

# Wpływ drgań naczyń wyciągowych na przebieg hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej

## The influence of hoist conveyance vibration on the course of emergency braking



Mgr inż. Janusz Lewandowski<sup>\*)</sup>



Mgr inż. Jerzy Jakubowski<sup>\*\*)</sup>



Dr hab. inż. Dariusz Rozumek  
prof. PO<sup>\*)</sup>

**Treść:** W pracy zaprezentowano analizę rzeczywistego ruchu koła pędnego maszyny wyciągowej oraz zmienność sił dynamicznych występujących w elementach górniczego wyciągu szybowego (liny) podczas hamowania bezpieczeństwa. Skoncentrowano się na przeprowadzanych okresowo badaniach (półrocznych, rocznych) oraz rejestrowanych wykresach prędkości jazdy koła pędnego maszyny wyciągowej. Zauważono, że w niektórych, dopuszczonych do ruchu, wariantach obciążenia wyciągu proces hamowania odbywa się ze znacznymi odchyleniami od spodziewanej drogi. Autorzy zaprezentowali wpływ drgań naczyń wyciągowych na wyżej wymienione odchylenia od spodziewanej drogi. Przedstawione wyniki badań, pomiarów i obliczeń oparto na rejestracjach pracującego górniczego wyciągu szybowego z maszyną wyciągową typu 4L – 4000/DC – 14 m/s.

**Abstract:** This paper presents an analysis of the real traffic circle propellant hoisting machine and the variability of dynamic forces occurring in components of the mining shaft hoist (ropes) during emergency braking. The focus is on the results of research work carried out periodically (half-yearly, annually) and recorded diagrams of speed Koepe pulley hoisting machine. It is noted that for certain loading configurations of the hoist the braking process is carried out with significant deviations from the expected trajectory. The authors have presented the impact of vibration on the deviation from the expected road. The results of the research, measurements and calculations are based on registrations of working hoist with two skips and hoisting machine type 4L - 4000/DC – 14 m/s.

### Słowa kluczowe:

górnictwo, pomiary, wyciągi szybowe, maszyna wyciągowa

### Key words:

mining industry, measurements, shaft mining hoists, hoisting machine

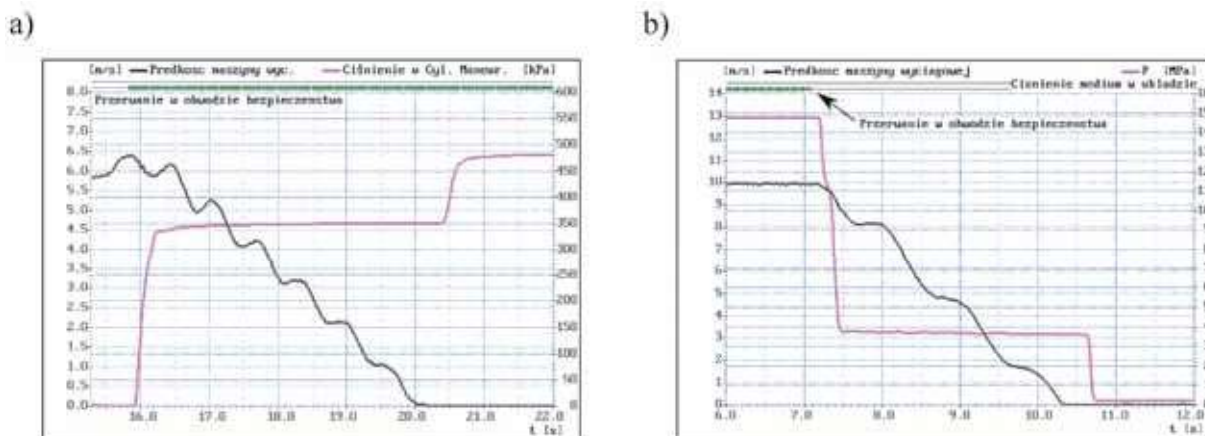
## 1. Wprowadzenie

Sięgając obecnie do coraz niżej zalegających pokładów węgla i innych surowców naturalnych, konieczne jest budowanie maszyn wyciągowych umożliwiających ciągnięcie urobku, transport materiałów i jazdę ludzi z większych głębokości. Krajowe, górnicze wyciągi szybkie często sięgają już do 1000 m, a nawet do blisko 1500 m. W wyniku tego wzrasta łączna masa wyciągu szybowego. Niezbędne staje się zastosowanie nowoczesnych maszyn wyciągowych, które bezpiecznie zrealizują zadania transportowe. Podczas okresowych (trzyletnich, rocznych, półrocznych) badań maszyn wyciągowych rejestruje się, między innymi, zachowanie

wyciągu szybowego, w czasie pracy, dla poszczególnych rodzajów jazdy. Zaobserwowano niezależnie od jego kształtu (trójokresowy, pięciookresowy, siedmiookresowy), że podczas cyklu jazdy zazwyczaj nie odnotowuje się znacznych zaburzeń dynamicznych wynikających z drgań naczyń wyciągowych na linach w czasie rozpędzania czy hamowania. Wykres jazdy przebiegał według ustalonego programu regulatora jazdy. Odnotowuje się natomiast zaburzenia dynamiczne, wykonując próby tzw. hamowania bezpieczeństwa. Podczas hamowania bezpieczeństwa (po wyzwoleniu przerwania obwodu bezpieczeństwa) wielokrotnie rejestrowano widoczne na ekranie komputera silne zaburzenia przebiegu hamowania (oscylacje). Na rysunku 1 przedstawiono dwie różne rejestracje prędkości liniowych pochodzące z badań maszyn wyciągowych.

