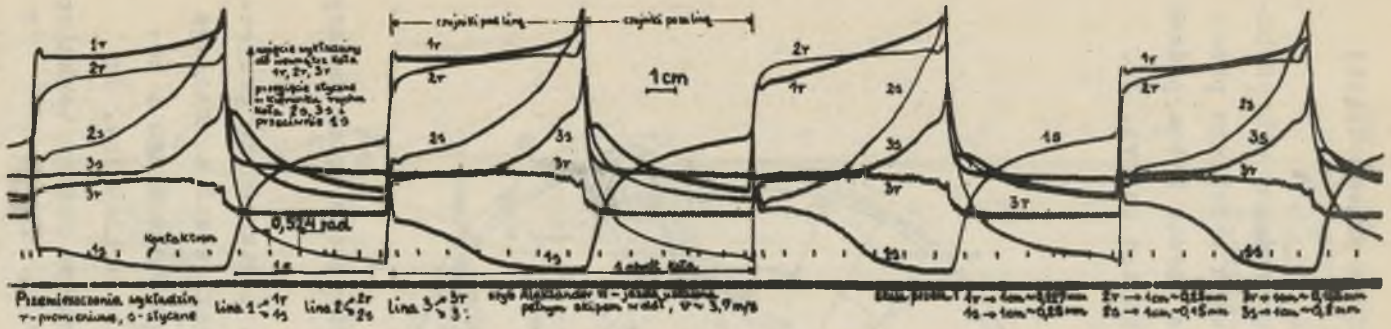
Na rys. 34 jest pokazany zapis przebiegu składowych przemieszczenia wykładziny w kierunku stycznym i promieniowym pod liną 1 podczas rozruchu pełnego skipu do góry. Z kolei na rys. 35 i 36 przedstawiono zapisy przebiegu przemieszczeń wykładziny w kierunku stycznym i promieniowym pod linami 1, 2 i 3 podczas rozruchu pełnego skipu do góry i podczas jazdy ustalonej pełnego skipu w dół z prędkością 4 m/s. Zapisy na rys. 37 obrazują przebieg poślizgu sprężystego lin 1, 2, 3 i 4 względem wykładziny oraz składowych przemieszczenia wykładziny w kierunku stycznym i promieniowym pod liną 1 podczas jazdy usta-



Rys. 34. Wycinek oscylogramu z zapisem przebiegu zmiany przemieszczenia wykładziny w kierunku stycznym do obwodu i promieniowym podczas ruchu maszyny wyciągowej



Rys. 35. Wycinek oscylogramu z zapisem przebiegu zmiany przemieszczenia wykładziny pod liną 1, 2 i 3 podczas jazdy pełnym skipem do góry

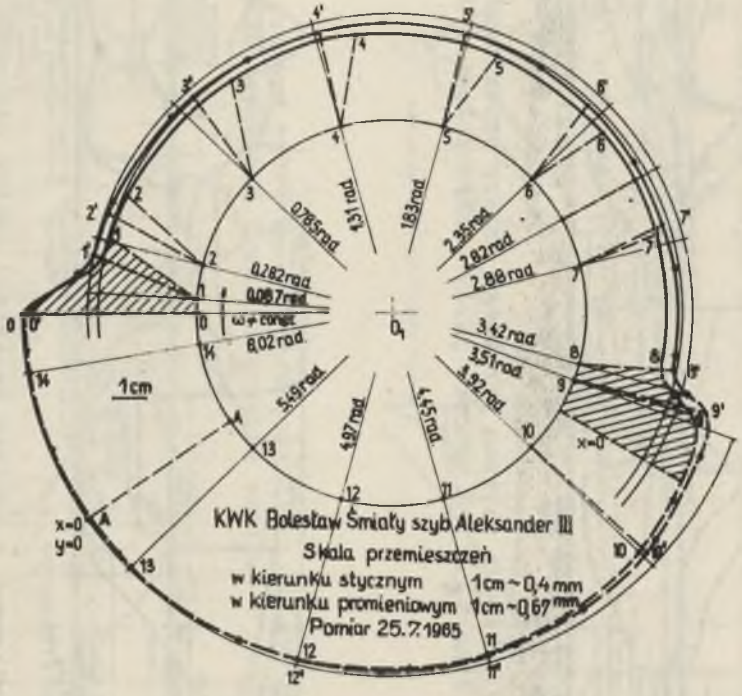


Rys. 36. Wycinek oscylogramu z zapisem przebiegu zmiany przemieszczenia wykładziny pod liną 1, 2 i 3 podczas jazdy pełnym skipem w dół

Rys. 37. Wycinek oscylogramu z zapisem przebiegu zmiany przemieszczenia wykładziny i przesunięć lin względem wykładziny podczas gwałtownego hamowania urządzenia wyciągowego

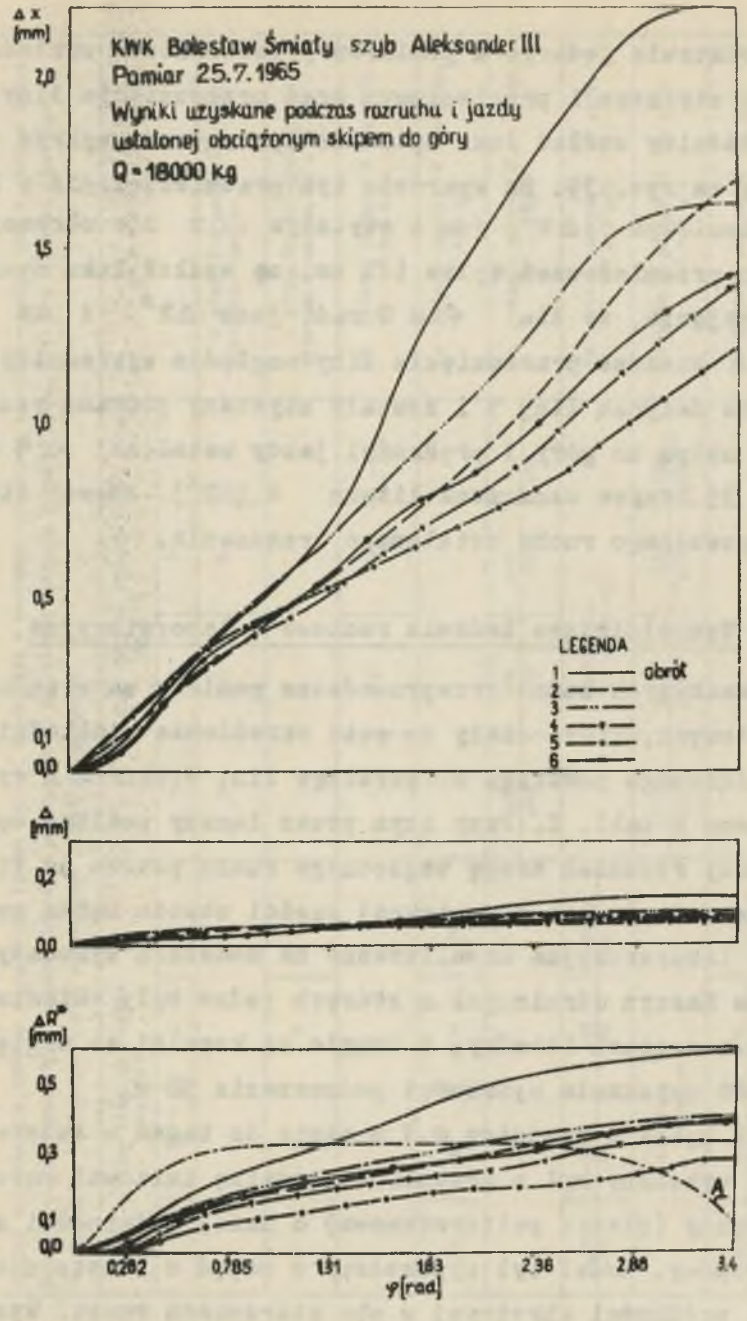
lonej pełnego skipu w górę z prędkością 4 m/s przechodzącej w gwałtowne hamowanie.

