

WŁADYSŁAW CELEBAŃSKI
PIOTR PIECHOTA

Metody regulacji siły hamowania maszyn wyciągowych z kołem pędnym chroniące przed ryzykiem wystąpienia poślizgu lin

W maszynach wyciągowych z kołem Koeppa wartości opóźnień hamowania awaryjnego muszą być większe od wartości wymaganych przepisami górniczymi oraz ze względu na ryzyko wystąpienia poślizgu lin nośnych muszą być mniejsze od wartości opóźnień krytycznych. Poślizg lin nośnych może doprowadzić do uszkodzenia wykładziny koła napędowego, a w skrajnych warunkach do poważnego uszkodzenia wyciągu szybowego. W celu ograniczenia siły hamującej do wartości bezpiecznej ciśnienie powietrza lub oleju hydraulicznego w układach hamulcowych maszyn wyciągowych w czasie hamowania jest regulowane.

W artykule przedstawiono sposoby regulacji ciśnienia w układach hamulcowych podczas hamowania i ich wpływ na ryzyko wystąpienia poślizgu lin nośnych, dynamikę układu napędowego oraz dynamikę samych naczyń wyciągowych. Szczególną uwagę zwrócono na rozwiązanie, w którym siła hamowania jest zmienna w czasie procesu hamowania, co może powodować duże zmiany wartości siły działającej na naczynia wyciągowe.

Słowa kluczowe: poślizg lin, koło Koeppa, opóźnienie hamowania, oscylacje

1. WSTĘP

W maszynach wyciągowych z kołem pędnym wartość momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego musi być tak dobrana, aby hamulec zapewniał wymaganą przepisami skuteczność działania, a jednocześnie nie zostały przekroczone wartości opóźnienia krytycznego.

Hamulec podczas hamowania awaryjnego maszyn wyciągowych powinien spowodować opóźnienie co najmniej $1,5 \text{ m/s}^2$, a w maszynach wyciągowych z kołem pędnym opóźnienie powodowane przez hamulec może być mniejsze niż $1,5 \text{ m/s}^2$, ale nie mniejsze niż $1,2 \text{ m/s}^2$, gdyby opóźnienie $1,5 \text{ m/s}^2$ spowodowało przekroczenie opóźnień krytycznych. Wymagania zostały określone w §567 *Rozporządzenia Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych*

wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [1].

Opóźnienie krytyczne dla danego wyciągu przy ustalonych warunkach ruchu i obciążeniu jest to najmniejsze opóźnienie, po którego przekroczeniu może wystąpić poślizg liny względem koła pędnego (utrata sprzężenia ciernego).

Poślizg lin nośnych może doprowadzić do uszkodzenia wykładziny koła napędowego, a w skrajnych warunkach do poważnego uszkodzenia wyciągu szybowego.

W pierwszej części artykułu zostanie przedstawiony wpływ sposobu regulacji momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego na stopień ryzyka wystąpienia poślizgu lin nośnych, a w drugiej części na dynamikę układu napędowego oraz dynamikę samych naczyń wyciągowych.

2. WPŁYW SPOSOBU REGULACJI MOMENTU HAMUJĄCEGO NA STOPIEŃ RYZYKA WYSTĄPIENIA POŚLIZGU LIN NOŚNYCH

Ze względu na sposób regulacji momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego układy hamulcowe maszyn wyciągowych można podzielić na trzy grupy:

- 1) układy hamulcowe, które podczas hamowania awaryjnego umożliwiają uzyskanie momentu hamującego o jednej stałej wartości dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu;
- 2) układy hamulcowe pozwalające na uzyskanie momentu hamującego o dwóch różnych wartościach w zależności od rodzaju jazdy wyciągu;
- 3) układy hamujące z stałym opóźnieniem, które podczas hamowania regulują moment hamujący tak, aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania miało stałą założoną wartość.

Zostały one nazwane przez Tadeusza Zmysłowskiego [2] kolejno jako jednoprogramowe, dwuprogramowe i regulacyjne.