Na podstawie rys. 1 można zauważyć, że problem dotyczy maszyn wyciągowych, zarówno z pneumatycznym napędem

<sup>\*)</sup> Politechnika Opolska, Opole, <sup>\*\*)</sup> Ośrodek Pomiarów i Automatyki Przemysłu Węglowego SA, Zabrze



**Rys. 1. Prędkość liniowa koła pędnego maszyny wyciągowej: a) prędkość i ciśnienie w cylindrze manewrowym z pneumatycznym napędem hamulca, b) prędkość i ciśnienie oleju w układzie hamulcowym z hydraulicznie odwodzonymi hamulcami**

**Fig. 1. Linear velocity of Koepe pulley of the hoisting machine: a) velocity and air pressure in the cylinder maneuvering with pneumatic drive brake, b) velocity and oil pressure in the brake system with hydraulic brakes**

hamulca, jak i z hydraulicznie odwodzonymi hamulcami. Oscylacje te z pewnością nie wynikały z nieprawidłowego przebiegu ciśnienia medium w układzie podczas hamowania, gdyż użyte czujniki ciśnienia nie zarejestrowały nieprawidłowości. Również moment elektromagnetyczny pochodzący od napędu elektrycznego nie miał wpływu na opisywane zachowanie wyciągu, ponieważ niezależnie od rozwiązania układu zasilania (klasyczne Leonarda, nowoczesne przekształtnikowe) był on natychmiast odłączany po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa i rozpoczęciu hamowania. Zdaniem autorów powodem rejestrowanych zaburzeń są silne, wzajemne oddziaływania ruchomych mas elementów wyciągu szybowego podczas hamowania bezpieczeństwa.

Celem pracy było:

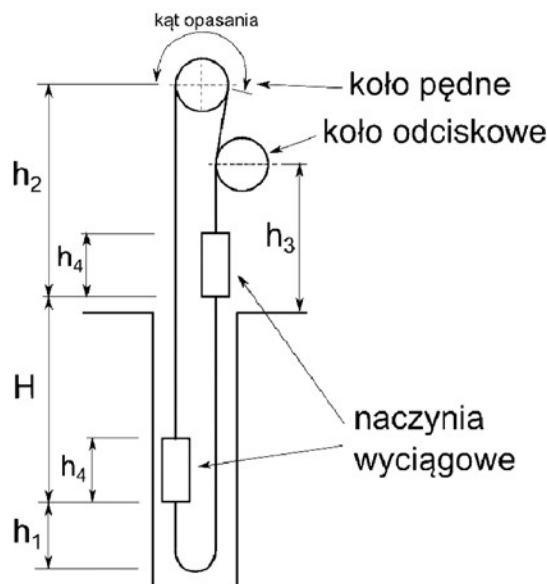
- przedstawienie zależności pomiędzy rejestrowanymi na ekranie komputera zaburzeniami (odchyleniami) a ruchem drgającym naczyń wyciągowych podczas hamowania bezpieczeństwa,
- opisanie zmiennych wartości sił w wyciągu szybowym (podsystem transportujący) z uwzględnieniem własności sprężystych lin nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa.

**2. Metodyka badań**

Obiektem badań był górniczy wyciąg szybowy z maszyną wyciągową zabudowaną na wieży z kołami odciskowymi. Podstawowe dane i parametry przedstawiono w tabelicy 1. Schemat wyciągu przedstawiony został na rysunku 2.

**Tabela 1. Podstawowe dane i parametry wyciągu**  
**Table 1. Basic data and hoist parameters**

Typ	4L-4000/DC-14
Średnica linopędni, m	4,0
Typ hamulca	tarczowy -16 szt. siłowników BSFG408 rozmieszczonych na 4 stojakach
Droga jazdy, m	899,94
Prędkość jazdy, m/s	14
Rodzaj wyciągu	wydobywczy – dwuskipowy
Ładunek użyteczny – wydobywanie, Mg	20
Ilość lin nośnych, szt.	4
Ilość lin wyrównawczych, szt.	2



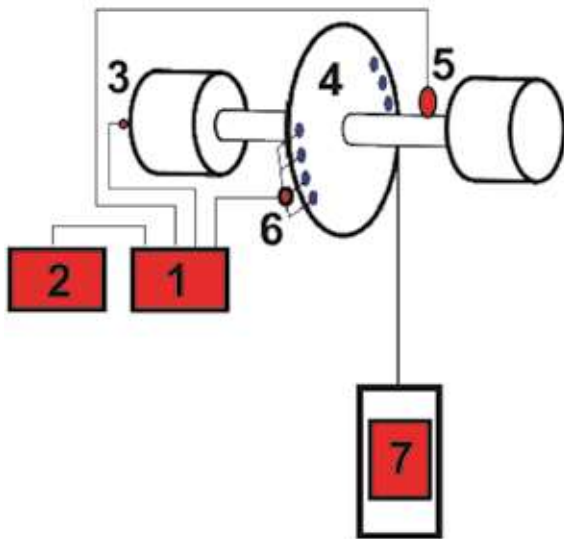
**Rys. 2. Schemat wyciągu szybowego**  
**Fig. 2. Scheme of mine shaft hoist**