Na podstawie oscylogramu - rys. 34 - sporządzono wykres badanych wielkości, wykonany w postaci krzywych przebiegu przemieszczeń wykładziny występujących podczas obrotu bębna pędnego w funkcji kąta obrotu. Krzywe te są pokazane na rys. 38.



Rys. 38. Przemieszczenie wykładziny wzdłuż obwodu bębna pędnego

Należy tutaj zaznaczyć, że pomimo długich i starannych przygotowań do pomiaru nie udało się w pełni zrealizować założonego programu, który przewidywał jednoczesny pomiar naciągu i poślizgu sprężystego lin oraz przemieszczenia wykładziny. Na przeszkodzie stanął tutaj cały szereg przyczyn natury technicznej i organizacyjnej.



Rys. 39. Zmiana przemieszczenia wykładziny w kierunku stycznym ΔX, promieniowym ΔR^x i przesunięcia liny względem wykładziny Δ wzdłuż łuku opasania podczas ruchu maszyny wyciągowej

Na podstawie jednego z pomiarów przemieszczeń wykładziny w kierunku stycznym i promieniowym oraz przesunięcia liny względem wykładziny wzdłuż łuku opasania sporządzono wykres przedstawiony na rys. 39. Na wykresie tym przemieszczenia w kierunku promieniowym ΔR^x jak i stycznym Δx nie obrazują całkowitych przemieszczeń tylko ich zmianę wzdłuż łuku opasania przy przyjęciu, że dla $\varphi = 0$ rad jest ΔR^x i Δx równe zero. Δ oznacza przesunięcie liny względem wykładziny. Wyniki te dotyczą liny 1 i zostały uzyskany podczas rozruchu pełnego skipu do góry i prędkości jazdy ustalonej < 4 m/s. Na rys. 39 krzywa oznaczona literą A (ΔR^x) odnosi się do bardzo powolnego ruchu ustalonego urządzenia.

5.6. Uzupełniające badania ruchowe i laboratoryjne

W ramach tych badań przeprowadzono pomiary na urządzeniach przemysłowych, które miały na celu określenie wielkości i kierunków łącznego poślizgu sprężystego lin. Niektóre z wyników zestawiono w tabl. 2. Przy czym przez łączny poślizg sprężysty lin należy rozumieć drogę względnego ruchu punktu na linie w stosunku do punktu na sztywnej części obwodu bębna pędnego. Badania laboratoryjne zrealizowano na modelach wykonanych w Katedrze Maszyn Górniczych z których jedne były zainstalowane w pomieszczeniach Katedry, a drugie na kopalni ze względu na możliwość uzyskania wysokości podnoszenia 36 m.

Model bębna o średnicy 0,1 m użyty do badań w laboratorium Katedry wykonany był z drewna. Wykładzinę imitował materiał syntetyczny (pianka poliuretanowa) o dużej podatności a linę pasek gumowy. Model był wyposażony w napęd o bezstopniowej regulacji prędkości obrotowej w obu kierunkach ruchu. Wysokość podnoszenia wynosiła 5 m. Rejestracji przemieszczeń wykładziny wzdłuż łuku opasania dokonano przy użyciu metody fotograficznej.

Częściowe wyniki pomiaru łącznego poślizgu sprężystego lin. Szyb Foch II KWK Knurów

Przykładowe wyniki pomiaru łącznego poślizgu sprężystego lin na bębnie pędnym

Pomiar wykonano 2.4.1968 na szybie Foch II KWK Knurów. Wykładzina z tworzywa sztucznego założona w lutym 1968 r. Znak + oznacza łączny poślizg sprężysty wykonany w kierunku przeciwnym do aktualnego kierunku obrotów bębna, znak – w kierunku odwrotnym.
λ sprężyste wydłużenie lin po załadowaniu ciężarem użytecznym.

Kolejne liny po stronie skipu W				Kolejne liny po stronie skipu Z				Uwagi
1	2	3	4	1	2	3	4	
				0	0	0	0	Z u góry. Oba naczynia puste. Wykonanie znaków
0	0	0	0					W u góry. Oba naczynia puste. Wykonanie znaków. V = 5 m/s
				0	0	0	-5	Po jeździe pustym Z do góry. V = 5 m/s
-25	-20	-21	-30					Po jeździe pustym W do góry. V = 5 m/s
				+17 +17	+15 +15	+17 +17	+12 +17	Po jeździe pustym Z do góry. V = 5 m/s
-35 -10	-31 -11	-31 -10	-34 -4	Ładowanie Z λ = 310 mm				Po jeździe pustym W do góry V = 5 m/s
Ładowanie W λ = 290 mm				+500 +485	+500 +485	+505 +488	+505 +493	Po jeździe pełnym Z do góry V = 5 m/s
-43 -8	-42 -11	-40 -9	-31 -7					Po jeździe pełnym W do góry V = 5 m/s
itd.				+58 -423	+60 -425	+56 -432	+52 -441	Po jeździe pustym Z do góry V = 5 m/s

Zdjęcia robiono aparatem fotograficznym Praktina IIA z obiektywem Sonnar 2,8/180. Czas naświetlania wynosił 0,001 s przy przysłonie 5,6-8. Szczegółowe wyniki tych pomiarów jakościowych zawarte są w opracowaniu Katedry, których tutaj nie zamieszcza się ze względu na objętość pracy.

Model bębna, który służył do badań prowadzonych na kopalni był wykonany z większym podobieństwem do urządzenia rzeczywistego. Średnice nawojowe bębna wynosiły 0,34 m przy średnicy lin 0,0045 m. Przez bęben pędny przewijały się jednocześnie dwie liny obciążone identycznie. Wykładziny pod jedną i drugą liną były wykonane z tej samej gumy dla której moduł sprężystości podłużnej wynosił według pomiarów około $0{,}27.10^6$ N/m^2, twardość według Shore'a 50-55 a pętla histerezy sprężystej była bardzo mała. W celach badawczych zróżnicowano szerokości wykładzin pod obu linami. Wymiary te dobrano tak, że podatność jednej wykładziny w kierunku stycznym była znikoma, natomiast drugiej bardzo duża. Na urządzeniu tym wykonano cały szereg badań, których celem było określenie wpływu podatności wykładziny w kierunku stycznym na wyrównanie naciągów lin. Wyniki tych badań zamieszczone są w opracowaniu Katedry Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej.

6. ANALIZA I DYSKUSJA WYNIKÓW PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

6.1. Wpływ sprężystości układu liny - wykładziny na prędkość lin różnie obciążonych po obu stronach napędu ciernego

Publikowane w piśmiennictwie wyniki dotychczas prowadzonych badań dotyczyły wyłącznie prędkości ruchu podatnego cięgna w układach o napędzie ciernym w którym bęben pędny jest nieod-

kształcalny i R = const. W takich układach prędkość ruchu cięgna dla $S_i \gtrless S_{iop}$ jest określona znanymi formułami podawanymi w podręcznikach.

