

Adam Morecki

Dynamika hamowania i podstawowe założenia konstrukcji hamulców

Streszczenie: W pracy omówiono zagadnienie powstawania naprężeń dynamicznych w linach w zależności od dynamiki hamowania dla różnych typów napędu hamulca. Zagadnienie to rozwiązano najpierw na drodze teoretycznej, a następnie potwierdzono badaniami elektrotensometrycznymi. Rozbieżność wyników nie przekracza 15%.

1. Zagadnienie powstawania naprężeń dynamicznych w linach w zależności od dynamiki hamowania

Dla zwiększenia wydobycia węgla do 110 mln ton rocznie (poczynając od 1960 roku) konieczne jest stałe zaopatrywanie przemysłu węglowego w nowoczesne urządzenia techniczne. Jednym z podstawowych ogniw mechanicznej części urządzeń kopalnianych jest maszyna wyciągowa. Maszyna wyciągowa spełnia szereg funkcji transportuje kopaliny użytkowe, ludzi oraz materiały. Wydajność kopalni w dużym stopniu zależy od bezawaryjnej pracy wyciągu.

Jednym z głównych elementów sterowania maszyną w okresie wybiegu jest hamulec mechaniczny. Bezpieczeństwo ludzi i praca maszyny w całości w znacznym stopniu zależą od pewności i szybkości działania urządzenia hamulcowego. Podstawowymi parametrami charakteryzującymi wartość hamulca bezpieczeństwa są: a) czas włączenia (martwy czas) liczony od chwili włączenia urządzenia do chwili powstania momentu hamującego; b) opóźnienie hamowania.

W procesie działania hamulca bezpieczeństwa wyróżnia się dwa podstawowe wskaźniki:

1) drogę hamowania, tj. przemieszczenie liniowe układu wyciągowego, od chwili włączenia hamulca do chwili zatrzymania klatki,

2) maksymalne naprężenie dynamiczne powstające przy tym w linie.

Przepisy bezpieczeństwa żądają, aby napęd hamulca bezpieczeństwa odpowiadał następującym wymaganiom:

a) czas włączenia nie powinien przekraczać 0,5 sekundy,

b) opóźnienie przy hamowaniu nie powinno być mniejsze od $1,5 \text{ m/sek}^2$, przy opuszczaniu klatki i nie większe od 4 m/sek^2 przy podnoszeniu klatki.

c) włączenie hamulca nie powinno wywoływać drgań sprężystych w układzie szereg i dźwigni hamulca (zaburzeń dynamicznych).

Pogodzenie tych żądań przy istniejących konstrukcjach hamulców ciężarowych jednostopniowych jest bardzo trudne. Szczególnie trudno pogodzić między sobą warunek minimum drgań sprężystych z przepisany czasem włączenia.

Niniejszy artykuł omawia zagadnienia powstawania naprężeń dynamicznych w linach w zależności od dynamiki hamowania bezpieczeństwa przy różnych typach napędu hamulca i ustala racjonalny typ tego ostatniego.

Hamowanie bezpieczeństwa wymaga takiego źródła siły, które zabezpiecza pracę hamulca w dowolnych okolicznościach. Dlatego też w większości konstrukcji do napędu hamulców bezpieczeństwa wykorzystuje się siłę ciężkości. Jasne jest, że umożliwiając opadanie ciężaru po wypuszczeniu z cylindra hamulcowego oleju lub powietrza sprężonego zawsze spowodujemy jego zadziałanie na szeregki hamulca. Wpływ siły ciężkości, szczególnie przy przemieszczaniu wielkich mas ruchomych ciężaru hamulcowego (do 2000 kG), powoduje jednak szybki wzrost nacisku szeregki od 0 do maksimum, a energia kinetyczna spadającego ciężaru powoduje odkształcenia sprężyste układu szeregki i dźwigni¹. Stosowanie sztucznych środków dla zmniejszenia prędkości spadania ciężaru jak tłumienie lub dławienie pomniejsza wartość napędu hamulca ze spadającym ciężarem.

Prędkość narastania momentu hamującego posiada więc zasadniczy wpływ na powstawanie naprężeń dynamicznych w linie.

