

Alfred CARBOGNO

## WPLYW OBCIĄŻEŃ EKSPLOATACYJNYCH LIN WYCIĄGOWYCH NA ICH TRWAŁOŚĆ

**Streszczenie.** Przedstawiono wyniki analizy wartości przyrostów obciążeń eksploatacyjnych lin nośnych w krajowych urządzeniach wyciągowych wielolinowych i ich powiązanie z liczbą cykli pracy lin w świetle badań zgranicznych.

## 1. Wstęp

Nośne liny wyciągowe są obliczeniowo najszlachetniejszym elementem urządzenia wyciągowego, tzn. są tak dobrane, aby w przypadku awarii wyciągu nastąpiło zerwanie liny a inne elementy wyciągu szybowego powinny pozostać nieuszkodzone. Mimo tego lina musi wykazywać absolutną pewność ruchu, gdyż związane to jest bezpośrednio z bezpieczeństwem ciągnięcia szybem załogi i urobku. Przepisy z góry określają, jakim warunkom powinna odpowiadać lina w zastosowaniu do danego typu urządzenia wyciągowego. Dobór lin oparty jest na spełnieniu statycznych warunków wytrzymałościowych liny przed zerwaniem. Dobierając linę do konkretnego urządzenia wyciągowego o znanych parametrach konstrukcyjnych określa się jej średnicę oraz konstrukcję z obciążeń statycznych i wymaganego współczynnika bezpieczeństwa liny przed zerwaniem. Jest oczywiste, że taki dobór liny nie uwzględnia wpływu wszystkich czynników eksploatacyjnych na jej żywotność, która pomijając przypadki awaryjne oraz bezpieczeństwo pracy powinna być jak najdłuższa ze względu na duże koszty inwestycyjne i eksploatacyjne urządzenia wyciągowego, w tym samych lin (zakup za granicą, pracochłonność przy zbyt częstej wymianie lin), szczególnie w szybach głębokich.

## 2. Czynniki wpływające na trwałość lin

Do czynników wpływających na trwałość lin w warunkach eksploatacyjnych możemy zaliczyć: rodzaj wyciągu, planowana wielkość wydobywania szybem, parametry konstrukcyjno-technologiczne liny, współczynnik bezpieczeństwa liny, obciążenia eksploatacyjne lin (martwe, użyteczne, dynamiczne), głębokość i prędkość ciągnięcia, rodzaj diagramu jazdy maszyny wyciągowej (przyspieszenie, opóźnienie), naciski powierzchniowe liny na wykładziny kół pędnych i linowych, rodzaj wykładziny, stosunek średnicy organu pędnego  $D$  do

średnicy liny D/d, sposób nawijania i liczba warstw liny, warunki pracy liny w szybie (prowadniki, prowadnice, środowisko szybowe), sposób zakładania, wymiany lin i ich utrzymanie w ruchu, konserwacja i utrzymanie całego urządzenia wyciągowego (szybu, wieży i maszyny wyciągowej).

Z powyższego wynika, jak trudnym zagadnieniem jest dobór lin przy założeniu ich największej trwałości z uwzględnieniem wymienionych czynników. Niektóre z tych czynników są ze sobą wzajemnie powiązane; zmiana jednego z nich powoduje zmianę drugiego. Wiele z tych czynników jest omówionych w krajowej literaturze przedmiotu (naciski, D/d, wykładziny), jednak brak jest danych co do wpływu zmian obciążeń eksploatacyjnych lin na ich trwałość w warunkach ruchowych w szybach krajowych.

### 3. Badanie przyrostów obciążeń eksploatacyjnych lin

Z przeprowadzonych rozważań teoretycznych oraz doświadczeń wynika, że odporność lin na zmęczenie nie jest jednakowa w każdym jej przekroju na długości od zawiesia do zawiesia. Druty w linach pękają głównie w miejscach, gdzie naprężenia osiągają znaczne wartości w wyniku sumowania się działania różnego rodzaju naprężeń (rozciągających, skręcających, zginających, stykowych). Naprężenia w danym przekroju liny nośnej są różne w zależności od położenia naczynia wyciągowego (podszybie, nadszybie). W wyniku zmiany położenia naczynia wyciągowego w szybie i jego ładunku podczas każdego cyklu jazdy wyciągu występują w linie różnice naprężeń w przekrojach lin. Zmiany te są cykliczne, czyli zmęczeniowe. Z literatury wynika, że te przyrosty naprężeń statycznych i dynamicznych w linach nie mogą być dowolne, ponieważ po przekroczeniu określonej ich wartości lina gwałtownie traci na trwałości eksploatacyjnej, wynikiem czego jest intensywne narastanie pęknięć drutów, a w konsekwencji przedwczesna wymiana lin [4, 5]. Jeżeli przedstawimy schematy urządzeń wyciągowych na rys. 1, to największa różnica naprężeń w linach określona jest wzorem