Pewne uwagi dotyczące określenia prędkości podnoszenia i opuszczania podatnej liny w układach o napędzie ciernym w którym bęben pędny jest wyłożony podatną okładziną są zawarte w [33], [37] i [1]. W oparciu o przeprowadzone w ramach tej pracy badania ruchowe i laboratoryjne w zakresie omawianego zagadnienia nasuwają się następujące istotne uwagi i spostrzeżenia:

- przy idealnym zrównaniu obciążeń obu gałęzi liny $S_i = S_{iop}$ prędkość podnoszenia jest równa prędkości opuszczania. Prędkość ta jest jednak zależną od obciążenia liny i podatności wykładziny w kierunku promieniowym: $w_{lwi} = w_{loi} = \omega \cdot (R - \frac{S_i}{c_{pi} R})$, gdzie w_{lwi} - prędkość podnoszenia i-tej liny, w_{loi} - prędkość opuszczania i-tej liny. Wpływ podatności wykładziny w kierunku stycznym nie występuje w tym przypadku ze względu na brak sił stycznych na łuku opasania. W układach wielolinowych tylko dla $S_1 = S_2 \ldots = S_n$, $c_{p1} = c_{p2} = \ldots = c_{pn}$ oraz R równego dla wszystkich rowków linowych zachodzi $w_{lwi} = w_{loi}$. W przeciwnym przypadku następuje zróżnicowanie prędkości podnoszenia i opuszczania poszczególnych lin i zmiana ich obciążenia,

- przy podnoszeniu nadwagi $S_i > S_{iop}$ różnica dróg obu naczyń jest określona wielkością sprężystego wydłużenia lin podczas załadunku ciężarem użytecznym,

- prędkość opuszczania jest mniejsza od prędkości podnoszenia danej liny (przy podnoszeniu $S_i > S_{iop}$) lub większa (przy opuszczaniu $S_i < S_{iop}$) o wartość maksymalnego pośliz-

gu sprężystego zachodzącego za udziałem sprężystości liny i przenoszonego przez dany rowek momentu obciążenia,

- prędkość podnoszenia liny nie wynika z iloczynu prędkości kątowej i promienia punktu wejścia liny na łuk opasania lecz zależy od zjawisk towarzyszących sprzężeniu ciernemu podatnej liny z podatną wykładziną bębna pędnego. Podczas podnoszenia nadwagi $(S_i > S_{iop})$ przemieszczenia wykładziny w kierunku promieniowym wynikające ze zmiany nacisku promieniowego liny na żłobek wykładziny zwiększają promień praktycznie wzdłuż całego łuku opasania w stosunku do promienia punktu wejścia liny na łuk opasania $R_w = R - \frac{S_i}{c_{pi} R}$. Opóźnienie sprężyste lub własności reologiczne materiału wykładziny zmieniają ten proces na odwrotny, rys. 39. Następstwem zmiany promienia jest zwiększenie lub zmniejszenie długości łuku opasania w stosunku do długości łuku okręgu zatoczonego promieniem R_w.

Z kolei przemieszczenia wykładziny w kierunku stycznym rys. 38 i 39 wynikające ze zmiany siły tarcia zmniejszają prędkość kątową od punktu do punktu wzdłuż łuku opasania i jednocześnie powodują wydłużenie tego łuku. Wynikiem zmiany geometrii łuku opasania jest przede wszystkim obniżenie prędkości liny w punkcie zejścia jej z bębna pędnego poniżej wartości odpowiadającej różnicy prędkości wejścia i prędkości jej poślizgu sprężystego. Zatem w myśl zasady stałości masy liny przebiegającej w jednostce czasu przez dany przekrój na obwodzie łuku opasania określony kątem φ : $(w_1 \cdot \gamma_1 \cdot F_1)_\varphi = \text{const}$ musi nastąpić zmniejszenie prędkości wejścia liny na łuk opasania po stronie podnoszonej nadwagi do takiej wartości od której po odjęciu prędkości poślizgu sprężystego liny otrzyma się prędkość zejścia liny z łuku opasania a więc prędkość opuszczania liny. Otrzymuje się więc stały poślizg liny w całości w kierunku przeciwnym do kierunku podnoszenia. Istotnym wnios-

kiem jest tutaj to, że prędkość ruchu liny w żadnym punkcie łuku opasania nie jest równa prędkości obwodowej bębna pędnego. W zależności od procesów zachodzących podczas sprzężenia ciernego możliwym jest wystąpienie całego szeregu zjawisk pośrednich łącznie z tzw. przeprężeniem cięgna po stronie wejścia liny na bęben pędny i utworzeniem się dwóch skutecznych łuków opasania [1]. Bardziej szczegółowemu omówieniu tych zagadnień zostanie poświęcona odrębna publikacja autora.
Przy opuszczaniu nadwagi ($S_i < S_{iop}$) zmiana przemieszczenia wykładziny na łuku opasania daje w wyniku zwiększenie prędkości opuszczania nadwagi ponad sumę prędkości wejścia liny na bęben pędny i prędkości poślizgu sprężystego liny. Z wymienionej wyżej zasady wynika teraz konieczność zwiększenia prędkości nachodzenia liny na bęben pędny. Następuje poślizg liny w całości w stosunku do punktu na sztywnej części obwodu bębna w kierunku zgodnym z kierunkiem podnoszenia. Zjawiska te zostały w pełni potwierdzone wynikami badań przeprowadzonych na modelach i urządzeniach przemysłowych,

- dla przeciętnie projektowanych urządzeń wyciągowych wielolinowych oraz dla wykładzin z tworzywa sztucznego wartość stosunku poślizgu liny w całości wywołanego podatnością wykładziny do poślizgu sprężystego liny jest zawarta w przedziale 0,5 do 0,65, natomiast dla wykładzin o większej podatności np. wykonanych z taśm przenośnikowych wartość tego stosunku zbliża się do 1,0 przy przyjęciu za stan zerowy ruch naczyń równo obciążonych i dających naciąg w linach S_{iop}. Wartość tego stosunku jest równa około 1/3 poprzednich wartości przy przyjęciu za stan zerowy ruch naczyń równo obciążonych i dających naciąg w linach S_i, gdzie $S_i > S_{iop}$. W badaniach modelowych wartości tego stosunku uzyskano kilkakrotnie większe ze względu na wyraźnie zwiększoną podatność wykładzin,

- przedstawione zjawiska w układach wyciągowych jednolinowych nie mają praktycznego znaczenia natomiast w układach wielolinowych przedstawiony poślizg liny w całości ze względu na to, że jego wielkość i kierunek zależą od aktualnego obciążenia liny po obu stronach bębna pędnego, podatności liny i wykładziny przyczynia się do wyrównania naciągów poszczególnych lin nośnych.