Obecnie stosuje się dwa rodzaje napędów hamulca dla maszyn wyciągowych:

a) jednostopniowy napęd ciężarowy z hydraulicznym lub pneumatycznym sterowaniem dla małych maszyn (ze średnicą bębna do 4 metrów),

b) dwustopniowy szybko działający kombinowany napęd pneumatyczny dla dużych maszyn (średnica bębna większa od 4 m).

Zainstalowanie dwóch niezależnych napędów konstrukcji Nowokramatorskiego Zakładu im. Stalina w dużych maszynach jest w zupełności uzasadnione, lecz zastosowanie ich dla małych maszyn jest ekonomicznie nieracjonalne z powodu dużych kosztów inwestycyjnych. Jednostopniowe hamulce ciężarowe sterowane hydraulicznie stosowane są w małych maszynach wyciągowych produkowanych przez zakład XV-lecia ŁKSM Donbasu. Obok takich zalet jak prostota konstrukcji i eksploatacji oraz

¹ To znaczy układ sprężysty szeregki i dźwigni ma za zadanie zniszczenie energii kinetycznej.

taniość z punktu widzenia współczesnych wymagań stawianych procesowi hamowania bezpieczeństwa posiadają one szereg zasadniczych wad:

1) duży czas włączania, który waha się w granicach od 0,5 do 1,4 sek, co może spowodować np. przejechanie najwyższego dopuszczalnego poziomu przy podnoszeniu klatki,

2) brak możliwości zachowania stopniowego charakteru narastania momentu hamującego w przypadku skrócenia czasu włączania drogą zmniejszenia stopnia dławienia przy wypuszczaniu oliwy z cylindra,

3) gwałtowne przyłożenie na wieńcu hamulczym zmiennej siły hamującej przy skróconym czasie włączania prowadzi do powstawania nadmiernych obciążeń dynamicznych elementów wyciągu, szczególnie liny oraz reduktora, co powoduje w konsekwencji zmniejszenie zapasu bezpieczeństwa i długowieczności maszyny.

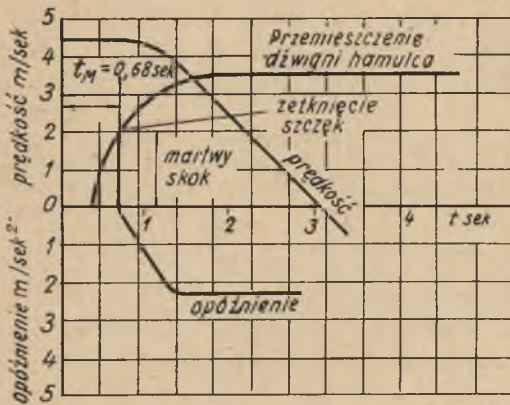
Rezultaty badań szeregu napędów ciężarowych z hydraulicznym sterowaniem za pomocą hodografu konstrukcji Don → UGI wykazały, że żadna maszyna wyciągowa wyposażona w takie hamulce nie odpowiada przepisom bezpieczeństwa. Obraz tych badań daje następująca tablica:

Kopalnia	Trest	Typ maszyny wyciągowej	System hamulcowy	Maks. prędkość w m/sek	Martwy czas w sek	Opóźnienie w m/sek ²
Im. A. M. Kaganowicza	Kujbyszew Ugol	Tl-13 A	Z-du im. XV-lecia Donbasu	3,35	0,67	2
Nr 3 im. F. E. Dzierżyńskiego	Frunze Ugol	Tl-13 A	„	1,75	0,61	1,15
Gruzskaja nakłonnaja	Makiejew Ugol	PM-42	„	4,4	0,68	2,4

Poniższy diagram zarejestrowanych parametrów hamulca przedstawia wypadek częściowego wyeliminowania drgań sprężystych drogą zwiększenia dławienia, co powoduje oczywiście zwiększenie czasu włączenia do niedozwolonej wielkości (rys. 1).