Wpływ sposobu regulacji momentu hamującego podczas hamowania awaryjnego na stopień ryzyka wystąpienia poślizgu lin nośnych zostanie przedstawiony na podstawie analizy pomiarów rzeczywistych opóźnień podczas hamowania awaryjnego dwóch wyciągów szybowych, w których w wyniku modernizacji

maszyny wyciągowej został zmieniony sposób regulacji momentu hamującego.

2.1. Maszyna wyciągowa z hamulcem promieniowym o napędzie pneumatycznym

Wyciąg szybowy jest wyciągiem jednolinowym i ma dwie klatki czteropiętrowe przeznaczone do jazdy ludzi, wydobywania i opuszczania materiałów. Maszyna wyciągowa ma układ hamulcowy promieniowy z cylindrycznymi bieźniami hamulcowymi i napędzie pneumatycznym osiowym typu HOP – VI.

Do czasu modernizacji maszyny wyciągowej układ sterowania hamulca podczas hamowania awaryjnego umożliwiał uzyskanie momentu hamującego o jednej wartości dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu. Po modernizacji układ sterowania hamulca umożliwia uzyskanie dwóch wartości momentu hamującego w zależności od rodzaju jazdy.

Pomiary rzeczywistych opóźnień podczas hamowania awaryjnego zostały przeprowadzone przed modernizacją maszyny wyciągowej i po niej.

W celu lepszej prezentacji wyników przedstawiono pomiary dla skrajnych przypadków ruchowych, tzn. dla hamowania awaryjnego podczas jazdy z pustymi klatkami oraz podczas jazdy z maksymalną nadwagą. Wyniki pomiarów zebrano w poniższych tabelach 1 i 2.

Tabela 1
Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego dla przypadku jednej wartości momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]	Opóźnienie [m/s ²]			Iloraz b_{rz}/b_{kr}	Iloraz b_{rz}/b_{min}
		krytyczne b_{kr}	minimalne b_{min}	rzeczywiste b_{rz}		
Klatka A ↑	0	3,18	1,20	3,05	0,96	2,54
Klatka A ↑	$Q_w = 10\ 000$	4,54	1,20	3,56	0,78	2,97
Klatka A ↓	$Q_m = 10\ 000$	1,97	1,20	1,33	0,67	1,11

Tabela 2
Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego dla przypadku dwóch wartości momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]	Opóźnienie [m/s ²]			Iloraz b_{rz}/b_{kr}	Iloraz b_{rz}/b_{min}
		krytyczne b_{kr}	minimalne b_{min}	rzeczywiste b_{rz}		
Klatka A ↑	0	3,08	1,20	2,71	0,88	2,26
Klatka A ↑	$Q_w = 10\ 000$	4,43	1,20	3,26	0,74	2,72
Klatka A ↓	$Q_m = 10\ 000$	1,93	1,20	1,59	0,82	1,33

W tabelach podano także wartości opóźnień rzeczywistych podczas hamowania awaryjnego odniesione do wartości opóźnień krytycznych oraz minimalnych.

Hamulec maszyny wyciągowej powinien zadawać taki moment hamujący, aby podczas hamowania awaryjnego dla wszystkich rodzajów jazdy spełnione były następujące warunki:

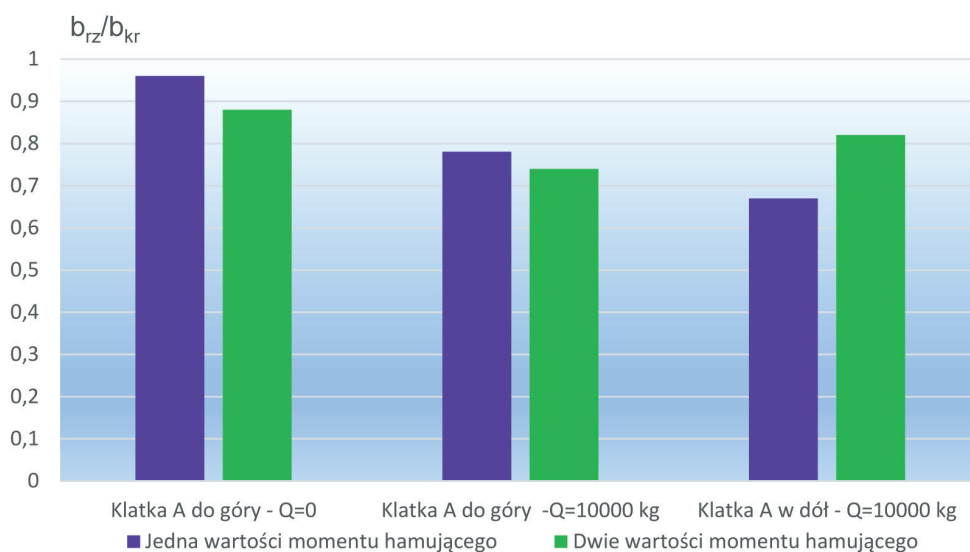
- $b_{rz}/b_{kr} \leq 1$,
- $b_{rz}/b_{min} \geq 1$.

Porównanie tych wartości dla przypadku układu hamulcowego umożliwiającego uzyskanie jednej lub dwóch wartości momentu hamującego przedstawiono na wykresach (rys. 1 i 2).

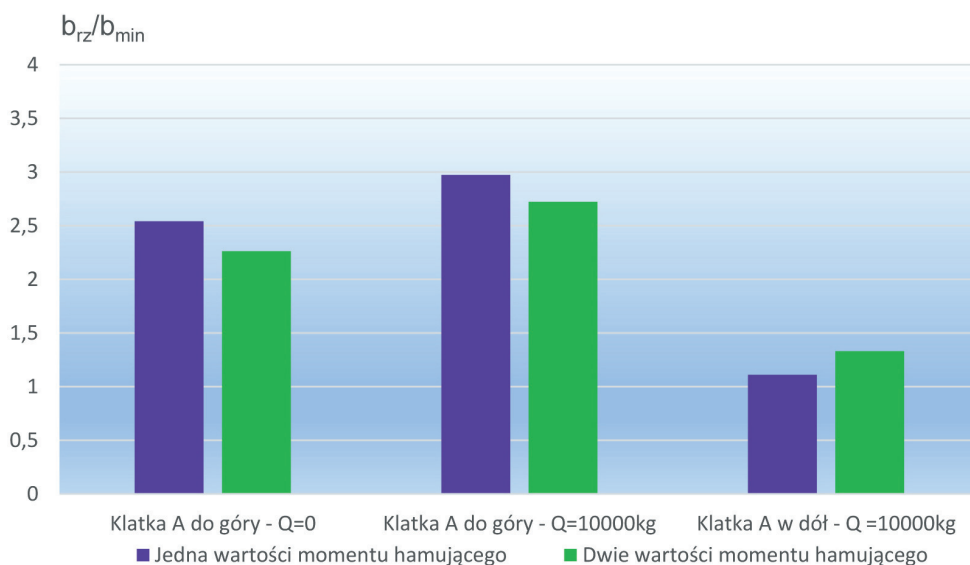
Na podstawie pomiarów opóźnień podczas hamowania awaryjnego tego wyciągu szybowego można

stwierdzić, że dla maszyn wyciągowych z układem hamulcowym mogąymysterować tylko jedną stałą wartość momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazdy największą trudność sprawia spełnienie wymagań przepisów górniczych jednocześnie dla jazdy z naczyniami pustymi i jazdy z nadwagą w dół.