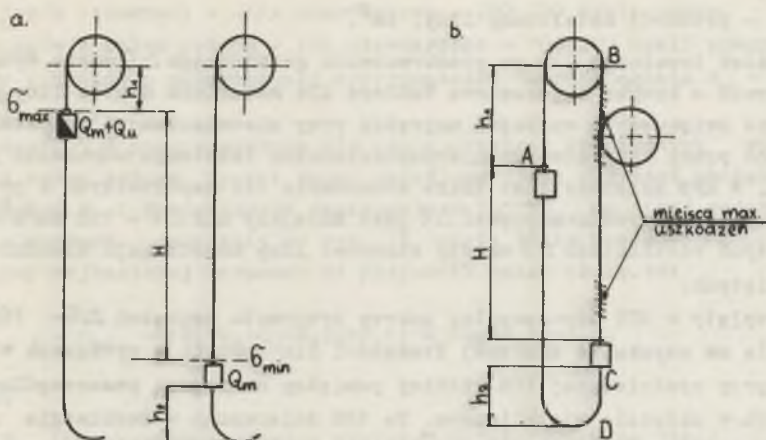
$$\Delta \tilde{\sigma} = \tilde{\sigma}_{\max} - \tilde{\sigma}_{\min} \quad (1)$$

dla rys. 1a wyciąg wielolinowy z kołem pędnym

$$\tilde{\sigma}_{\max} = \frac{[Q_m + Q_u + w_w \cdot q_w (H + h_2)] \cdot g}{w_n \cdot F_n}, \text{ MN/m}^2 \quad (2)$$

$$\tilde{\sigma}_{\min} = \frac{[Q_m + w_w \cdot q_w \cdot h_2] \cdot g}{w_n \cdot F_n}, \text{ MN/m}^2 \quad (3)$$

$$\Delta \tilde{\sigma} = \frac{[Q_u + w_w \cdot q_w \cdot H] \cdot g}{w_n \cdot F_n}, \text{ MN/m}^2 \quad (4)$$



Rys. 1. Schematy urządzeń wyciągowych wielolinowych z kołem pędym przyjęte do obliczeń

a - wg kryteriów w RFN, b - wg kryteriów w RPA i Kanadzie

gdzie:

$Q_m, Q_u$  - masa martwa i użyteczna naczyń wyciągowego, Mg,

$w_n, w_w$  - liczba lin nośnych i wyrównawczych,

$q_n, q_w$  - masa 1 mb liny nośnej i wyrównawczej Mg/m,

$F_n$  - przekrój nośny drutów jednej liny, m<sup>2</sup>,

$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$  - przyspieszenie ziemskie.

Różnica sił w linie określona jest wzorem:

$$\Delta P_{\%} = \frac{(Q_u + w_n \cdot H \cdot q_n)g}{w_n \cdot P_{on}} \cdot 100\% \quad (5)$$

gdzie:

$P_{on}$  - obliczeniowa siła zrywająca linę, MN.

Na podstawie badań przemysłowych lin wyciągowych, przeprowadzonych w RFN, ustalono, że dopuszczalna wartość różnicy naprężeń  $\Delta \sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$  w linie nie może przekraczać wartości  $\Delta \sigma = 165 \text{ MN/m}^2$ , ponieważ liny, w których  $\Delta \sigma$  przekroczyło wymienioną wartość wykazały niezadawalającą trwałość wyrażoną w liczbie przepracowanych cykli wyciągów. Z powyższego wynika, że masa użyteczna naczyń wyciągowego powinna być obliczona ze wzoru:

$$Q_u \leq \frac{165 \cdot 10^2 \cdot F_n \cdot w_n}{g} - w_n \cdot q_n \cdot H \text{ kg} \quad (6)$$

gdzie:

$F_n$  - przekrój metaliczny liny,  $\text{cm}^2$ .

Spadek trwałości lin po przekroczeniu granicznego  $\Delta\sigma$  można wytłumaczyć w oparciu o krzywe zmęzeniowe Wohlera dla materiału drutów liny, gdzie nieznaczne zwiększenie wartości naprężeń przy niezmiennych pozostałych warunkach pracy liny stwarza niebezpieczeństwo istotnego obniżenia jej trwałości. W RFN zalecane jest także stosowanie lin współzwiązanych w przypadku, gdy zakres przyrostu naprężeń  $\Delta\sigma$  jest mniejszy niż  $\Delta\sigma = 150 \text{ MN/m}^2$ . Przy większych wartościach  $\Delta\sigma$  należy stosować liny konstrukcji nieodkrętnych i zamkniętych.

Przyjęty w RFN dopuszczalny zakres przyrostu naprężeń  $\Delta\sigma = 165 \text{ MN/m}^2$  pozwala na uzyskanie znacznej trwałości lin nośnych w wyciągach wielolinowych przy spodziewanej 10% różnicy pomiędzy naciągami poszczególnych lin nośnych w układzie wielolinowym. Ta 10% tolerancja w rozkładzie naciągów na poszczególne liny nośne w wielolinie może być zachowana, jeżeli obciążenia lin kontrolowane są okresowo, a wszystkie odchylenia przekraczające granice tolerancji są natychmiast korygowane do tej granicy [4]. Podobny pogląd na wpływ przyrostów obciążeń statycznych i dynamicznych w linach podczas ich eksploatacji na ich trwałość reprezentowany jest w RPA i Kanadzie [5].

Uruchamiając pierwsze urządzenie wyciągowe z kołem pędym w RPA w kopalniach złota Stillfontein G.M.Co.Ltd. ( $H = 1353 \text{ m}$ ) i kopalni West Driefontein G.M.Co.Ltd. ( $H = 1717 \text{ m}$ ) nie przypuszczano, że mogą wystąpić trudności w eksploatacji lin (niska trwałość, częste i bardzo kłopotliwe wymiany lin). Okazało się bowiem, że przed upływem 5 miesięcy zaczęły występować i to gwałtownie narastające pęknięcia drutów lin trójkątnosplotowych (6 splotowych). Po wymianie tych lin na liny nieodkrętne wielosplotowe problem ten poważnie zmalał, jednakże niezależnie od rodzaju konstrukcji lin nie osiągnięto zadawalającego poziomu żywotności lin nośnych. Po przeprowadzeniu dokładniejszych badań okazało się, że zniszczeniu ulegają druty wewnętrzne liny i to głównie w odległości około 100 m nad zawiesiem każdego odcinka liny. Powyższe świadczy o tym, że na niską trwałość lin trójkątnosplotowych znacznie wpływało ich zmęczenie w wyniku ich intensywnego kręcenia się w szybie pod wpływem ciężaru własnego. Liny te w porównaniu z linami nieodkrętymi wielosplotowymi mają znacznie większy współczynnik odkrętności, który w głównej mierze decyduje o liczbie obrotów liny w szybie [2].