Badania wykonane zostały z zastosowaniem aparatury rejestrującej wraz z przetwornikiem ciśnienia, przetwornikiem impulsowym (wyskalowanym podczas przemieszczania się naczynia). Dodatkowo, w celu rejestrowania przyspieszeń (w kierunku pionowym), w naczyniu wyciągowym zainstalowano miernik przyspieszeń (akcelerometr). Schemat układu pomiarowego przedstawiony został na rysunku 3.

Zakres badań doświadczalnych obejmował próby dynamiczne maszyny wyciągowej z pustymi naczyniami (skipami) podczas opuszczania i podnoszenia naczynia wyciągowego, w rejonie podszybia i nadszybia.

**3. Wyniki badań doświadczalnych i ich analiza**

Na rysunku 4 przedstawiono wyniki rejestracji prędkości, przyspieszenia oraz przebieg pokonanej drogi przez naczynie wyciągowe w szybie. Wybrano przypadek szczególnie z największymi zaburzeniami oscylacyjnymi ruchu – hamowanie opuszczanego naczynia w rejonie podszybia.



Rys. 3. Schemat układu pomiarowego: 1 – cyfrowy rejestrator napięć i przemieszczeń, 2 – komputer PC, 3 – bocznik prądu obwodu głównego silnika maszyny wyciągowej, 4 – koło pędne, 5 – przetwornik impulsowy liczący prędkość maszyny, 6 – przetwornik ciśnienia w układzie hamulca, 7 – miernik przyspieszeń (akcelerometr) zabudowany w naczyniu

Fig. 3. Scheme of the measurement system: 1 – digital recorder of tension and displacements, 2 – laptop, 3 – shunt circuit current of the main engine hoist, 4 – Koepe pulley, 5 – speedometer, 6 – pressure transmitter with brake system, 7 – acceleration meter (accelerometer) built in the skip

Z wykresu odczytano wartość prędkości  $v = 5,27$  m/s, przy której maszyna wyciągowa rozpoczęła hamowanie oraz czas do zatrzymania maszyny wyciągowej  $t = 1,62$  s. Podstawiając dane do wzoru (1)

$$z_{sr} = \frac{v}{t} \quad (1)$$

gdzie:

$v$  – prędkość, m/s  
 $t$  – czas hamowania, s

wyliczono wartość średniego opóźnienia, które wyniosło  $z_{sr} = 3,25$  m/s<sup>2</sup>. Otrzymane z obliczeń teoretyczne opóźnienie krytyczne (odczytane z dokumentacji wyciągu szybowego), czyli maksymalne opóźnienie, które nie powoduje zagrożenia wystąpienia utraty sprzężenia ciernego pomiędzy linami nośnymi a wykładziną koła pędnego (poślizgu) dla rozpatrywanego przypadku wynosi  $z_{kr} = 3,44$  m/s<sup>2</sup>.

Wyznaczona wartość średniego opóźnienia ( $z_{sr} = 3,25$  m/s<sup>2</sup>) jest mniejsza od wartości krytycznej, co oznacza że maszyna wyciągowa znajduje się w obszarze bezpiecznej pracy (bez zagrożenia wystąpienia poślizgu na kole pędnym). Zaobserwowano jednak, że dla pewnych czasów (0,30; 0,15; 0,40; 0,05; 0,15 sekundy opóźnienie niebezpiecznie przekracza wartość krytyczną (rys. 4). Zdaniem autorów powodem, silnych wahań (oscylacji) widocznych na rysunku 4, była reakcja przemieszczających się naczyń wyciągowych (wraz ze sprzężycie skręcanymi i rozciągany linami) na przyłożoną siłę hamującą maszyny wyciągowej. Ponadto na rysunku 4 można zauważyć w linach po obu stronach linopędni nierównomierny chwilowy rozkład sił podczas obciążania

i odciążania (tablica 2), co jest naturalnym zjawiskiem obserwowanym podczas hamowania i zwalniania. Z przedstawionych rejestracji (rysunek 4) odczytano, że:

- czas hamowania  $t_c = 1,62$  s,
- czas hamowania, w którym przekroczone zostało opóźnienie krytyczne  $t_{kr} = 1,05$  s,
- droga hamowania  $s_c = 4,00$  m,
- droga hamowania, w której przekroczone zostało opóźnienie krytyczne  $s_{kr} = 2,95$  m.

Wynika stąd, że przez 74% długości przebytej drogi, w czasie hamowania, naczynia wyciągowe poruszały się z opóźnieniem przekraczającym wartość krytyczną, co powoduje zagrożenie wystąpienia poślizgu liny na kole pędnym, a w efekcie czego może dojść do katastrofy wyciągu szybowego.