Moment hamujący podczas jazdy z nadwagą w dół musi być na tyle duży, aby wartość opóźnienia podczas hamowania awaryjnego była większa od $1,2 \text{ m/s}^2$, co sprawia, że w czasie hamowania awaryjnego podczas jazdy z pustymi naczyniami wartość opóźnienia niebezpiecznie zbliża się do wartości opóźnienia krytycznego. Stan taki jest bardzo niepożądany i zwiększa niebezpieczeństwo wystąpienia poślizgu lin nośnych na kole pędnym.



Rys. 1. Porównanie ilorazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia krytycznego w przypadku jednej oraz dwóch wartości momentu hamującego



Rys. 2. Porównanie ilorazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia minimalnego w przypadku jednej oraz dwóch wartości momentu hamującego

Problem ten w znacznym stopniu rozwiązuje zastosowanie układu hamulcowego mającego możliwość uzyskania dwóch wartości momentu hamującego w zależności od rodzaju jazdy. W powyższym przypadku jedna wartość momentu hamującego została przypisana do jazdy z materiałem w dół, a druga do pozostałych jazd.

Pozwoliło to na zmniejszenie opóźnienia podczas hamowania awaryjnego w czasie jazd z pustymi klatkami oraz zwiększenie opóźnienia podczas hamowania w czasie jazdy z nadwagą w dół. Zmniejszyło się ryzyko wystąpienia poślizgu, a jednocześnie zwiększyła się skuteczność hamulca podczas hamowania z nadwagą w dół.

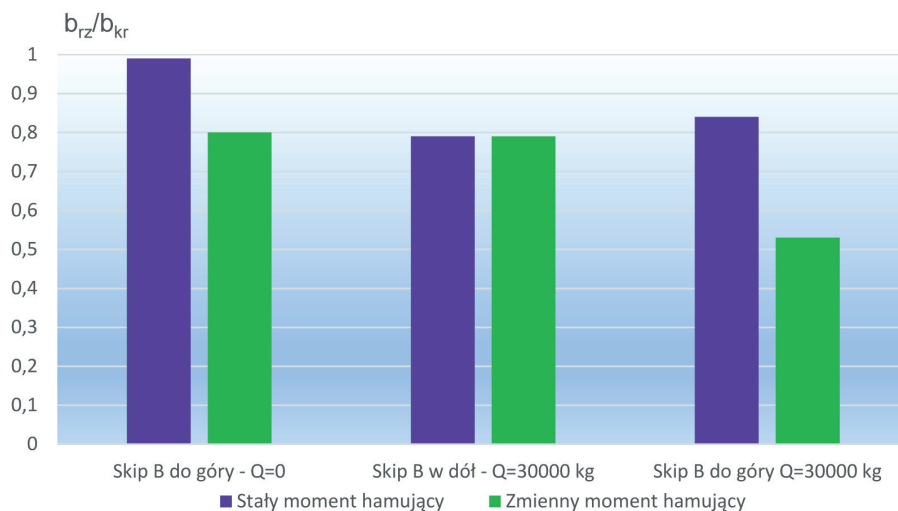
2.1. Maszyna wyciągowa z hamulcem tarczowym o odwodzeniu hydraulicznym

Wyciąg górniczy jest wyciągiem czterolinowym, dwuskipowym z hamulcami tarczowymi z napędem