Oprócz kręcenia się lin wyciągowych w szybie na ich niską trwałość wpływają także zbyt duże różnice zmian naprężeń  $\Delta\sigma$ , panujących w linie w zależności od położenia naczynia wyciągowego w szybie podczas każdej jazdy maszyny wyciągowej. Zagadnienie to było tematem badań w RPA, na podstawie których określono wymagane liczby cykli pracy lin nośnych (wyciągniętych skipów) dla [1]:

- wyciągów bębnowych - liny standartowe - 200 000 cykli pracy,
- wyciągów z kołem pędym - lin nieodkrętnie - 100 000 cykli pracy,
- liny z drutów o podwyższonej wytrzymałości na rozciąganie  $R_m$  - 50 000 cykli pracy.

Badania  $\Delta \tilde{\sigma}$  przeprowadzono dla ośmiu urządzeń wyciągowych wielolinowych z kołem pędym. Wyniki badań określono przez przyrost obciążeń statycznych  $\Delta P$  i dynamicznych (maksymalnych)  $\Delta P_{max}$  wg niżej podanego wzoru dla schematu urządzenia na rys. 1b, gdzie linie kreskowe oznaczają miejsce liny najbardziej narażone na przyrosty zmian obciążeń:

$$\Delta P_{max} = (M_a + Q_m + Q_u + M_b)g + P_a - [(M_c + Q_m + M_b)g - P_b], \quad (7)$$

gdzie:

- $\Delta P_{max}$  - maksymalna różnica obciążeń działających na linę,
- $M_a$  - masa maksymalnej długości zwisającej liny nośnej, kg,
- $M_b$  - masa liny wyrównawczej od punktu c do D, kg,
- $M_c$  - masa liny nośnej od punktu A do B, kg,
- $Q_m$  - masa martwa skipu, kg,
- $Q_u$  - masa użyteczna skipu, kg,
- $P_a$  - siły dynamiczne od mas będących w ruchu zredukowane na oś liny a wynikające z przyspieszenia w punkcie B,
- $P_b$  - siły od mas będących w ruchu zredukowane na oś liny, a wynikające z przyspieszenia w punkcie B, gdy skip znajduje się w podszybiu,
- $g$  - przyspieszenie ziemskie,  $9,81 \text{ m/s}^2$ .

Wzór (7) po przekształceniach przyjmie postać:

$$\Delta P_{max\%} = \frac{[(H+h_1) \cdot q_n \cdot w_n + Q_m + Q_u + h_2 q_w \cdot w_w] \cdot g \left(1 + \frac{a}{g}\right) - \left[h_1 + \pi \cdot \frac{D}{2}\right] \cdot q_n \cdot w_n + \frac{+Q_m + h_2 q_w \cdot w_w}{w_n \cdot P_{on}} \cdot g \left(1 - \frac{b}{g}\right)}{w_n \cdot P_{on}} \cdot 100\%, \quad (8)$$

gdzie:  $a, b$  - przyspieszenie i opóźnienie maszyny wyciągowej  $\text{m/s}^2$ .

Podobne badania przeprowadzono na urządzeniach wyciągowych w Kanadzie. Analizę przeprowadzono dla lin urządzeń wyciągowych w największej liczbie czterolinowych, następnie dwulinowych i w jednym przypadku trójlinowego, które pracują przy interesującej nas obecnie w kraju głębokości ciągnięcia około 1000, 1700 i 1900 m.

Udział użyteczny w wyciągach Kanady wynosił  $Q_u = 7,7 - 21,7 \text{ Mg}$ , a w wyciągach RPA  $Q_u = 8,1 - 18,1 \text{ Mg}$ . Stosunek średnicy kół pędnych  $D_p$  do śred-

nicy lin wynosił  $D_p/d = 100 - 127$ , kół odciskowych  $D_o/d = 100 - 115$  dla wyciągów kanadyjskich i odpowiednio  $D_p/d = 115 - 129$  i  $D_o/d = 103 - 111$  dla wyciągów RPA.

Przy  $D_p/d = 129$  żywotność lin była największa. We wszystkich przypadkach w RPA oprócz jednego zastosowano prowadzenie sztywne.

Jeden przypadek urządzeń wyciągowych bez kół odciskowych i z linami nośnymi konstrukcji zamkniętej przy linowym prowadzeniu naczyń wyciągowych okazał się najkorzystniejszy jeżeli chodzi o trwałość lin, która w tym przypadku ma największą liczbę cykli 220000. Odwrotnie wygląda trwałość lin nośnych przy linowym prowadzeniu naczyń wyciągowych w kopalniach kanadyjskich, gdzie żywotność lin nośnych przy sztywnym prowadzeniu naczyń wyciągowych jest około 2 razy większa niż w przypadku linowego prowadzenia naczyń.