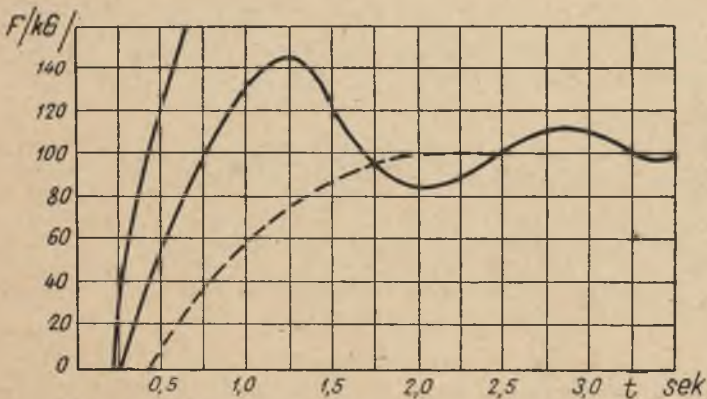
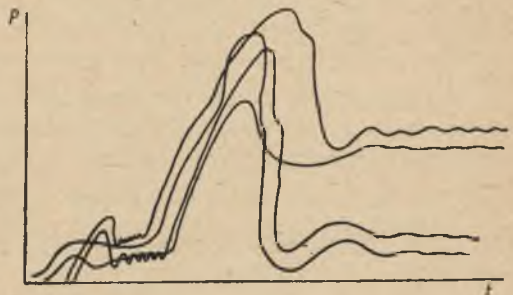
Dla zmniejszenia czasu włączania doniecka filia „Giprouglemasza“ zaproponowała nowy typ szybko działającego napędu hydraulicznego. Szybkie spadanie ciężaru osiągnięto dzięki zwiększeniu otworu wypustowego oliwy, czyli dzięki zmniejszeniu stopnia dławienia. Załączony poniżej oscylogram pokazuje charakter narastania momentu hamującego przy tym typie napędu.

Jak widać z rysunku 2, zmniejszenie czasu włączania do $t_m = 0,27 \div 0,3$ sek, uzyskano kosztem około dwukrotnego zwiększenia amplitudy drgań momentu hamującego. Taki charakter narastania momentu odbija się szko-



Rys. 1. Diagram badania napędu hydraulicznego w kopalni „Gruzskaja nakłonnaja“

Rys. 2. Oscylogram narastania momentu hamującego przy szybko działającym napędzie hydraulicznym



Rys. 3. Charakter zmiany momentu hamującego napędu hydraulicznego ze spadającym ciężarem typu Wild C°

dliwie na linie, powodując powstawanie w niej naprężeń dynamicznych znacznie przewyższających ciężar klatki. Te same wady wykazują też napędy hydrauliczne typu Wild C°.

Z powyższego wynika, że określenie czasu narastania momentu hamującego (z punktu widzenia drogi hamowania) i wielkości naprężeń dynamicznych w linie — to podstawowe zagadnienia przy realizacji stopniowego i pewnego hamowania bezpieczeństwa. Wychodząc z tych podstawowych założeń autor opracował metodykę teoretycznego i eksperymentalnego badania wpływu narastania momentu hamującego na obciążenia dynamiczne w linie w zależności od rodzaju napędu, która to metoda pozwala drogą elektrotensometrowania określić wzajemny stosunek podstawowych parametrów charakteryzujących proces hamowania bezpieczeństwa.

2. Określenie podstawowych parametrów okresu czasu włączenia hamulca ciężarowego z hydraulicznym sterowaniem

Na ciężar od chwili otwarcia otworu wypustowego działają dwie siły, siła ciężkości i siła ciśnienia oliwy na tłok.

Stąd równanie ruchu: $m \frac{d^2x}{dt^2} = G - p \cdot F$; stąd zastępując siłę $p \cdot F$ po pewnych przekształceniach przez wyrażenie $k \cdot v^2$ (w oparciu o znane z hydrauliki prawo wypływu cieczy przez otwór) i kładąc $\frac{dx}{dt} = v$ otrzymujemy równanie 1

$$\frac{dv}{dt} + \frac{g}{k^2} \times v^2 - g = 0, \quad (1)$$

gdzie:

g — stosunek ciężaru hamulca do masy organu wykonawczego zredukowanej do drąga hamulcowego,

$k = \frac{\gamma F^3}{\mu^2 \omega^2 2g}$ — współczynnik dławienia,

F — powierzchnia przekroju cylindra w cm^2 ,

γ — ciężar właściwy w $\frac{\text{kG}}{\text{cm}^3}$; dla oliwy używanej dla napędów hamulca $\gamma = 0,007 \text{ kG/cm}^3$,

ω — powierzchnia przekroju dławnika w cm^2 ,

μ — współczynnik wydajności przy wypływie cieczy przez otwór.