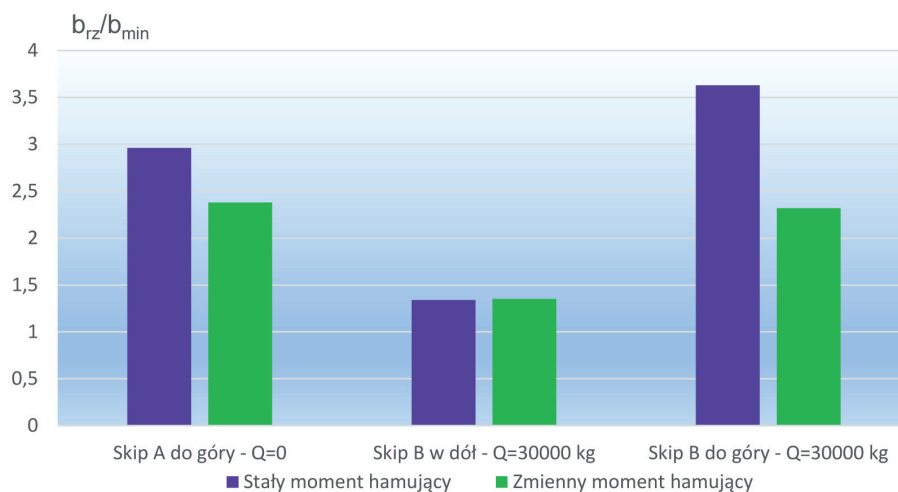
sprężynowym o odwodzeniu hydraulicznym. Do czasu modernizacji maszyny wyciągowej układ sterowania hamulca podczas hamowania bezpieczeństwa umożliwiał uzyskanie momentu hamującego o jednej wartości dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu. Po modernizacji układ sterowania hamulca umożliwia uzyskanie momentu hamującego o wartości tak zmieniającej się w czasie, aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania awaryjnego miało stałą założoną wartość. Jedynym wyjątkiem jest jazda z nadwagą w dół, kiedy to układ hamulcowy hamuje momentem o stałej i z góry określonej wartości.

W poniższych tabelach przedstawione są wyniki prób hamowania awaryjnego dla obydwu przypadków.

Porównanie wartości opóźnień rzeczywistych podczas hamowania awaryjnego odniesionych do wartości opóźnień krytycznych oraz minimalnych dla przypadku stałego oraz zmiennego momentu hamującego przedstawiono na wykresach (rys. 3 i 4).



Rys. 3. Porównanie ilarazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia krytycznego w przypadku stałego oraz zmiennego momentu hamującego



Rys. 4. Porównanie ilarazu opóźnienia rzeczywistego do opóźnienia minimalnego w przypadku stałego oraz zmiennego momentu hamującego

Z tabel 3 i 4 wynika, że ryzyko wystąpienia poślizgu jest zdecydowanie mniejsze w przypadku hamowania regulowanym momentem w porównaniu z hamowaniem ze stałym momentem. Różnica między opóźnieniem krytycznym w przypadku hamowania regulowanym momentem wynosi $0,71 \text{ m/s}^2$, a w przypadku hamowania stałym momentem jest bliska zeru ($0,02 \text{ m/s}^2$).

Na podstawie pomiarów opóźnień podczas hamowania awaryjnego dla tego wyciągu szybowego można

stwierdzić, że zastosowanie układu hamulcowego mającego możliwość uzyskania zmiennego momentu hamującego, tak aby niezależnie od rodzaju jazdy opóźnienie podczas hamowania miało stałą założoną wartość, w znacznym stopniu zmniejsza niebezpieczeństwo wystąpienia poślizgu lin na kole pędnym.

Znacznemu zmniejszeniu uległy ilorazy wartości rzeczywistych opóźnień odniesionych do wartości krytycznych dla jazdy z pustymi skipami oraz z wydobyciem do góry.

Tabela 3

Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego dla przypadku jednej stałej wartości momentu hamującego dla wszystkich rodzajów jazd wyciągu

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]	Opóźnienie [m/s^2]			Iloraz b_{rz}/b_{kr}	Iloraz b_{rz}/b_{min}
		krytyczne b_{kr}	minimalne b_{min}	rzeczywiste b_{rz}		
Skip B ↑	0	3,57	1,20	3,55	0,99	2,96
Skip B ↓	$Q_w = 30\ 000$	2,04	1,20	1,61	0,79	1,34
Skip B ↑	$Q_w = 30\ 000$	5,20	1,20	4,36	0,84	3,63

Tabela 4

Opóźnienia podczas hamowania awaryjnego dla przypadku zmiennej wartości momentu hamującego