6.2. Zagadnienie symetrii rozkładu obciążenia na liny po obu stronach urządzenia wyciągowego

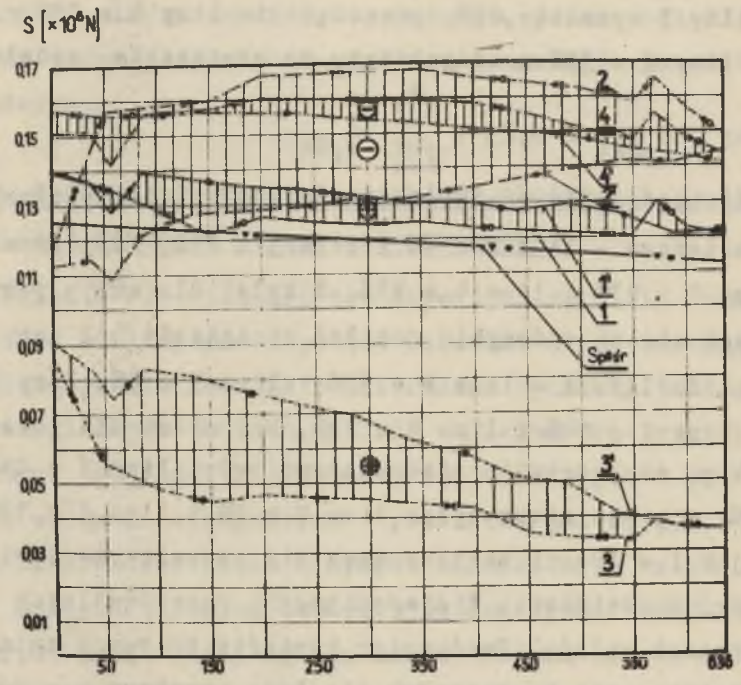
Założona w rozważaniach teoretycznych symetria rozkładu obciążenia na liny nośne po obu stronach układu wyciągowego wielolinowego nie została potwierdzona wynikami badań ruchowych. Analiza porównawcza wyników obliczeń przeprowadzonych dla danych urządzeń na podstawie wyprowadzonych w pracy zależności z wynikami otrzymanymi z pomiarów rys. 29, 30 i 31 wykazała duże podobieństwo krzywych obrazujących zmianę kąta obrotu dźwigni kątowych zawiesia wzdłuż drogi jazdy. Nieznaczny rozrzut wyników należy tłumaczyć zmianą oporów tarcia czopowego zawiesia wzdłuż drogi jazdy, różnymi długościami naturalnymi założonych lin, różnicami występującymi pomiędzy parametrami koncesyjnymi a rzeczywistymi urządzenia, trudnościami w prawidłowym doborze różnicy średnic i podatności wykładzin oraz uproszczeniami poczynionymi w rozważaniach teoretycznych. Z pomiarów radiotelemetrycznych wynika, że w zakresie ruchu ustalonego naczyń (rys. 23 - głębokość szybu od 150 do 550 m) przebieg zmiany obciążenia poszczególnych lin jest zbliżony do przewidywanego na podstawie badań teoretycznych i niewiele odbiega od linii prostej na co zasadniczy wpływ ma podatność wykładzin. Nieznaczne odchylenia krzywych zmian obciążenia lin wzdłuż długości drogi jazdy do linii prostej w postaci

wypukłości lub wklęsłości są spowodowane działaniem stabilizującym i wyrównującym dźwigni kątowych oraz dynamiką układu. Rozdział obciążenia na liny był bardzo zróżnicowany i tak np. gdy przeciwciężar znajdował się na podszybiu (rys. 23) niedociążenie liny 3 wynosiło 67%, przeciążenie liny 4 - 28%, liny 1 - 10% i liny 2 - 30% w odniesieniu do obciążenia średniego jednej liny $S_{pGśr} = 0{,}25 \cdot \sum_{i=1}^{4} S_{pGi}$.

W rejonie nadszybia rozdział obciążenia był następujący: liny niedociążone - lina 2 o 9% i lina 3 o 27%, liny przeciążone - lina 1 o 13% i lina 4 o 23%. Z kolei dla skipu pustego znajdującego się na nadszybiu rozkład obciążenia był następujący: liny niedociążone - lina 2 o 32% i lina 3 o 4%, liny przeciążone - lina 1 o 14% i lina 4 o 22%. Natomiast dla położenia pustego skipu na podszybiu niedociążone były: lina 1 o 1% i lina 3 o 20%, a przeciążone były: lina 2 o 8% i lina 4 o 13%. Podobnie jak i w innych urządzeniach nie zauważa się zgodności procentowego przeciążenia i niedociążenia poszczególnych lin po obu stronach układu. Porównując kształty krzywych zmian obciążenia dotyczących tych samych lin lecz uzyskanych w gałęziach aktualnie podnoszonych np. S_{1pG} (rys. 23) z S_{1SG} (rys. 24) lub aktualnie opuszczanych np. S_{1SG} (rys. 23) z S_{1pG} (rys. 24) stwierdza się, że krzywe dotyczące liny 1 i 4 wykazują najlepsze podobieństwo, natomiast odnosząc się do liny 3 i 2 wykazują duże rozbieżności. Przyczynami tego były dla liny 3 nadmierna długość naturalna w porównaniu z pozostałymi a dla liny 2 inne właściwości mechaniczne wynikające z większej długości skoku zwicia.

Na rys. 40 zestawiono w celu porównania krzywe zmiany obciążenia lin uzyskane dla przypadku podnoszenia i opuszczania przeciwciężaru, a więc krzywe S_{1pG} (rys. 23) i S_{1pG} (rys. 24)

itd. Różnice rzędnych odpowiednich krzywych dotyczących jednej liny (zakreskowane na rys. 40) brane z właściwym znakiem, zależnym od kierunku jazdy i położenia krzywych względem sie-



Rys. 40. Zmiana obciążenia lin przy bębnie pędnym po stronie przeciwciężaru w zależności od położenia naczyń wzdłuż głębokości szybu podczas ciągnienia (1', 2' ...) i opuszczania (1, 2 ...) przeciwciężaru. KWK Wujek szyb Lechia

bie są proporcjonalne po uwzględnieniu współczynników skali do zmian energii potencjalnej sprężystego wydłużenia lin. Przy podnoszeniu i opuszczaniu tego samego ciężaru suma zakreskowanych pól musi być równa zero, gdyż praca sił zewnętrznych pozostaje niezmieniona w obu kierunkach jazdy. Przy podnoszeniu ciężaru większego od opuszczanego (dla tej samej gałęzi wyciągu) powierzchnie ograniczone krzywymi rozkładu obciążenia na liny zawierają w sobie różnice obciążeń spowodowane oporami

tarcia czopowego i nadwagi. Suma odpowiednich pól będzie teraz większa od zero i proporcjonalna po uwzględnieniu współczynnikó skali do przyrostu energii potencjalnej sprężystego wydłużenia lin wywołanego pracą sił ciężkości przy załadowaniu naczynia ciężarem użytecznym na podszybiu. Dla przypadku jazdy do góry i w dół tym samym ciężarem (strona przeciwciężaru) podstawową przyczyną tworzenia się pętli krzywych rozkładu obciążenia na liny są opory tarcia czopowego zawiesia. Różnice rzędnych mieszczące się wewnątrz obszarów pętli branych z odpowiednim znakiem dają wprost wartość przeciążenia lub niedociążenia lin odpowiadającą oporom tarcia czopowego. Wyniki pomiarów wskazują na to, że opory tarcia czopowego nie są stałe wzdłuż drogi jazdy ze względu na zmianę obciążenia końców lin nośnych. Wyliczona wartość zastępczego współczynnika tarcia czopowego wynosiła 0,11 dla położenia przeciwciężaru w odległości 150 m od nadszybia i 0,084 dla odległości 250 m. Zastępczy współczynnik tarcia czopowego nie jest więc liczbą stałą lecz zależy wyraźnie od nacisków w czopach dźwigni, które z kolei zależą od obciążenia lin i zmieniają się z głębokością szybu. Należy przypuszczać, że zastępczy współczynnik tarcia czopowego nie jest równy dla zawiesi obu gałęzi urządzenia i przyczynia się do wprowadzenia asymetrii rozkładu obciążenia na liny po obu stronach urządzenia. Potwierdzeniem tego założenia są krzywe obrazujące zmianę kąta obrotu dźwigni kątowych zawiesi obu gałęzi urządzenia wzdłuż drogi jazdy rys. 29 i 30.