Prędkości jazdy naczyń wyciągowych szybów obu krajów są raczej małe i średnie (przeważnie od 9 do 15 m/s) i tylko w jednym przypadku wynoszą 18,3 m/s, przy czym w tym przypadku otrzymano najmniejszą żywotność lin nośnych nieodkrętnych konstrukcji "Fishback" przy sztywnym prowadzeniu naczyń wyciągowych oraz tym samym przyroście  $\Delta P_{\max}$  co w innych urządzeniach, choć nie prędkość jazdy naczynia była tego przyczyną.

Współczynnik masywności naczyń wyciągowych skipowych wraz z zawieszami, tj. stosunek masy martwej naczynia wyciągowego  $Q_m$  do jego masy użytecznej  $Q_u$  wynosił  $c = Q_m/Q_u = 1,76$  do  $0,67$  z tym, że dla naczyń stosowanych w RPA  $c = 1 - 1,76$  (w jednym przypadku  $c = 0,678$ ), w przypadku skipów kanadyjskich  $c = 0,698 - 1,284$  (najczęściej  $c \approx 0,73$ ). Ogólnie można stwierdzić, że w przeważającej większości analizowanych skipów  $c = 0,7 \div 1$ .

W urządzeniach RPA jako liny nośne zastosowano w jednym przypadku liny konstrukcji zamkniętej FLC (Full Locked Coil), których trwałość była bardzo wysoka, w pozostałych liny typu Fishback N.S. (non-spin). W wyciągach kanadyjskich we wszystkich urządzeniach zastosowano liny konstrukcji zamkniętej FLC. Współczynnik bezpieczeństwa lin przed zerwaniem w szybach RPA wynosił  $n = 5,5$  do  $7,3$ . Przy współczynniku bezpieczeństwa lin  $n = 7,1$  osiągnięto największą żywotność lin typu Fishback N.S. W wyciągach kanadyjskich współczynnik bezpieczeństwa lin wynosił  $n = 6,87$  do  $7,55$ .

W trzech urządzeniach na analizowanych 15 zastosowano koła kierujące do prowadzenia lin wyrównawczych okrągłych w rzapiu. Przyrost obciążenia statycznych w linach w wyciągach kanadyjskich wynosił  $\Delta P = 7,9$  do  $10,9\%$  siły zrywającej linę, a dynamicznych (maksymalnych)  $\Delta P_{\max} = 12,4$  do  $13\%$  siły zrywającej linę. Natomiast w wyciągach RPA przyrost statyczny siły w linie wynosił  $\Delta P = 9,4$  do  $13,5\%$  rzeczywistej siły zrywającej linę w całości  $P_c$  a  $\Delta P_{\max} = 12,1$  do  $18,6\%$   $P_c$ .

Z analizy wyraźnie wynika gwałtowny spadek trwałości lin wyrażony w cyklach pracy wraz ze wzrostem  $\Delta P$  i  $\Delta P_{\max}$ . Na podstawie przeprowadzonych

badań w RPA ustalono, że w celu uzyskania zadawalającego czasu pracy lin nośnych, tj. osiągnięcia przez liny nieodkrętne 100 000 cykli pracy różnica obciążeń statycznych podczas ich eksploatacji nie powinna przekroczyć  $\Delta P = 11,5\%$  rzeczywistej siły zrywającej linę w całości  $P_c$ , a różnica maksymalnych obciążeń dynamicznych nie powinna przekroczyć  $\Delta P_{max} = 15\% P_c$ .

Uważając przedstawioną analizę trwałości lin za bardzo interesującą i rzucającą nowe światło na pracę lin, w oparciu o przedstawioną metodykę przeprowadzono podobną analizę pracy lin w 15 urządzeniach wyciągowych wielolinowych w kraju.