Kierunek jazdy	Obciążenie [kg]	Opóźnienie [m/s^2]			Iloraz b_{rz}/b_{kr}	Iloraz b_{rz}/b_{min}
		krytyczne b_{kr}	minimalne b_{min}	rzeczywiste b_{rz}		
Skip A ↑	0	3,57	1,20	2,86	0,80	2,38
Skip B ↓	$Q_w = 30\ 000$	2,04	1,20	1,62	0,79	1,35
Skip B ↑	$Q_w = 30\ 000$	5,20	1,20	2,78	0,53	2,32

3. WPŁYW SPOSOBU REGULACJI MOMENTU HAMUJĄCEGO PODCZAS HAMOWANIA AWARYJNEGO NA DYNAMIKĘ NACZYŃ WYCIĄGOWYCH

W układach sterowania maszyn wyciągowych pomiar prędkości jazdy zwykle jest realizowany przez określenie prędkości obrotowej koła pędnego. W celu zbadania zachowania się naczyń wyciągowych w czasie hamowania awaryjnego konieczne było zmierzenie prędkości samego naczynia. Zrealizowano to, stosując akcelerometr mierzący przyspieszenie pionowe naczynia wyciągowego, a następnie wyznaczając z niego prędkość.

Wykonano pomiary dla dwóch maszyn wyciągowych skipowych – jednej z układem sterowania umożliwiającym uzyskanie dwóch wartości momentu hamującego w zależności od rodzaju jazdy oraz drugiej, mającej możliwość uzyskania zmiennego momentu hamującego, tak aby niezależnie od rodzaju jazdy

opóźnienie podczas hamowania miało stałą założoną wartość.

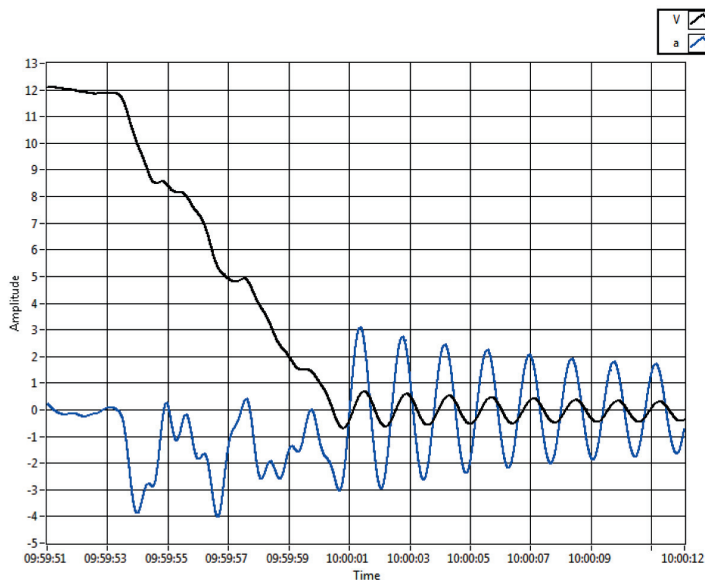
3.1. Maszyna wyciągowa z hamulcem tarczowym – zmienny moment hamujący

Na rejestracjach (rys. 5 i 6) przedstawiono proces hamowania urządzenia skipowego zarejestrowany na kole pędym maszyny wyciągowej oraz na samym naczyniu. Na rejestracji przedstawiono przyspieszenie a [m/s^2], a nie opóźnienie b [m/s^2].