6.3. Wpływ procesów dynamicznych zachodzących w układzie wyciągowym na wyrównanie naciągów lin

Zagadnienie to najlepiej jest prześledzić opierając się na wynikach pomiaru radiotelemetrycznego. Kształty pętli (rys. 40) zakreślonych przez krzywe zmiany obciążenia lin obowiązujące

dla podnoszenia i opuszczania przeciwciężaru mają przebieg zbliżony do przewidywanego na podstawie badań teoretycznych z tym, że występujące różnice są spowodowane rozruchem i hamowaniem urządzenia.

Największy wpływ na te różnice mają zjawiska dynamiczne zachodzące w linach gdy rozpatrywane naczynie znajduje się w rejonie nadszybia. I tak dla liny 3 hamowanie zmniejsza jej przeciążenie, które wystąpiłoby gdyby naczynie dojechało bez hamowania do nadszybia (lub jazda w szybie odbywałaby się bardzo wolno). Z kolei rozruch odbywa się z innego punktu wyjściowego obciążenia liny i obniża krzywą powrotu. Proces hamowania odbywający się gdy naczynie znajduje się w rejonie nadszybia zaznacza się wyraźniej na linie 3 aniżeli na linie 2, gdyż lina 3 jest przeciążona w okresie poprzedzającym hamowanie podczas gdy lina 2 jest w tym samym okresie czasu odciążana. Odwrotnie jest podczas rozruchu naczynia z nadszybia.

Procesy odwrotne do przedstawionych wyżej odbywają się gdy naczynie znajduje się w rejonie podszybia z tym, że w linie 3 zjawiska towarzyszące rozruchowi i hamowaniu zanikają prawie całkowicie ze względu na bardzo małe obciążenie tej liny, podczas gdy w linie 2 występują wyraźnie ze względu na jej duże obciążenie ale odpowiednie zmiany są mniejsze aniżeli w rejonie nadszybia. Odpowiadające temu obroty dźwigni kątowych zawiesi są małe.

W rejonie nadszybia (rys. 40 od 0 do 150 m) występują największe odchylenia w przebiegach pętli zmiany obciążenia dla liny 2 i 3. Wynika to z tego, że największe wzajemne przemieszczenia końców lin i odpowiadające im obroty dźwigni zawiesi spowodowane kinematyką układu liny - bęben pędny mają miejsce w okresie dojazdu jednego z naczyń do nadszybia (tutaj przeciwciężaru). Dodatkowo w okresie dojazdu naczynia do nadszybia liny 3 i 1 są przeciążane ze względu na występowanie momentów

tarcia czopowego przeciwdziałających obrotom dźwigni kątowych powodowanych przez liny 3 i 1. Lina 2 jest w tym okresie odciążana. Hamowanie urządzenia zmniejsza wzrost obciążenia liny 3 i 1 a nieznacznie zwiększa odciążenie liny 2 i 4. W okresie rozruchu przeciwciężaru znajdującego się na nadszybiu w wyniku działania stabilizującego dźwigni kątowych zawiesia nieznaczne zmniejszenie obciążenia liny 3 i 1 spowodowane szybszym przerzuceniem odcinków tych lin na stronę przeciwciężaru ze strony teraz podnoszonej skipu i samą dynamiką rozruchu doprowadza do zwiększenia obciążenia liny 2. Obciążenie liny 2 zwiększy się, podobnie jak zmniejszy się obciążenie liny 3 i 1 ze względu na zmianę kierunku działania momentów tarcia czopowego, które teraz będą przeciwdziałać obrotom dźwigni kątowych powodowanych przez linę 2. Zatem opory tarcia czopowego (znacznie większe gdy naczynie znajduje się na nadszybiu aniżeli gdy naczynie znajduje się na podszybiu ze względu na ciężar lin wyrównawczych) działając dwukrotnie przeciwnie do zamierzonego kierunku obrotu dźwigni kątowych zawiesia przyczyniają się do znacznego odsunięcia od siebie krzywych zmian obciążenia dotyczących liny 3 i 2 szczególnie gdy naczynie znajduje się w rejonie nadszybia. Zbliżanie się do siebie krzywych tworzących pętle (szczególnie dla liny 3 i 2) w miarę dojazdu naczynia do podszybia ma swoje uzasadnienie w zmniejszaniu się oporów tarcia czopowego.

Z pomiarów wynika, że lina 3 jest liną najdłuższą spośród wszystkich czterech lin nośnych, a zatem jest najmniej obciążoną gdy naczynie znajduje się na podszybiu. Dodatkowo zauważa się, że naturalna długość odcinka liny 3 po stronie przeciwciężaru jest dłuższa od analogicznego odcinka po stronie skipu. Nierówna długość tych odcinków jest wynikiem braku symetrii w obciążaniu stron układu oraz tego, że $S_{3SG} - S_{3pG} < 0$ w początkowym okresie jazdy przeciwciężaru z podszybia na nadszybie

(rys. 23). W efekcie obciążenie liny 3 po stronie skipu nigdy nie spada do zera.

W okresie rozruchu przeciwciężaru względnie pełnego skipu znajdującego się na podszybiu zauważa się rys. 23 i 24, że lina 2 pracuje przeciwnie niż pozostałe liny 1, 3 i 4. Jeżeli w linach 1, 3 i 4 po stronie skipu obciążenie maleje (rys. 23) w wyniku działania sił bezwładności wywołanych przyspieszeniem rozruchu to w linie 2 obciążenie wzrasta o wartość zbliżoną do tej o którą zmniejszyło się obciążenie liny 3. Dla przypadku z rys. 23 wynika to z tego, że lina 2 (skip pusty na nadszybiu, przeciwciężar na podszybiu) jest najbardziej przeciążona po stronie przeciwciężaru $S_{2pG} > S_{4pG}$ ..., który ulegnie rozruchowi z podszybia i najwięcej niedociążona po stronie skipu $S_{2SG} < S_{3SG}$ ..., Zatem lina 2 będzie w tym okresie przewijana przez najmniejszą średnicę raz ze względu na największe ugięcia sprężyste wykładziny a drugi raz ze względu na rzeczywistą wielkość tej średnicy, wobec czego jej prędkość podnoszenia i opuszczania jest najmniejsza, co po stronie opuszczanej w okresie rozruchu spowoduje jej przeciążenie a po stronie podnoszonej odciążenie i odpowiedni obrót dźwigni kątowych. Lina 3 w tym samym okresie czasu przewija się przez większą średnicę, ponieważ ugięcia promieniowe wykładziny są małe ze względu na niską wartość S_{3pG} i jej prędkość po stronie podnoszonej wzrasta a jeszcze szybciej po stronie opuszczanej w stosunku do innych lin ze względu na to, że $S_{3SG} - S_{3pG} < 0$. Zmiana kierunku obrotu dźwigni kątowych wywołana przejęciem większego obciążenia przez linę 2 spowoduje zmianę kierunku działania momentów tarcia czopowego, które teraz przyczynią się do dodatkowego wzrostu obciążenia liny 2.