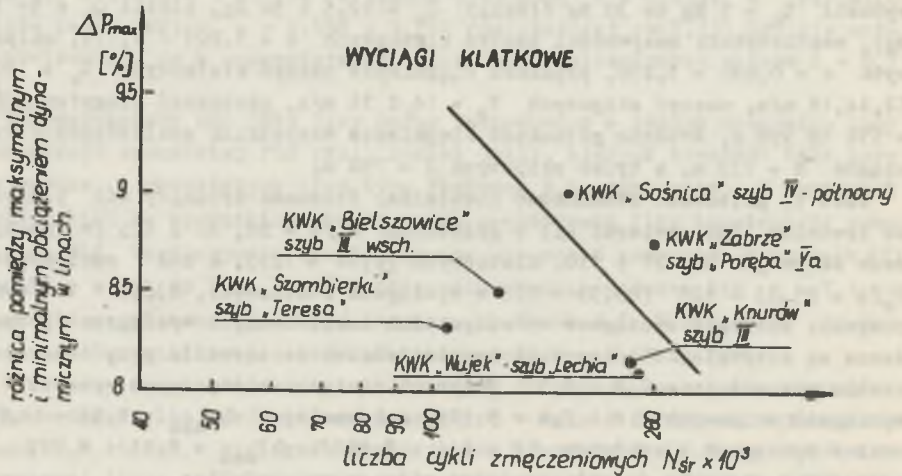
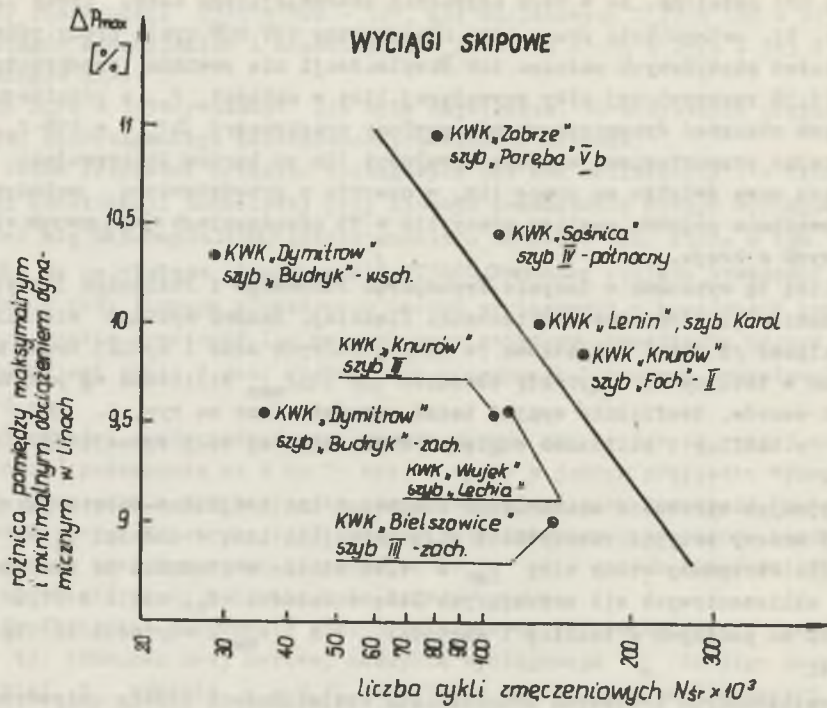
Analizę tę wykonano w Zespole Transportu Pionowego i Poziomego Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Badano wyciągi wielolinowe skipowe (9 szt.) i klatkowe (6 szt.), których dane i wyniki badań zestawiono w tabelicy 1. Przyrosty obciążeń  $\Delta P$  i  $\Delta P_{max}$  obliczono wg przytoczonych wzorów. Graficznie wyniki badań przedstawiono na rys. 2.  $\Delta P$  i  $\Delta P_{max}$  w tabelicy 1 obliczono względem obliczeniowej siły zrywającej linę  $P_0$ .

Przyjmując sprawność mechaniczną krajowych lin trójkątno-splotowych  $\eta = 88,4\%$  możemy przyjąć rzeczywistą siłę zrywającą linę w całości  $P_c = \eta \cdot P_0$  [3]. Otrzymamy wtedy siły  $P_c$  o 11,6% niższe w stosunku do analizowanych obliczeniowych sił zrywających linę w całości  $P_0$ , czyli o 11,6% w stosunku do podanych w tabelicy 1 wartości  $P$  i  $P_{max}$ , wartości te będą większe.

W analizowanych krajowych urządzeniach wielolinowych udźwig użyteczny wynosił  $Q_u = 5$  Mg do 30 Mg (skipów  $Q_u = 12,5 - 30$  Mg, klatki  $Q_u = 5 - 10$  Mg), współczynnik masywności naczyń klatkowych  $c = 1,027 - 1,779$ , skipowych  $c = 0,842 - 1,278$ , prędkość ciągnięcia naczyń klatkowych  $V_k = 10, 12, 14, 16$  m/s, naczyń skipowych  $V_s = 14$  i 16 m/s, głębokość ciągnięcia  $H = 516$  do 996 m, średnia głębokość ciągnięcia wszystkich analizowanych wyciągów  $H = 733$  m, a tylko skipowych  $H = 758$  m.

Jest to głębokość stosunkowo niewielka. Stosunek średnicy kół pędnych do średnicy liny zawierał się w granicach  $D_p/d = 90, 27 \div 125$  (w maszynach skipowych  $90, 27 \div 110$ , klatkowych  $94,44 \div 125$ ), a kół odciskowych  $D_o/d = 83,33 - 125$  ( $83,33 - 125$  w wyciągach klatkowych,  $83,33 - 100$  w skipowych). Naczynia wyciągowe we wszystkich analizowanych wyciągach prowadzone są sztywnie. Współczynnik bezpieczeństwa na zerwanie przy ciągnięciu urobku wynosił  $n = 7,2 - 8,37$ . Przyrost obciążeń statycznych wynosił w wyciągach skipowych  $\Delta P = 7,8 - 9,11\%$ , maksymalnych  $\Delta P_{max} = 9,53 - 10,96\%$  oraz w wyciągach klatkowych  $\Delta P = 6,4 - 7,36\%$  i  $\Delta P_{max} = 8,11 - 8,97\%$  - wszystko w stosunku do obliczeniowej siły zrywającej linę.

Jeżeli weźmiemy do rozważań rzeczywistą siłę zrywającą linę w całości z uwzględnieniem sprawności mechanicznej liny  $\eta = 88,4\%$ , to przyrosty obciążeń wynoszą odpowiednio w wyciągach klatkowych  $\Delta P = 7,14 - 8,21\%$  i  $\Delta P_{max} = 9,05 - 10,01\%$ , w wyciągach skipowych  $\Delta P = 8,7 - 10,16\%$  i  $\Delta P_{max} = 10,63 - 12,23\%$  w stosunku do rzeczywistej siły zrywającej linę  $P_c$ .



Rys. 2. Wykreślne przedstawienie wyników badań zależności trwałości lin nośnych okrągło- i trójkątnospłotowych krajowych urządzeń wyciągowych wielolinowych z kołami pędnymi, w zależności od przyrostów obciążeń maksymalnych  $\Delta P_{max}$  obliczonych względem obliczeniowej siły zrywającej linę.