Obowiązujące przepisy górnicze [1] określają podejście do obliczeń opóźnień krytycznych, mianowicie:

„Pkt. 5.16.5.5. W obliczeniach opóźnień krytycznych przeprowadzonych dla modelu wyciągu z linami o nieskończenie małej sprężystości wzdłużnej uwzględnia się:

- 1) współczynnik tarcia wykładziny cierniej,
- 2) kąt opasania liny,
- 3) statyczne obciążenia lin,
- 4) masy ruchome wyciągu wpływające na sprzężenie ciernie liny.”

Powyzsze przepisy nie uwzględniają sprężystości wzdłużnej lin nośnych.

Obliczone opóźnienie krytyczne dla omawianego przypadku ruchu wynosi

$$z_{kr} = g \cdot \left[ \frac{\Psi \cdot Y_{2n} - Y_{1p}}{\Psi \cdot (Y_{2n} + G_{KR}) + Y_{1p}} \right] = 9,81 \quad (2)$$

$$\left[ \frac{2,31683 \cdot 430959 - 429899}{2,31683 \cdot (430959 + 82743,8) + 429899} \right] = 3,44 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

gdzie:

- $g$  – przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>
- $\Psi$  – współczynnik sprzężenia ciernego,
- $Y_{1p}$  – siła statyczna w linach z naczyniem 1 w podszybiu, N
- $Y_{2n}$  – siła statyczna w linach z naczyniem 2 w nadszybiu, N
- $G_{KR}$  – obciążenie zestawu kół zredukowane na liny, N.

Siły w linach, dla stanu spoczynku, obliczono na podstawie obciążeń statycznych i wynoszą dla:

- naczynia nr 1 ( $Y_{1p}$  – naczynie w podszybiu) – 429 899 N,
- naczynia nr 1 ( $Y_{2n}$  – naczynie w nadszybiu) – 430 959 N.

Natomiast z równania dynamicznego (podczas pracy) obliczono (na podstawie II prawa dynamiki Newtona) również siły w linach [2]

$$F = m \cdot z = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3)$$

gdzie:

- $m$  – masa, kg
- $z$  – przyspieszenie, m/s<sup>2</sup>
- $t$  – czas, s

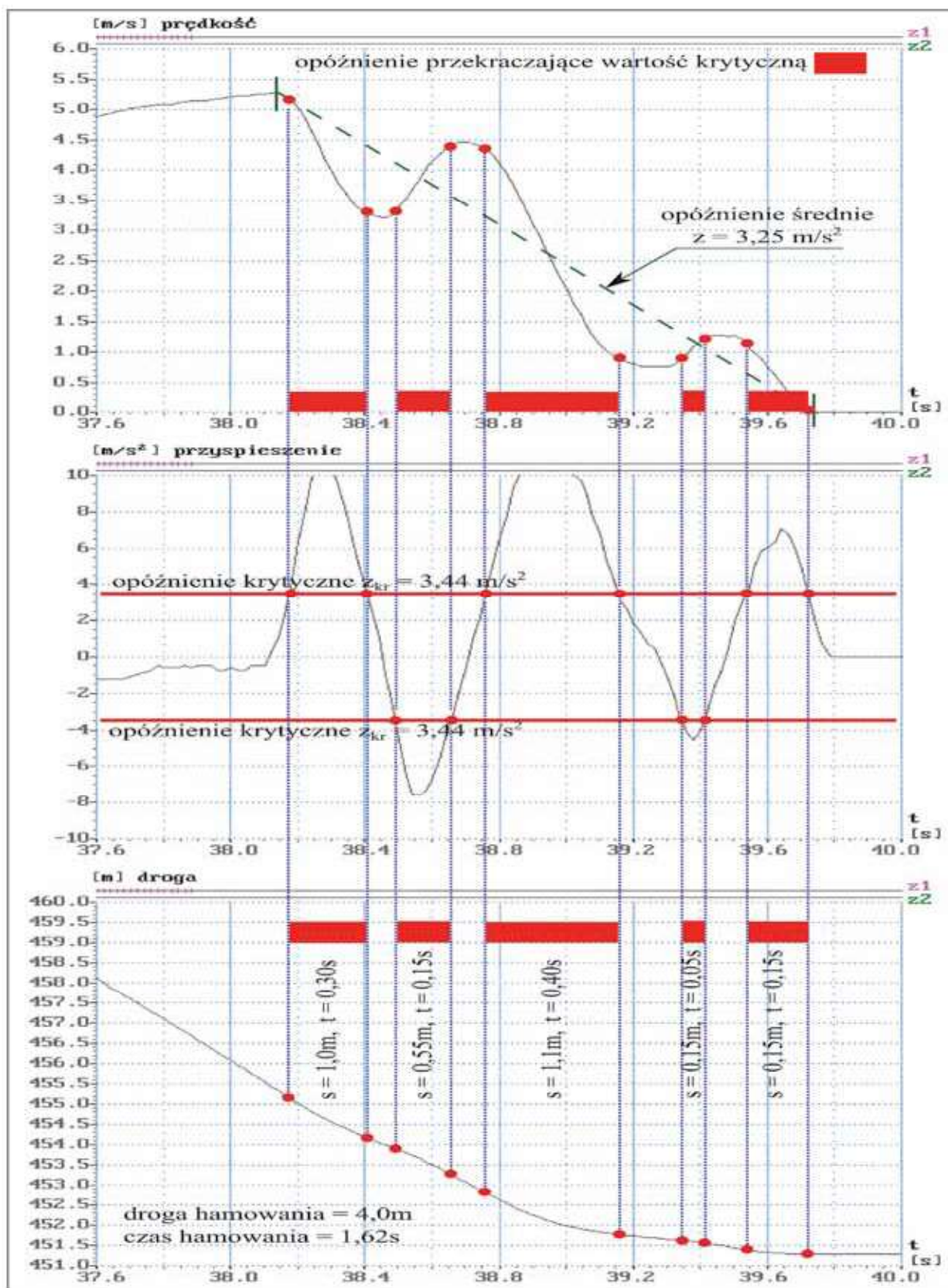
które, wynoszą odpowiednio dla:

- jazdy ustalonej ( $z = 0$ )

$$Q - Y_{1p} = \frac{Y_{1p}}{g} \cdot z \Rightarrow Y_{1p} = Q \Rightarrow 429899 \text{ N}, \quad (4)$$

- hamowania gałęzi z naczyniem w podszybiu





Rys. 4. Prędkość, opóźnienie i droga pustego skipu podczas jego opuszczania w rejonie podszybia  
 Fig. 4. Velocity, deceleration and distance of empty skip when lowering it to bottom level

$$Q - Y_{ip} = \frac{Y_{ip}}{g} \cdot z \Rightarrow Y_{ip} = Q \cdot \left(1 + \frac{z}{g}\right) \Rightarrow 572322 \text{ N}, \quad (5)$$

gdzie

$z_{sr}$  – opóźnienie ( $z_{sr} = 3,25 \text{ m/s}^2$ ).

Siła, w rozpatrywanych linach, wyznaczona z warunków dynamicznych jest stała dla jazdy ustalonej ( $z = 0 \text{ m/s}^2$ ) i wyniosła  $\sim 430 \text{ kN}$ . Następnie wzrasta o ponad 33% do wartości  $\sim 572 \text{ kN}$  przy hamowaniu naczynia ze średnim opóźnieniem ( $z_{sr} = 3,25 \text{ m/s}^2$ ). Na rysunku 4 (wykres przyspieszenia) widać

silne oscylacje, które powodują dużą zmienność wartości przyspieszenia w pewnych przedziałach czasu. Podstawiając je do równania (3), uzyskano (teoretyczne maksymalne) wartości siły w linach oraz stopnie pewności przed poślizgiem  $n_p$  wyliczone ze wzoru [3]

$$n_p = \frac{F_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)}{F_1 - F_2} \quad (6)$$

gdzie:

- $F_1$  – siła w pierwszej linie, N
- $F_2$  – siła w drugiej linie, N
- $\mu$  – współczynnik tarcia (0,25)
- $\alpha$  – kąt opasania koła pędnego przez linę (3,36081 [rad]).

W tabelicy 2 przedstawiono wyliczone wielkości sił w linach oraz stopnie pewności przed poślizgiem na kole pędnym. Wynika z tego, że stopnie pewności przed poślizgiem są mniejsze od wymaganej, minimalnej wartości równej 1. Oznacza to, że w takich przypadkach, w niewielkich przedziałach czasu (dziesiątne ułamki sekund), wystąpienie poślizgu jest możliwe.

W wierszu szóstym tabelicy 2 dołączono wyliczenia dla hamowania wyciągu ze średnim opóźnieniem ( $z_{sr} = 3,25 \text{ m/s}^2$  – rysunek 4). Stopień pewności przed poślizgiem jest większy od jedności, więc dla uśrednionej wartości opóźnienia przebieg hamowania maszyny wyciągowej odbywa się w sposób bezpieczny, niestwarzający zagrożenia wystąpienia utraty sprężystości układu.

Zmienność napięcia lin podczas hamowania związana jest ze sprężystymi odkształceniami lin w szybie, które obciążone naczyniem wyciągowym w wyniku działania sił bezwładności wykonują drgania w kierunku pionowym.

Z obowiązujących przepisów [1] wynika, że w obliczeniach opóźnień należy przyjąć linę o nieskończenie małej sprężystości wzdłużnej. Autorzy jednak podjęli próbę opisu pojawiających się dodatkowych sił związanych z własnościami sprężystymi układu.

W tym celu zarejestrowano przebieg drgań (przyspieszeń) dla omawianego przypadku ruchu. Wyniki przedstawione zostały na rysunku 5. Na wykresie tym zaznaczono dwa przedziały:

- pierwszy przedział oznaczony symbolem „a” dotyczył hamowania ruchu maszyny wyciągowej (po uwzględnieniu ciśnienia resztkowego osłabiającego proces hamowania), który zadawał opóźnienie ze średnią wartością  $3,25 \text{ m/s}^2$ . Maksymalna wartość przyspieszenia, które osiągnęło naczynie wyciągowe wyniosła  $6,4 \text{ m/s}^2$ .
- drugi przedział oznaczony symbolem „b” obrazuje drgania naczynia po zatrzymaniu maszyny wyciągowej. Drgania w tym przedziale były drganiami swobodnymi, tłumionymi. Okres drgań wyniósł  $T = 1,4 \text{ s}$ . Maksymalna wartość przyspieszenia wyniosła  $4 \text{ m/s}^2$ .