Stąd:

a) przemieszczenie

$$x = \frac{k^2}{g} \ln \operatorname{ch} \frac{g}{k} t, \quad (2)$$

b) prędkość

$$v = k \operatorname{th} \frac{g}{k} t, \quad (3)$$

c) czas włączenia

$$t = \frac{v_{\max}}{g} \operatorname{arch} e^{\frac{g}{v_{\max}} x_1}, \quad (4)$$

gdzie x_1 — odpowiada wielkości przemieszczenia w okresie martwego czasu.

Powyższe związki, których wyprowadzenie zawarte jest w pracy kandydackiej autora, określają podstawowe parametry kinematyczne okresu czasu włączania.

Ogólne równanie ruchu w okresie narastania momentu hamującego ma postać:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{g}{v_{\max}^2} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \zeta \frac{dx}{dt} + g \frac{x}{x_2} - g = 0, \quad (5)$$

gdzie x_2 oznacza całkowite przemieszczenie ciężaru hamulca odpowiadające odkształceniu układu dźwigniowego i szcepek. W tej formie równanie jest nierozwiązalne. Wprowadzimy pewne założenia upraszczające. Ponieważ w okresie narastania siły hamowania człon równania (5) wyrażający opór układu $\zeta \frac{dx}{dt} < \frac{g}{v_{\max}^2} \left(\frac{dx}{dt}\right)^2$, więc można go pominąć. Wtedy przybliżone rozwiązanie równania (rys. 4)

$$F = F_{st} - F_{st} \left(1 - \frac{v_{\max}}{2 x_2} t\right)^2. \quad (6)$$

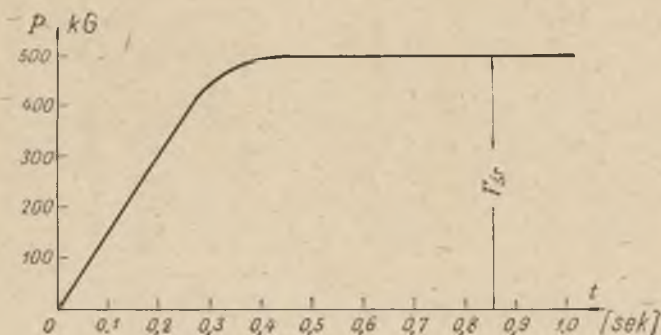
Okres narastania siły hamowania trwa od chwili zetknięcia się szcepek hamulcowych z obwodem do chwili, kiedy ciężar osiągnie prędkość równą zero. Od tej chwili oliwa nie wpływa więcej na ruch ciężaru. Równanie ruchu w tym okresie

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \zeta \frac{dx}{dt} + g \frac{x}{x_2} - g = 0. \quad (7)$$

Trzeci okres hamowania cechuje ruch drgający zanikający lub w wypadku silnego tłumienia mamy ($F = F_{st}$).

Mając określony charakter narastania siły hamowania badamy, jak wpływa on na zmianę dynamicznych naprężeń w linie. Jak wiadomo, maszyna wyciągowa przedstawia układ sprężysty o n stopniach swobody,

gdy linę traktujemy jako kontinuum materialne. Równania ruchu tego układu w przypadku ogólnym (n równań różniczkowych, nieliniowych, o pochodnych cząstkowych) są nierozwiązalne. Wprowadzenie pewnych dodatkowych założeń pozwala sprowadzić układ o n stopniach swobody do układu o skończonej liczbie stopni swobody ($n = 2 \div 3$), do wyznaczenia zaś jego ruchu można zastosować np. równania Lagrange'a.