Dane techniczne analizowanych krajowych urządzeń wyciągowych wielolinowych z kołami pędnymi i wyniki badań

Lp.	Nazwa szybu	Typ maszyny wyciągowej	Poziom wydobycia	Średnica tarczy pędnej D <sub>p</sub>	Rodzaj wykładziny tarczy pędnej	D <sub>p/d</sub>	Średnica koła odciskowego D <sub>o</sub>	Rodzaj wykładziny koła odciskowego	D <sub>o/d</sub>	Masa skipu (klatki) z wyposażeniem	Masa ładunku użytecznego	Średnica liny nośnej	Konstrukcja liny nośnej	Masa 1 mb liny nośnej	Sila zrywająca liny nośnej	Wytrzymałość drutów na zrywanie (liny nośnej)	Sumaryczny przekrój drutów liny nośnej	Współczynnik bezpieczeństwa liny nośnej dla urobku
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
		m	mm	mm			mm			kg	kg	mm		kg	kN	N/mm <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>	
1	K.W.K. Szombierki "Teresa" klatka	Zgoda 41-2500	510	2500	Skóra + taśma	104,16	2500	Skóra + taśma	104,16	8762	5000	∅ 24 PN-62/M-80222	S6x19 + A <sub>o</sub>	2,3	376	160	235,2	8,05
2	K.W.K. Dymitrow "Budryk" - zach. skip	41-Zgoda	774	3400	Modar R-3-35	94,44	3000	Modar R-3-40	83,33	15980	12500	∅ 36 PN-66/G-46602	Trójkątno-splot T6x32+A <sub>o</sub>	5,56	982	170	579	8,24
3	K.W.K. Dymitrow "Budryk" - wach. skip	41-Zgoda	930	3400	-	94,44	3000	-	83,33	15680	12500	∅ 36 PN-66/G-46602	T6x32+A <sub>o</sub>	5,5	982	170	579	7,71
4	K.W.K. Zabrze "Poręba" - Va klatka	41-2400 ZSRR	780	3400	Skóra	94,44	3000	Skóra	83,33	14940	10000	∅ 36 PN-62/M-80228	S-T6x31+A <sub>o</sub>	4,98	871	170	524,3	8,1
5	K.W.K. Zabrze "Poręba" - Vb skip	41-3100	780	3250	-	90,27	3250	-	90,27	17230	15000	∅ 36 PN-66/G-46602	T6x32+A <sub>o</sub>	4,98	891	170	524,3	8,2
6	K.W.K. Bielszowice III - zach. skip	MK4x4r1-2 ZSRR	640	4000	PCW ZSRR	100	4000	PCW ZSRR	100	18280	15000	∅ 40 PN-62/M-80229	W-S6x36+A <sub>o</sub>	6,43	1084	160	667,6	8,1
7	K.W.K. Bielszowice III - wach. klatka	MK4x4r1-2 ZSRR	840	4000	-	100	4000	-	100	17700	10000	∅ 40 PN-62/M-80229	W-S6x36+A <sub>o</sub>	6,8	1135	160	709,8	8,98
8	K.W.K. Sośnica IV - poł. klatka	Zgoda 41-2x2400	750	4250	Modar R-3	125	4000	Modar R-3	117,64	17116	10000	∅ 34 PN-62/M-80226	T6x31+A <sub>o</sub>	4,9	879,5	170	517,4	8,15
9	K.W.K. Sośnica IV - pół. skip	Zgoda 41-2x2400	750	4250	-	101,19	4000	-	95,23	20650	22000	∅ 42 PN-66/G-46602	T6x33+A <sub>o</sub>	7,55	1331	170	783,3	7,52
10	K.W.K. Knurów III skip	41-2x1600 ZSRR	550	4000	polichlorek winylu PP45	100	4000	PP45	100	20960	20000	∅ 40 PN-66/G-46602	T6x33+A <sub>o</sub>	6,8	1135	160	710,0	7,16
11	K.W.K. Knurów III klatka	41-1500 ZSRR	550	4000	-	125	4000	-	125	10276	10000	∅ 32 PN-66/G-46602	T6x30+A <sub>o</sub>	4,3	734	160	459,0	8,34
12	K.W.K. Knurów "Foch" - II skip	3,25x4rp43 ZSRR	650	3250	polichlorek winylu	95,58	3250	PCW + taśma	95,58	12640	15000	∅ 34 PN-62/M-80228	S-T6x31+A <sub>o</sub>	4,58	819,5	170	482,1	7,37
13	K.W.K. Wujek "Iechia" skip	Zgoda 41-2400	613	3400	-	94,44	3000	polichlorek winylu	83,33	16174	18000	∅ 36 PN-62/M-80226	T6x31+A <sub>o</sub>	5,5	982	170	578,5	7,5
14	K.W.K. Wujek "Iechia" klatka	Zgoda 41-2400	680	3400	-	94,44	3000	-	83,33	17620	19000	∅ 36 PN-66/G-46602	T6x32+A <sub>o</sub>	5,5	925,5	160	579,0	8,34
15	K.W.K. Lenin "Karol" skip	41-Zgoda	665	5500	Modar R-3	110	5000	Modar R-3	100	26856	20000	∅ 50 PN-66/G-46602	T6x35+A <sub>o</sub>	10,6	1772	160	1108,0	7,2