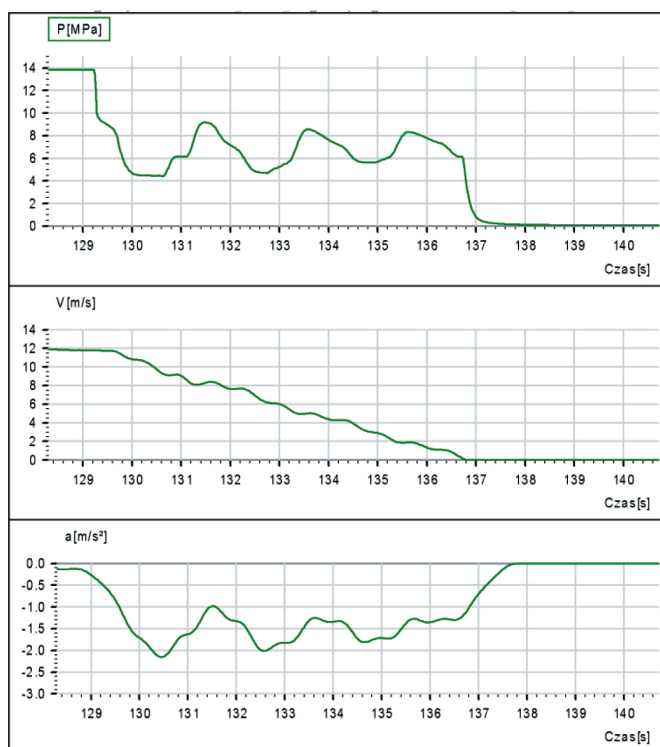
Maszyna wyciągowa wyposażona jest w hydrauliczne hamulce tarczowe z pełną regulacją ciśnienia w czasie procesu hamowania. Wahania ciśnienia, a co za tym idzie momentu hamującego, możemy zaobserwować na rysunku 5. Tak duża amplituda momentu hamującego generuje drgania całego układu: koło pędne – liny – naczynia wyciągowe. Chwilowe opóźnienie może przekroczyć wartość opóźnienia kry-

tycznego, stwarzając zagrożenie wystąpienia poślizgu. Wahania przyspieszenia naczynia wyciągowego w czasie hamowania dochodzą prawie do wartości $0,5 \text{ g}$. Po

zatrzymaniu koła pędnego możemy zaobserwować gasnące wahania naczynia wyciągowego o dużej amplitudzie wynoszącej tuż po zatrzymaniu około 6 m/s^2 .



Rys. 5. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na naczyniu: prędkość V [m/s], przyspieszenie a [m/s²]

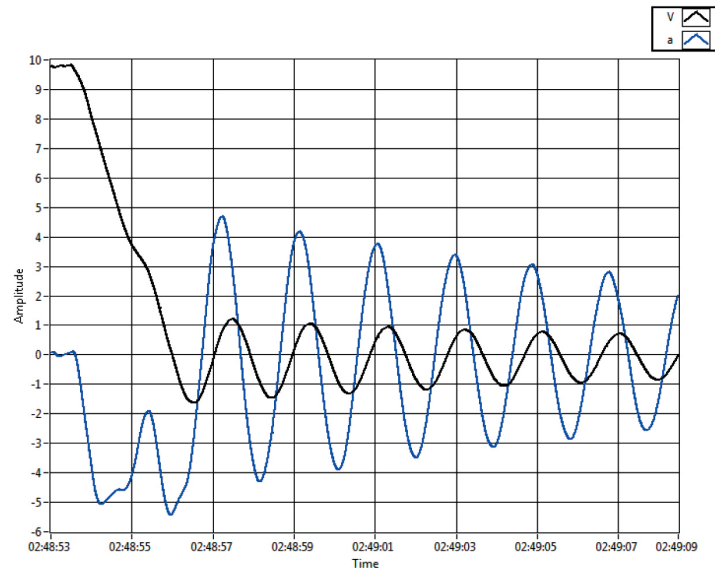


Rys. 6. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na kole pędnym (P – ciśnienie, V – prędkość, a – przyspieszenie)