Zachodzące w okresie rozruchu stosunki prędkości poszczególnych lin po jednej i drugiej stronie urządzenia i wzajemne

pomiędzy linami, powiększone o działanie stabilizujące dźwigni i opory tarcia czopowego powodują w linie 3 największy spadek obciążenia po stronie skipu i wzrost obciążenia po stronie przeciwciężaru.

Dla przypadku rozruchu załadowanego skipu z podszybia (rys. 24) w linie 2 obserwuje się wzrost obciążenia po stronie przeciwciężaru i spadek po stronie skipu. Zmiany obciążenia liny 2 są wywołane tymi samymi przyczynami co poprzednio z tym, że po stronie przeciwciężaru dochodzi wpływ prędkości poślizgu sprężystego liny 2.

W okresie hamowania urządzenia (rys. 24) liny 2 i 4 zachowują się tak jak liny w urządzeniu jednolinowym podczas hamowania opuszczanego ciężaru większego od podnoszonego, natomiast liny 1 i 3 zachowują się jak liny w urządzeniu jednolinowym podczas hamowania podnoszonego ciężaru większego od opuszczanego.

Dla wysokiej wartości opóźnienia hamowania może zajść przypadek, że wszystkie cztery liny zachowają się jak liny 2 i 4.

Zamianie siły sprzężenia ciernego na moment obrotowy hamowanego bębna w takim układzie będzie towarzyszyć przejście skutecznych łuków opasania liny 1 i 3 na stronę nabiegania lin na bęben pędny, natomiast skuteczne łuki opasania liny 2 i 4 pozostaną po stronie schodzenia lin z bębna. Temu zjawisku odpowiadają podczas gwałtownego hamowania różne co do wielkości i kierunku poślizgi sprężyste lin prowadzące w końcowym efekcie do istotnych zmian rozdziału obciążenia na poszczególne liny nośne. Natomiast sam proces hamowania urządzenia będzie zaburzony.

Podczas normalnego hamowania układu minimalna zmiana prędkości ruchu naczyń wywołuje drgania podłużne w linach nośnych. Przy tym istotnym dla zagadnienia rozkładu obciążenia na liny jest to, że zarejestrowany na końcach lin spadek obciążenia po

stronie podnoszonej był znacznie większy od wzrostu obciążenia po stronie opuszczanej a określone opóźnienia wynosiły 0,9 m/s^2 dla naczynia znajdującego się blisko nadszybia i 0,3 m/s^2 dla naczynia w rejonie podszybia. Zatem w układach sprężystych procesy zachodzące podczas hamowania w większym stopniu a procesy zachodzące podczas rozruchu w mniejszym stopniu przyczyniają się do złagodzenia nierównomierności rozdziału obciążenia na liny.

7. PODSUMOWANIE

1. Dla urządzeń wyciągowych wielolinowych o napędzie cierno-linowym z zawiesiami w kształcie dźwigni kątowych lub z bezpośrednim zamocowaniem lin do głowicy naczyń wyprowadzono zależności naciągów lin od drogi podnoszenia z uwzględnieniem istotnych parametrów układu: naczynie pierwsze - zawiesie - liny - bęben pędny z wykładzinami - liny zawiesie - naczynie drugie. Przyjęto podatność wykładzin w kierunku stycznym i promienionym .

2. Podano zależności określające wzajemne przemieszczenie końców lin nośnych dla przypadku zawiesi linowych w kształcie dźwigni kątowych z uwzględnieniem oporów tarcia czopowego zawiesia i sprężystości układu liny - wykładziny. Otrzymane zależności posłużyły do przeprowadzenia analizy działania wyrównującego i stabilizującego zawiesi kątowych.

3. Wyznaczono dla urządzenia wyciągowego dwulinowego z sztywnym zamocowaniem lin do głowicy naczynia naciągi lin w funkcji drogi podnoszenia z uwzględnieniem błędów podatności lin i wykładzin oraz błędów wykonania średnic nawojowych bębna pędnego i długości założonych lin. Wykazano, że wyprowa-

dzone zależności mogą stanowić podstawę prawidłowego doboru najbardziej odpowiednich tolerancji wykonania przedstawionych wielkości.

4. Eksperymentalnie udowodniono istnienie wpływu podatności wykładziny w kierunku stycznym do obwodu bębna pędnego na zjawisko wyrównania naciągów lin.

5. Przeprowadzono badania ruchowe których celem było dokonanie pomiarów i jednoczesnej rejestracji sił zmiennych występujących we wszystkich końcach czterech lin nośnych w funkcji drogi jazdy. Badania te przeprowadzono dla różnych obciążeń podczas wszystkich faz ruchu urządzenia wyciągowego czterolinowego z zawiesiami kątowymi. Pomiary wykonano metodą bezprzewodową z zastosowaniem radiotelemetrii i dynamometrów elektro-oporowych wbudowanych w łączniki zawiesi linowych. Wykazano między innymi, że propagacja fal elektromagnetycznych o częstotliwości 56,8 MHz w szybie o głębokości 650 m jest możliwa bez żadnych zakłóceń. Na kilku urządzeniach przemysłowych przeprowadzono pomiary obrotu dźwigni kątowych zawiesi podczas ruchu urządzenia wyciągowego.

6. Wykonano na urządzeniach przemysłowych badania których celem były pomiary wraz z jednoczesną rejestracją przebiegu przemieszczeń zmiennych wykładziny wzdłuż obwodu bębna pędnego oraz przesunięć liny względem wykładziny na łuku opasania podczas ruchu urządzenia.

7. Otrzymane wyniki badań ruchowych posłużyły do porównania teoretycznego rozkładu obciążenia na liny nośne wzdłuż drogi jazdy z rozkładem rzeczywistym. Uzyskano stosunkowo dużą zgodność wyników obu metod badawczych, teoretycznej i ruchowej.

8. Wyjaśniono mechanizm wyrównania naciągów lin w następstwie sprężystości liny i wykładziny oraz działania wyrównującego zawiesia kątowego z uwzględnieniem oporów tarcia czopowego dźwigni.

9. Zwrócono uwagę na wpływ przebiegów dynamicznych zachodzących w układzie wyciągowym na zjawisko wyrównania naciągów lin. Jednakże zagadnienie to wymaga dalszych studiów i badań.

10. Zawarte w pracy podstawy teoretyczne rozdziału obciążenia na liny umożliwiają określenie optymalnych wartości niektórych parametrów układu wyciągowego wielolinowego.

LITERATURA

[1] Antoniak J.: Badania sprężystości stycznej i promieniowej w wykładzinach kół pędnych oraz wpływ jej na wyrównanie naciągów w układach wielolinowych - Praca doktorska. Pol. Śląska Wydział Górniczy. Gliwice 1964 r.

[2] Antoniak J.: Problemy sprzężenia ciernego stalowej liny z wykładziną koła pędnego. Przegląd Górniczy 11/1965.

[3] Antoniak J.: Modele mechaniczne symulujące polimery stosowane jako wykładziny kół pędnych. Katedra Maszyn Górniczych Pol. Śląskiej. Gliwice 1967.

[4] Antoniak J.: Badania dotyczące siły tarcia liny po wkładach wykładzin kół pędnych. Katedra Maszyn Górniczych Pol. Śląskiej. Gliwice 1967 r.

[5] Antoniak J.: Badania modelowe składowych przemieszczenia w kierunku stycznym i promieniowym wykładziny bębna pędne-

go. Katedra Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej. Gliwice 1968.