W celu określenia własności sprężystych układu lina-naczynie oraz wyznaczenia niezbędnych parametrów, dla rozpatrywanego ruchu podczas hamowania, zastosowano wzory opisane w literaturze [4, 5, 6]. Skoncentrowano się na ruchu drgającym naczynia wyciągowego od momentu zatrzymania maszyny wyciągowej (gdy ruch drgający wykonywały tylko naczynia – przedział „b” na rysunku 5). Ustalono niezbędne wartości wielkości, tj.:

- okres drgań  $T$ , który wyznaczono odczytując czas trzech kolejnych maksymalnych amplitud

$$T = \frac{\Delta t}{n} = \frac{4,2}{3} = 1,4 \text{ s} \quad (7)$$

gdzie:

- $n$  – ilość kolejnych maksymalnych amplitud,
- $\Delta t$  – przedział czasu  $n$  amplitud, s

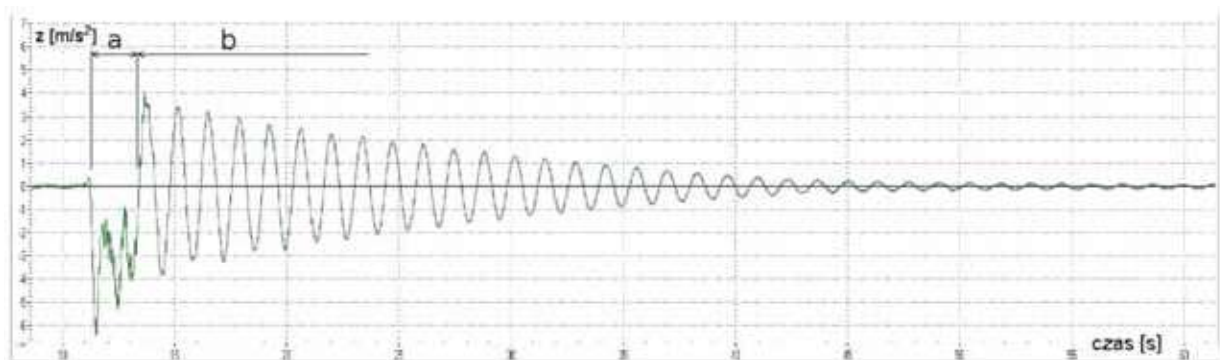
- częstość  $\omega_1$  wyliczono jako

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{T} = 4,48571 \text{ s}^{-1} \quad (8)$$

Tablica 2. Obliczone siły w linach i wyznaczony stopień pewności przed poślizgiem liny

Table 2. Calculated forces in ropes and degree of certainty against rope slippage

Lp.	Przedział czasu, s	Naczynie opuszczane w podszybiu - $Y_{1p}$ , kN	Naczynie podnoszone w nadszybiu - $Y_{2n}$ , kN	Stopień pewności przed poślizgiem - $n_p$
1.	$t_{1-2} = 0,30$	861	0	0,00
2.	$t_{3-4} = 0,15$	123	738	0,26
3.	$t_{5-6} = 0,40$	861	0	0,00
4.	$t_{7-8} = 0,05$	233	629	0,78
5.	$t_{9-10} = 0,15$	738	123	0,26
6.	$t_{kr}$	572	288	1,33
7.	$t_{kr}$	582	280	1,22



Rys. 5. Opóźnienia zarejestrowane podczas hamowania opuszczanego pustego skipu

Fig. 5. Decelerations recorded during braking of empty skip at the end of the wind

- moduł sprężystości podłużnej Younga  $E''$  (dla obciążeń dynamicznych), który ulega zmianie w zależności od rodzaju liny, jej długości, czasu eksploatacji oraz obciążenia. Moduł Younga  $E''$  (dla obciążeń dynamicznych i czterech lin) wynosi

$$E'' = \frac{(Q + \frac{qL}{3})L\omega_1^2}{P_1} = 75,1852 \text{ GPa} \quad (9)$$

gdzie:

- $Q$  – sumaryczna masa zawieszona na końcu liny, kg
- $q$  – masa 1mb liny, kg
- $L$  – długość liny (700[m]), m
- $\omega_1$  – częstość,  $s^{-1}$
- $P_1$  – przekrój nośny,  $m^2$

- współczynnik tłumienia  $\delta$  dla drgań lin nośnych wyciągu szybowego wyznaczono jako logarytmiczny dekrement tłumienia [3] (odczytując z wykresu na rysunku 5 kolejne maksyma amplitud) otrzymując

$$\delta = \ln \frac{(x_{\max})_i}{(x_{\max})_{i+1}} = e^{nT}, \quad \delta = 0,105361 \quad (10)$$