Lp.	Wymiar liny wyrównawczej	Ilość lin wyrównawczych	Masa 1 mb liny wyrównawczej	Siła zrywająca linę wyrównawczą	Wytrzymałość drutów na zrywanie	Sumaryczny przekrój drutów liny wyrównawczej	Różnica napiężeń rozciągających	Różnica obciążeni statycznych $\Delta P$	Statyczny współcz. obciążenia liny nośnej $\Delta P\%$	Maksymalna różnica obciążeni	Dynamiczny współcz. obciążenia liny nośnej $\Delta P_{dyn}$	U w a g i	Czas pracy lin nośnych	Wielkość H	Wielkość h <sub>1</sub>	Wielkość h <sub>2</sub>	Prędkość jazdy	Przyspieszenie	Opóźnienie
		kg	kg	kN	N/mm <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup>	N	%	N	%			m	m	m	m/s	m/s <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>
	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	Cykle	32	33	34	35	36	37
1	136 x 25 PN-62/M-80227	1	9,0	1021	120	852,1	102,5	96463	6,4	125327	8,33	Szyb bokry	123740, 138240, 101290, 102703, 54810, 139860 (śr. 105566)	516,26	20,54	17,9	10	1,0	1,0
2	160 x 27 PN-66/G-46605	2	11,2	1966	120	996,0	133,6	309643	7,8	375348	9,55	Szyb mokry woda szlona	39718, 19218, 62781, 23595, 33150, 32980, 26180, 52360, 32095 (śr. 35786)	824,3	22,7	9,44	16	1,0	1,2
3	166 x 32 PN-70/M-80227	2	11,3	1195	120	996,5	148,3	343487	8,72	407130	10,36	-	92111, 47775, 35100, 4725, 7875, 5625, 6975 (śr. 28598)	996,76	21,7	12,96	16	1,0	1,2
4	204 x 34 DJN-21254	1	20,4	2416	130	1895,0	125,1	262425	7,36	305156	8,75	-	219996, 216972, 180180, 183452 (śr. 200150)	796,2	29,76	31,7	14	0,8	0,8
5	204 x 34 DJN-21254	1	20,4	2416	130	1895,0	154,8	324797	9,11	390666	10,96	-	49637, 60218, 101487, 110378 (śr. 80430)	856,85	19,18	10,0	14	1,0	1,0
6	186 x 31 PN-62/M-80227	2	12,5	1480	120	1241,0	119,6	319500	7,4	390125	8,99	-	129067, 145303 (śr. 137185)	696,5	20,74	7,3	16	0,8	1,0
7	177 x 29 DJN - 21252	2	12,5	1439	130	1105,0	109,1	310000	6,81	386272	8,5	-	139140, 131220, 118980, 107100 (śr. 124110)	848,17	30,49	16,4	12	0,8	0,8
8	160 x 27 PN-62/M-80227	2	10,25	1196	120	997,0	124,3	257276	7,3	315865	8,97	-	215100, 86940 (śr. 151065)	767,2	35,4	41,3	16	1,0	1,2
9	180 x 32 PN-70/M-80227	2	15,6	1999	120	1550,0	151,0	471909	8,9	556842	10,45	-	134875, 81000 (śr. 107937)	807,4	23,82	10,6	16	1,0	1,1
10	136 x 31 PN-66/G-46605	2	13,7	1458	120	1215,0	128,4	364811	8,02	432917	9,53	-	86987, 123930 (śr. 105458)	601,5	23,57	13,5	14	0,8	1,0
11	187 x 31 PN-62/M-80227	1	17,0	2042	120	1702,0	107,2	196849	6,7	239355	8,15	-	258570, 226134, 71910 (śr. 185538)	569,7	47,59	33,6	14	0,9	1,1
12	136 x 25 PN-61/M-80236	2	9,0	1021	120	852,1	142,0	273903	8,35	322671	9,84	-	193532, 155983, 114221, 169457 (śr. 158298)	688,35	21,68	15,75	14	0,8	1,0
13	172 x 27 PN-62/M-80227	2	11,2	1312	120	1094,0	138,9	321599	8,17	375631	9,56	-	123000, 132712, 133383, 77425, 99543 (śr. 113212)	632,14	11,0	20,91	16	0,8	1,0
14	172 x 27 PN-62/M-46605	2	11,2	1312	120	1094,0	107,5	249080	6,72	300282	8,11	-	159300, 198450, 200070, 198180 (śr. 189000)	670,0	26,0	15,3	16	0,8	1,0
15	213 x 36 PN-70/M-80227	2	22,3	2640	120	2200,0	140,6	623350	8,79	708338	9,99	-	130725	725,0	40,0	16,0	16	0,8	1,0

Porównując występujące różnice naprężeń w linach wg kryterium stosowanego w RFN otrzymano dla wyciągów klatkowych  $\Delta\sigma = 102,5 - 125 \text{ MN/m}^2$  i dla skipowych  $\Delta\sigma = 119,6 - 154,8 \text{ MN/m}^2$  wobec przyjętego za kryterium  $\Delta\sigma = 165 \text{ MN/m}^2$ .

Jak zaznaczono wyniki krajowe odnoszą się do średniej głębokości ciągnięcia  $H = 758 \text{ m}$ , przy której to kręcenie się lin nie jest jeszcze tak intensywne jak przy głębokościach przekraczających  $H = 1000 \text{ m}$ , a które w istotny sposób wpływa na obniżenie trwałości lin. Zakładając 100 000 cykli pracy lin mamy w przypadku RPA  $\Delta P_{\max} = 15\%$  natomiast dla lin krajowych przy tej samej liczbie cykli  $\Delta P_{\max} = 11,5\%$  w odniesieniu w obydwu przypadkach do rzeczywistej siły zrywającej linę w całości. To samo można stwierdzić porównując  $\Delta\sigma$  w urządzeniach krajowych i zagranicznych.