[6] Antoniak J.: Eksperymentalne określenie wpływu podatności w kierunku stycznym wykładziny na łączny poślizg sprężysty liny na bębnie pędnym. Katedra Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej. Gliwice 1968.

[7] Antoniak J.: Zastosowanie telemetrii bezprzewodowej do badań urządzeń wyciągowych wielolinowych. Przegląd Górniczy 3/1968.

[8] Andrejew A.W.: Pieredacza treniem. Maszgiz - Moskwa 1963.

[9] Arnold H., Florin W.: Neue Beiträge zur Planung und Konstruktion von Schachtförderanlagen. Fachschrift der AG EPR, Dülmen Nr 17 Febr. 1962.

[10] Bar S.: Der darzeitige Stand der Entwickelungsarbeiten für den Seilkraftausgleich bei Mehrseilförderungen. Glückauf 1959.

[11] Eithun E., Landau F., Mondal I.: Load equalization on multirope Winders. The South African Mechanical. Engineer 12/1960.

[12] Flom D.G., Bueche A.M.: J. of Appl. Phys. 30, 1725, 1959.

[13] Flom D.G.: J. of Appl. Phys. 31, 306, 1960.

[14] Flom D.G.: J. of Appl. Phys. 32, 1426, 1961.

[15] Flom D.G.: Proc. Symposium - Rolling Contact Phenom. s. 97, 1962.

[16] Grimmer K.: Reibungsverhalten des Gurtes der Antriebstrommel von Bandförderanlagen. VDI - Ztschr. Bd. 107, 24 i 26/1965.

[17] Hajduk J.: Niektóre przypadki obliczania napędów ciernolinowych przy zmiennym współczynniku sprzężenia ciernego liny z wykładziną tarczy. ZN Pol. W-skiej, Mechanika 14/1965 r.

[18] Hajduk J.: Der Reibungsschluss bei Antriebs-scheiben mit elastischer Futterung. Internationale Seilbahnrundschau 3/1966.

[19] Hajduk J.: Zjawisko "przeprężenia" w napędach ciernocięgnowych o podatnej wykładzinie i cięgnie. Referat publikowany. 1967 - Katowice - Ośrodek Postępu Technicznego. JPPT PAN.

[20] Halaunbrenner J., Kubisz A.: O oporze przy toczeniu sztywnej kuli po podłożu lepkosprężystym. Mechanika Teoretyczna i Stosowana - 1/1967.

[21] Huber M.T.: Mechanika ogólna i techniczna. Czytelnik. Warszawa 1951.

[22] Karge Al.: Wielolinowe urządzenia wyciągowe w górnictwie Wyd. "Śląsk" - Katowice 1967 r.

[23] Kawecki Z., Stachurski J.: Badania nad tarciem liny o wykładziny kół pędnych. Przegląd Górniczy 7/8 - 1955.

[24] Kawecki Z.: Rozważania nad wyborem systemu wyciągów szybowych dla kopalń węgla większej głębokości. Przegląd Górniczy 1/1960.

[25] Kawecki Z.: Zagadnienie poprawy ekonomiki transportu szybowego kopalni przez zastosowanie wyciągów jednonaczyniowych w nowym układzie. Przegląd Górniczy 4/1961.

[26] Kawecki Z. i inni: Sprawozdanie z prac dotyczących tematu "Wykładziny dla kół pędnych, odciskowych i hamulców". Zakład Urządzeń Szybowych AGH - 1966/67.

[27] Kowalczyk J.: Zagadnienie trwałości górniczych lin wyciągowych na tle konstrukcji i warunków pracy ze szczególnym uwzględnieniem znaczenia materiału. Praca doktorska. Wydział Górniczy Politechniki Śląskiej - Gliwice 1964 r.

[28] Kragielski J.W., Winogradowa J.E.: Koeficjenty trienija. Maszgiz, Moskwa 1955.

[29] Kragielski J.W.: Trienije i iznos. Maszgiz, Moskwa 1962.

[30] Mettler E.: Uber den Seilkraftausgleich bei Vierseilförderung. Entwicklungsarbeiten der GHH 21/1956.

[31] Njesterow P.P. i inni: Bezurawnitelnyj mnogokanatnyj podjem. Kijów 1963 r.

[32] Pakleza J.: Wpływ błędów wykonania na rozkład naciągów lin w wyciągu dwulinowym. Z.N. Górnictwo 17/1966. Pol. Śląska.

[33] Pichot G.: Problèmes particuliers à la poulie koepe. Revue de l'Industrie Minérale K 2/1959.

[34] Popowicz O.: Tarcie liny na tarczach Koepe. Przegląd Górniczy 6/1945.

[35] Popowicz O.: Rozważania nad zachowaniem się liny na kole pędnym. Archiwum Górnictwa 1955.

[36] Popowicz O.: Wyciągi szybowe. WGH Katowice 1957.

[37] Popowicz O.: Ruchy względne liny i wykładziny na kole pędnym. ZN Górnictwo 4/1962 - Pol. Śląska.

[38] Solski P., Ziemba S.: Zagadnienia tarcia suchego. Małe monografie PWN. Warszawa 1965.

[39] Solski P.: O teorii tarcia suchego. ZN Mechanika 13/1964 Pol. Warszawska.

[40] Stachurski J.: Tarcie liny na kole pędnym. Praca doktorska 1960. AGH Kraków.

[41] Stachurski J.: Faktyczna wielkość współczynnika sprzężenia ciernego liny z wykładziną koła pędnego i jej wpływ na parametry maszyny wyciągowej. Referat publikowany. Katowice 1963.

[42] Stavermann A.J., Schwartzl F.: Die Phys. d. Hochpolymeren; V.4.44 Springer, Berlin 1956.

[43] Szabanow-Kusznarenko J.P.: Primienienie uprugoi futerowki na mnogokanatnych szkiwach trenija. Mnogokanatnyj podjem. Gostechizdat 1958 r.

[44] Szabanow-Kusznarenko J.P., Mienkow D.W.: O zatuchanii deformacji zdzwiga uprugoi futerowki szkiwa trenija. NT Sbornik 44. Moskowskij Inst. Radiotechniki i Gornoj Elektromech. Moskwa 1962.

[45] Tabor D.: Proc. Roy. Soc. A. 229, 189, 1954.

[46] Tabor D. i inni: Proc. Roy. Soc. A. 259, 480, 1961.

[47] Wołodin B.G. i inni: Problemy rachunku prawdopodobieństwa PWN Warszawa 1966.

[48] Zbiór referatów pt.: Trudy trietiej wsjesojuznoi Konferencji po trieniju i iznusu w maszinach. T. 1, 2, 3. Izd. An SSSR. Moskwa 1960.

[49] Żukowski N.E.: O skolżenii remnija na szkiwach. Sobranie soczienenji T.3. Gostechizdat, Moskwa 1949.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ НА КАНАТЫ В МНОГОКАНАТНЫХ ПОДЪЁМНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Р е з ю м е

В диссертации был произведен анализ условий работы многоканатных подъемных устройств с фрикционно-канатными приводами в которых как канаты так и фрикционные накладки приводного барабана проявляют упругие свойства. Рассмотрено многоканатные системы с канатными прицепными устройствами в виде равноплечих угловых рычагов с непосредственным креплением канатов в головке подъемных сосудов. В таких системах различия между механическими и геометрическими свойствами отдельных канатов, накладок и приводного барабана приводят к неравномерному распределению нагрузки на параллельно работающие канаты. Для соответствующего определения и анализа изменений в распределении статистической нагрузки каната вдоль глубины ствола шахты были выведены зависимости между натяжением каната и нагрузкой, а также различающимися механическими и геометрическими параметрами канатов, накладок, приводного барабана и прицепного устройства.