Uwzględniając wyznaczone powyżej wartości po podstawieniu do wzoru

$$z(t) = A \cdot e^{-\delta t} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (11)$$

gdzie:

- $A$  – amplituda, m
- $t$  – czas, s

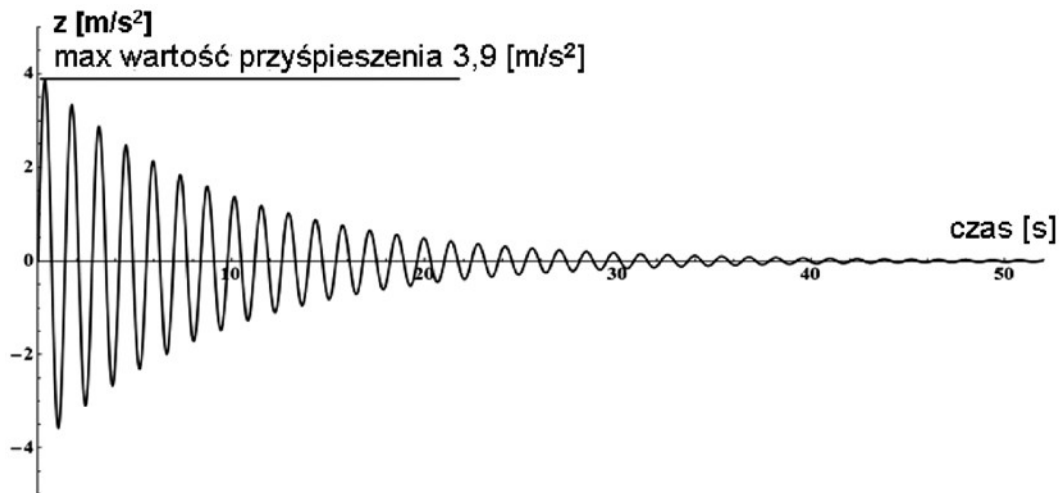
otrzymano wykres przyspieszeń naczynia wyciągowego przedstawiony na rysunku 6.

Znając wartości przyspieszeń (drgań) oraz masę (ciężar) rozpatrywanych lin (z II zasady dynamiki Newtona) wyznaczono siłę, która dla maksymalnej wartości przyspieszenia wyniosła

$$F = m \cdot z = m \frac{d^2x}{dt^2} = 3,9 \left[ \frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{429899[N]}{g} = 168 \text{ kN} \quad (12)$$

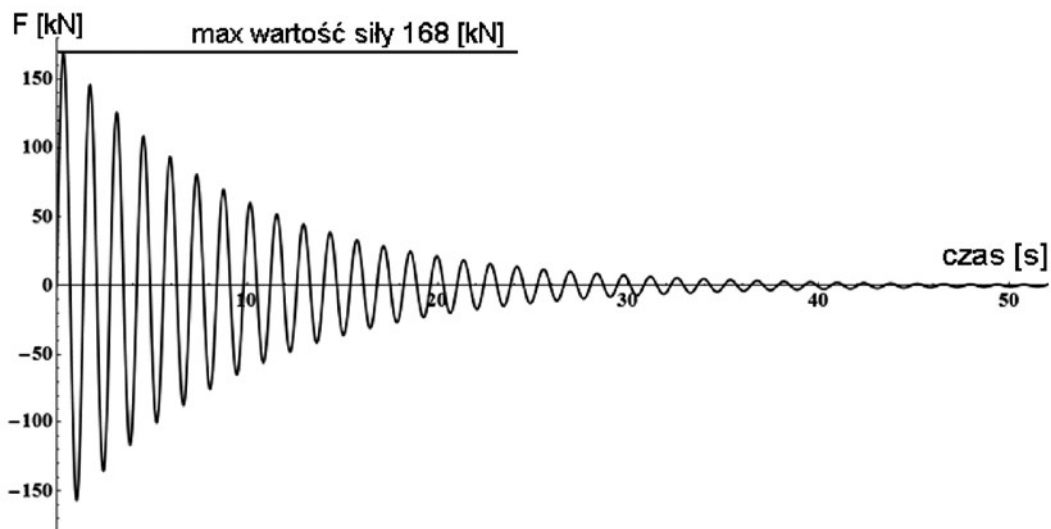
Kolejne wartości sił powstających podczas ruchu drgającego naczynia w podszybiu, po zatrzymaniu ruchu maszyny wyciągowej, przedstawiono na rysunku 7.

Aby określić maksymalną wartość siły (w linach), wynikającej ze sprężystego wydłużenia lin podczas hamowania,



Rys. 6. Przyspieszenia skipu wykreślone na podstawie wyliczonych danych, po zatrzymaniu koła pędnego maszyny wyciągowej

Fig. 6. Accelerations of the skip plotted on the basis of the calculated data after stopping the Koepe pulley of the hoist



Rys. 7. Dodatkowe siły będące wynikiem drgań skipu, po zatrzymaniu koła pędnego maszyny wyciągowej

Fig. 7. Additional forces resulting from the skip vibration after stopping the Koepe pulley hoist

średnią wartość opóźnienia wynoszącą  $z_{sr} = 3,25 \text{ m/s}^2$  (zadawaną przez układ hamulcowy maszyny wyciągowej) odjęto od maksymalnej wartości (amplitudy) przyspieszenia wynoszącego  $6,4 \text{ m/s}^2$ . Różnica wyniosła  $z_s = 3,15 \text{ m/s}^2$ . Następnie podstawiając wyliczoną różnicę do wzoru (12) otrzymano maksymalną wartość siły wynikającej tylko ze sprężystego wydłużenia lin (dla naczynia hamowanego w podszybiu) wynoszącą  $F_s = 138 \text{ kN}$ .