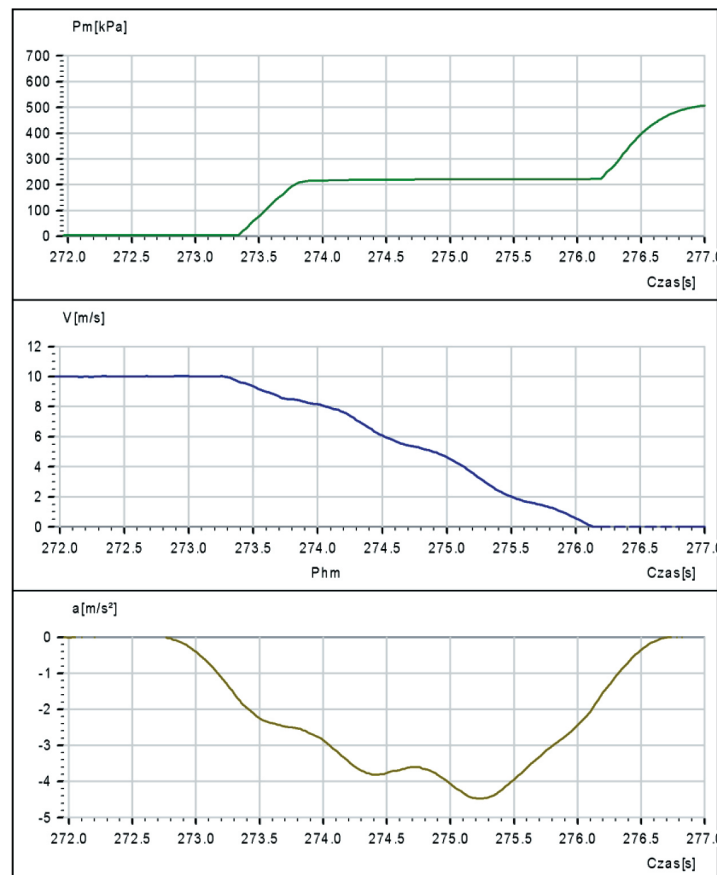
3.2. Maszyna wyciągowa z hamulcem pneumatycznym – dwie wartości momentu hamującego

Na kolejnych rejestracjach (rys. 7 i 8) przedstawiono proces hamowania maszyny wyciągowej skipowej wyposażonej w hamulce o napędzie pneumatycznym.

W tym urządzeniu w czasie procesu hamowania utrzymywany jest stały moment hamujący wybrany przez układ sterujący z dwóch możliwych. Sam proces hamowania ze względu na stały moment hamujący jest spokojniejszy, natomiast po zatrzymaniu można zaobserwować bardzo duże oscylacje naczynia wyciągowego.



Rys. 7. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na naczyniu: prędkość V [m/s], przyspieszenie a [m/s²]



Rys. 8. Dynamika hamowania skipu rejestrowana na kole pędnym (P – ciśnienie, V – prędkość, a – przyspieszenie)

4. WNIOSKI

Stosowane we współczesnych urządzeniach wyciągowych metody regulacji momentu hamującego zapewniają z jednej strony wystarczającą skuteczność hamulców, a z drugiej strony nie dopuszczają do poślizgu liny.

Wykorzystywane w układzie sterowania układów hamulcowych sterowniki programowalne mają zwykle duży zapas mocy obliczeniowej. Można by ją wykorzystać do takiego modulowania siły hamującej w czasie hamowania awaryjnego, aby nie doprowadzać do oscylacji układu napędowego, co z kolei wydłużyłoby żywotność elementów mechanicznych

układu napędowego. Modułacja siły hamowania jest już stosowana np. w wyciągu AnicoEagle przedstawionym przez Mariana Wójcika [3], ale nie są to jeszcze rozwiązania wprowadzane na szeroką skalę.

Literatura

[1] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych. Dz.U. 2017, poz. 1118.

[2] Zmysłowski T.: *Górnictwo maszyn wyciągowych: część mechaniczna*. Wydawnictwo Naukowe „Śląsk”, Katowice – Warszawa 2004.

[3] Klich A., Kozieł A.: *Transport szybowy*. ITG KOMAG, Gliwice 2011.

mgr inż. WŁADYSŁAW CELEBAŃSKI

mgr inż. PIOTR PIECHOTA

Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego

Sp. z o.o.

ul. Łędzińska 8, 43-143 Łęziny

p.piechota@cbidgp.pl