Доказано что на основании полученных зависимостей можно для данной группы подъемных устройств определить оптимальные величины приведенных параметров, которые обеспечат правильную и безопасную работу систему. Считая некоторые параметры системы стихийными переменными (изменяющимся величинами) получено для подъемного устройства с жестким креплением канатов к головке подъемного сосуда зависимости, которые могут быть приняты в качестве исходных при подборе наиболее соответствующих допусков при исполнении приведенных величии.

В упругой системе, которую образуют канаты и накладки теоретически рассмотрено уравновешивающее и стабилизирующее действие канатного прицепного устройства, выполненного в виде ломаночи рычага, с учетом сопротивлений шарнирного трения. В теоретических выводах принято, подтвержденный эксплуатационными и

лабораторными испытаниями, тезке о влиянии податливости накладки по касательной к окружности приводного барабана на выравнивание натяжений канатов. При этом оказалось, что решающее влияние на выравнивание натяжений оказывает податливость накладки в радиальном направлении и в направлении по касательной, а меньшей степени податливость каната и уравновешивающее воздействие углового прицепного устройства. В некоторых определенных условиях работы многоканатного подъемного устройства применение этого типа прицепного устройства становится оспариваемым из-за сопротивлений шарнирного трения и размеров прицепного устройства. В пределах работы были проведены эксплуатационные испытания, цель которых заключалась в произведении измерений с одновременной регистрацией сил выступающих в восьми концах четырёх несущих канатов в зависимости от пути передвижения. Испытания эти были произведены при разных нагрузках во время всех фаз движения подъемного устройства с угловыми прицепными устройствами. Измерения были выполнены бесконтактным методом, с применением радиотелеметрии и электрических динамометров сопротивления встроенных в соединители канатных прицепных устройств.

Кроме того был выполнен ряд дополнительных измерений на промышленных установках и на специально выполненых лабораторных установках. Затем были сравиены теоретические распределения нагрузок на канаты с действительными распределениями и было обнаружено относительно большое соответствие между результатами полученными при эксплуатационных измерениях и результатами полученными теоретическим путем. Экспериментальные данные послужили для описания и анализа механизма выравнивания натяжений канатов с участием упругости канатов и накладок.

THEORETICAL AND MOTION INVESTIGATIONS OF LOAD DISTRIBUTION IN BEARING ROPES OF THE MULTI-ROPE HOISTING SYSTEMS

S u m m a r y

In the paper an analysis has been carried out of work conditions in multi-rope hoisting systems with the friction rope drives.

In these systems both the ropes and the linings of the motion wheel have the elastic properties. Multi-rope systems with rope suspensions having the shape of isosceles angle levers and the direct mounting of ropes to the vessel head have been discussed. In such systems difference of the mechanical and geometrical properties in individual ropes, linings and motion wheal, have been a cause of the unequal load distribution in the lines that work parallelly.

To make an adequate determination and analysis of the static load distribution change of the ropes along the shaft depth, some dependences have been derived, which were joining the rope pull with the load and with the differentiated mechanical and geometrical parameters of ropes, linings, motion wheel and suspension.

It has been proved that on the ground of these dependences for some hoisting equipments the optimal magnitudes of mentioned parameters could be determined, which would enable regular and safe work of the system.

Dealing with some parameters of the system as random variables, some dependences for the hoisting device with the rigid mounting of ropes to the head vessel have been received, which might serve as a basis of selection of the most adequate tolerances in the execution of presented magnitudes.

In the elastic system formed by ropes and linings, the levelling out and stabilizing function of the rope suspension in the shape of an angle lever and taking into account journal friction resistance has been theoretically discussed.

In the theoretical considerations, the thesis proved by laboratory and motion investigations about the influence of lining flexibility in the tangent direction in the motion wheel, upon the equalization of the rope pull, has been accepted. In this occasion it has turned out that the decisive influence upon the pull equalization has the lining flexibility in the radial and tangent directions, whereas the rope flexibility and the equalizing operation of the angle suspension have a smaller influence.

In some determined work conditions of the multi-rope hoisting equipment application of this rope suspension has been problematic due to the resistance of journal friction and the size of suspension.

The paper deals also with some motion investigations that have been carried out, the aim of which was making of measurements and registration at the same time of forces appearing at the eight ends of four bearing ropes in the function of drive way. These investigations have been carried out for different loads, during all phases of motion of the hoisting equipment with angle suspension.

The measurements have been carried out by means of a method that didn't use conductors, applying to this purpose radiotelemetry and electro-resistant dynamometers mounted into couplings of the rope suspensions.

There were carried out also some series of supplementary measurements upon industrial equipment and upon the specially for this purpose made laboratory tables.

Then the theoretical load distribution on the ropes has been compared with the real distribution and there was stated a comparatively great conformity of both motion measurements results and theoretical ones.

Experimental data served for the description of analysis of the mechanism of ropes pull equalization, with the rope and lining elesticity.

ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
ukazują się w następujących seriach:

A. AUTOMATYKA
B. BUDOWNICTWO
Ch. CHEMIA
E. ELEKTRYKA
En. ENERGETYKA
G. GÓRNICTWO
IS. INŻYNIERIA SANITARNA
MF. MATEMATYKA-FIZYKA
M. MECHANIKA
NS. NAUKI SPOŁECZNE

Dotychczas ukazały się następujące zeszyty serii G:

Górnictwo z. 1, 1956 r., s. 134, zł 20,—
Górnictwo z. 2, 1959 r., s. 96, zł 17,10
Górnictwo z. 3, 1961 r., s. 130, zł 21,—
Górnictwo z. 4, 1962 r., s. 134, zł 10,95
Górnictwo z. 5, 1963 r., s. 158, zł 11,90
Górnictwo z. 6, 1963 r., s. 154, zł 8,50
Górnictwo z. 7, 1963 r., s. 129, zł 6,80
Górnictwo z. 8, 1964 r., s. 175, zł 10,20
Górnictwo z. 9, 1964 r., s. 133, zł 10,50
Górnictwo z. 10, 1964 r., s. 157, zł 8,75
Górnictwo z. 11, 1964 r., s. 221, zł 13,10
Górnictwo z. 12, 1964 r., s. 304, zł 15,20
Górnictwo z. 13, 1965 r., s. 145, zł 8,40
Górnictwo z. 14, 1965 r., s. 78, zł 5,—
Górnictwo z. 15, 1966 r., s. 79, zł 5,—
Górnictwo z. 16, 1966 r., s. 91, zł 7,—
Górnictwo z. 17, 1966 r., s. 113, zł 8,—
Górnictwo z. 18, 1966 r., s. 291, zł 16,—
Górnictwo z. 19, 1966 r., s. 150, zł 11,—
Górnictwo z. 20, 1966 r., s. 84, zł 5.—
Górnictwo z. 21, 1967 r., s. 270, zł 17,—
Górnictwo z. 22, 1967 r., s. 196, zł 12,—
Górnictwo z. 23, 1967 r., s. 69, zł 4,—
Górnictwo z. 25, 1967 r.. s. 96, zł 5,—
Górnictwo z. 26, 1968 r., s. 137, zł 10,—
Górnictwo z. 27, 1967 r., s. 378, zł 24,—

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Śląskiej
P 3351/68
Druk. Pol. Śl. 1684-60 60000