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że trwałość stosowanych dotychczas w krajowych urządzeniach wyciągowych wielolinowych lin nośnych trójkątnospłotowych i w mniejszym stopniu lin o liniowym styku drutów jest bardzo niezadawalająca. Przyczyna tego stanu rzeczy tkwi w jakości i rodzaju stosowanych lin odkrętnych oraz mankamentów projektowych w urządzeniach wyciągowych wielolinowych.

W obecnie eksploatowanych urządzeniach wyciągowych można wykonać szereg przedsięwzięć technicznych, które w efekcie zwiększą trwałość lin nośnych, szczególnie dotyczących dynamiki urządzenia wyciągowego i drgań lin. W fazie projektowej wyciągów należałoby uwzględnić zwiększenie stosunku  $D/d$  i przejście na nowe układy maszyn wyciągowych, zmniejszenie obciążeń przy za- i wyładunku naczyń wydobywczych, biczowania lin oraz przeanalizowanie możliwości zastosowania lin konstrukcji nieodkrętnych (wielospłotowych, zamkniętych).

Z przeprowadzonej analizy wynika konieczność podjęcia pilnych prac mających na celu poprawę jakości wykonania lin nośnych i wprowadzenie do eksploatacji lin nieodkrętnych oraz stosowanie nowych udoskonalonych metod projektowania.

Przedstawiony w pracy problem jest tematem obszernych prac prowadzonych w tym kierunku w Zespole Transportu Pionowego i Poziomego Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Obecnie opracowywane są wyniki badań kręcenia się lin nośnych i występujących przyrostów obciążeń w linach podczas ich eksploatacji oraz wpływ tych czynników na trwałość lin w nowych 15 urządzeniach wyciągowych wielolinowych w ujęciu bardziej kompleksowym.

### 3. Wnioski

1. Z przeprowadzonej analizy trwałości lin nośnych stosowanych w urządzeniach wyciągowych wielolinowych wynika, że jest ona bardzo niezadawalająca w oparciu o przyjęte kryteria zagraniczne. Przy przyroście obciąż-

zeń lin  $\Delta P_{\max} = 15\%$  rzeczywistej siły zrywającej linę w całości liny wg kryterium zagranicznych powinny przepracować 100 000 cykli, w przypadku krajowym przy tej liczbie cykli  $\Delta P_{\max} = 11,5\%$ , co jest o 24 % mniej w stosunku do  $\Delta P_{\max} = 15\% P_c$ .

2. Przyrost naprężeń rozciągających w linach analizowanych wyciągów wielolinowych klatkowych wynosi  $\Delta \sigma = 102,5 - 125 \text{ MN/m}^2$ , w skipowych  $\Delta \sigma = 119,6 - 154,8 \text{ MN/m}^2$  wobec przyjętego za kryterium  $\Delta \sigma = 165 \text{ MN/m}^2$ , przy którym to liny powinny osiągnąć zadawalającą trwałość.
3. Z analizy trwałości lin wynika, że w nowoprojektowanych wyciągach wielolinowych dla kopalń głębokich należałoby przejść na stosowanie lin konstrukcji nieodkrętnych wielosplotowych lub zamkniętych w celu zapewnienia bezpiecznej pracy wyciągu, długotrwałej pracy lin oraz obniżenia kosztów eksploatacyjnych urządzeń wyciągowych w wyniku eliminacji zbyt częstych wymian lin nośnych.
4. Przedstawione wyniki trwałości lin dotychczas przeanalizowanych wyciągów wielolinowych oraz aktualnie analizowanych posłużą do określenia eksploatacyjnego współczynnika trwałości lin nośnych produkcji krajowej, tzw. Koepe Range Factor (KRF), który to współczynnik posłuży do określenia masy ładunku użytecznego naczynia wyciągowego w zależności od wymaganego czasu pracy lin nośnych. Dotychczas bowiem masę ładunku użytecznego oblicza się z przyjętego współczynnika bezpieczeństwa lin nośnych przed zerwaniem a zastosowanie KRF wg zaleceń zagranicznych zawodzi ze względu na to, że został on opracowany dla lin typu nieodkrętnego "Fishback" stosowanych w RPA.
- 5.

#### LITERATURA

- [1] Backer J.V.: New South African drum hoisting plants. Canadian Mining and Met. Bull. 67, 1974 No 752.
- [2] Carbogno A.: Moment odkrętny liny wyciągowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria "Górnictwo" z. 52, Gliwice, 1972.
- [3] Hankus J.: Wytrzymałość na rozciąganie i własności sprężyste lin wyciągowych. Konferencja nt.: Kierunki Rozwoju Górniczych Urządzeń Wyciągowych, Gliwice 1972.
- [4] Schultz S.H.: Shaft installations of high winding capacities. Hoisting Conference. The SAI of ME. Johannesburg 1973.
- [5] Wainwright E.J.: Present day winding rope practice in South Africa. Hoisting conference. The SAI of ME. Johannesburg 1973.

ВЛИЯНИЕ НАГРУЗОК ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОДЪЕМНЫХ КАНАТОВ  
НА ИХ ПРОЧНОСТЬ

Резюме

Даны результаты анализа величин приращений нагрузок эксплуатационных подъемных канатов в отечественных многоканатных подъемных установках и их соединение с количеством циклов работы канатов на основе зарубежных исследований.

HOIST ROPE LOADS AND THEIR INFLUENCE ON THE ROPE  
DURABILITIES

Summary

An analysis of exploitation loads growth values of hoist ropes in Polish multirope pit shafts has been presented as connected with the number of work cycles for ropes in the light of research abroad.