Sumując wartości wyliczonych sił:

- siła  $Y_{lp} = F_{lp} = 572 \text{ kN}$  (5) (w linach z opuszczanym naczyniem w podszybiu podczas hamowania ze średnim opóźnieniem  $z_{sr} = 3,25 \text{ m/s}^2$ , tablica 2, wiersz 6) wyliczona z zarejestrowanego aparaturą pomiarową ruchu maszyny wyciągowej,
  - siła  $F_s = 138 \text{ kN}$  (wyliczona z danych zarejestrowanych za pomocą czujnika akcelerometrycznego ruchu naczynia wyciągowego);
- otrzymuje się dla jednej strony (lin) wyciągu:  $F_{\max-1} = F_{lp} + F_s = 572 + 138 = 710 \text{ kN}$  (wartość wyliczona z rzeczywistej rejestracji ruchu wyciągu szybowego).

Pomiary akcelerometryczne wykonane zostały dla jednej strony (jednego naczynia wyciągowego). Autorzy założyli, że po drugiej stronie wyciągu szybowego naczynie będzie wykonywało ruch drgający (podobnie jak po stronie pierwszej), co spowoduje pojawienie się dodatkowej siły o wartości  $F_s = 138 \text{ kN}$ . Wówczas maksymalna wartość siły dla obydwu stron wyciągu wyniesie  $F_{\max-1+2} = F_{lp} + 2 \cdot F_s = 572 + 2 \cdot 138 = 848 \text{ kN}$ . Obliczona wartość siły  $F_{\max-1+2}$  jest zbliżona do wartości wyznaczonej z rejestracji ruchu koła pędnego maszyny wyciągowej (rysunek 6) wynoszącej  $855 \text{ kN}$  (tablica 2, wiersz 1).

W celu uzyskania wyników o większej dokładności należałoby wykonać badania i analizę ruchu wyciągu szybowego z zastosowaniem czujników przyspieszeń zabudowanych po obu stronach wyciągu szybowego. Niezależnie od tego, czy pomiary dokonywano na wale głównym maszyny wyciągowej czy w naczyniu wyciągowym, uzyskane wyniki po przeliczeniu były podobne. Fakt ten może stanowić potwierdzenie prawidłowo przyjętego sposobu podejścia do opisanego zagadnienia.

#### 4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i obliczeń można sformułować następujące wnioski:

- Dyskusyjną sprawą staje się ocena wartości opóźnienia rzeczywistego podczas hamowania bezpieczeństwa poprzez uśrednianie ze względu na występujące oscylacje.
- Aż 74% długości drogi hamowania odbywa się w warunkach przekroczenia opóźnienia krytycznego, a jednocześnie średnia wartość opóźnienia nie przekroczyła 94% wartości opóźnienia krytycznego.
- Tak duże zmiany wartości sił (naciągów) powodują silne zaburzenia w procesie hamowania oraz stwarzają realne niebezpieczeństwo utraty sprzężenia ciernego wykładziny koła pędnego z liną (istnieje możliwość wystąpienia poślizgu).
- Wyznaczona z rzeczywistego ruchu maszyny wyciągowej maksymalna siła wynosząca  $855 \text{ kN}$  jest porównywalna z siłą wyznaczoną na podstawie średniego opóźnienia z uwzględnieniem sprężystego wydłużenia liny, która wynosi  $F_{\max-1+2} = 848 \text{ kN}$ .
- Największa siła w linach (po zatrzymaniu maszyny wyciągowej wynikająca z ruchu drgającego) wyniosła  $168 \text{ kN}$ . Siła dynamiczna w czasie  $52 \text{ s}$  wygasła, pozostawiając w linach jedynie siłę statyczną.

#### Literatura

1. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bhp, prowadzenia ruchu oraz specj. zabezp. przeciwpoz. w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 139, poz. 1169, z 2006 r. Nr 124, poz. 863 oraz z 2010 r. Nr 126, poz. 855).
2. Leyko J.: Mechanika Ogólna, Dynamika, t. 2, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2012.
3. Hansel J., Kawecki Z., Transport pionowy, urządzenia szybowe i przyszybowe, skrypt uczelniany nr 1177, AGH, Kraków 1989.
4. Hankus J., Budowa i własności mechaniczne lin stalowych, GIG, Katowice 1990.
5. Słoma W., Wpływ wybranych parametrów urządzeń do awaryjnego hamowania na dynamikę górniczych wyciągów szybowych, praca doktorska, AGH Kraków.
6. Zmysłowski T., Górnicze maszyny wyciągowe. Część mechaniczna, WN PWN, Warszawa 1998.