Rys. 4. Prawo narastania siły hamowania

Przyjmujemy następujące założenia:

1) uważamy linę na odcinku pomiędzy bębniem a klatką za połączenie sprężyste, a wszystkie pozostałe elementy przyjmujemy jako doskonale sztywne,

2) masę linę dla kopalń o niedużych głębokościach (do 100 m) przyjmujemy równą $1/3$ masy całej linę i skupioną w środku ciężkości klatki,

3) nie uwzględniamy tłumienia drgań na skutek tarcia wewnątrz linę i oporów ruchu,

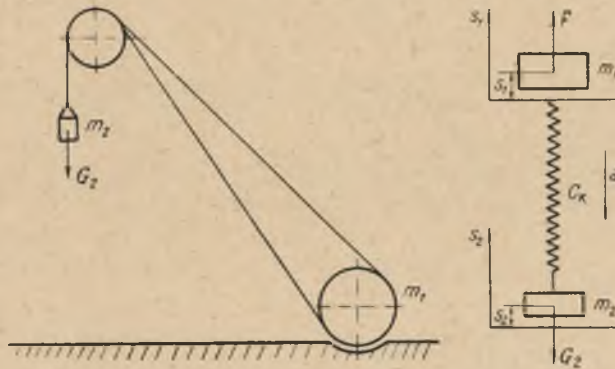
4) sztywność linę w określonych przedziałach długości przyjmujemy za stałą,

5) pomijamy wpływ dynamiki klatki podnoszonej na dynamikę klatki opuszczanej.

Przy tych założeniach układ zastępczy maszyny wyciągowej będzie składał się z układu dwóch mas zredukowanych połączonych sprężystym ogniwiem, którego sztywność jest także sztywnością zredukowaną. Dopuszczamy tu pewną niedokładność w obliczeniach dynamicznych w stronę zwiększenia obciążeń sprężystego elementu. Dla określenia obciążeń dynamicznych elementów maszyny należy określić ich odkształcenia jako funkcję czasu. Znając odkształcenia oraz sztywność elementu można określić obciążenia wywołujące te odkształcenia.

Ogólny widok układu zastępczego maszyny wyciągowej pokazany jest na rysunku 5, gdzie m. i.

- m_1 — masy obrotowe zredukowane na obwód bębna,
 m_2 — masa opuszczanej klatki skupiona w środku ciężkości,
 c_k — sztywność opuszczanej liny,
 F — zmienna siła hamująca,
 S — naprężenie dynamiczne opuszczanej liny.



Rys. 5. Ogólny widok układu zastępczego maszyny wyciągowej

ównania ruchu układu są następujące

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{s}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial s_1} &= F - S_{op}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{s}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial s_2} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

gdzie:

- $L = T - \Pi$ — potencjał kinetyczny,
 \dot{s}_1, \dot{s}_2 — prędkości uogólnione,
 s_1, s_2 — współrzędne uogólnione,
 S_{op} — opór układu.

Po wykonaniu odpowiednich działań równania (8) przyjmują postać:

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} + c_k (s_1 - s_2) &= F - \zeta \frac{d(s_1 - s_2)}{dt}, \\ m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2} - c_k (s_1 - s_2) &= -G_2, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

gdzie

$$F = F_{3t} - F_{3t} \left(1 - \frac{v_{\max}}{2} \frac{t}{x_2} \right)^2.$$

Ogólnym rozwiązaniem układu równań (9) jest wyrażenie:

$$S = c_k(s_1 - s_2) = c_k \left[e^{-\varepsilon t} (A \sin p_1 t + B \cos p_1 t) + \frac{g + \frac{F_{st}}{m_1}}{p^2} + \frac{1}{m_1} (At^2 B + t + C) \right], \quad (10)$$

gdzie

$$p \cong p_1 = \sqrt{\frac{c_k(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}.$$

Jak widać, zmiana naprężeń dynamicznych w linie przedstawia ruch drgający tłumiony.

Przykład

Określić zmianę naprężeń dynamicznych w linie przy następujących warunkach:

Maszyna produkcji zakładu im. XV-lecia ŁKSM Donbasu, typu 2 BM $\frac{2500}{1030p}$ dwubębnowa,

$D_b = 2500$ mm — średnica bębna,

$G = 3000$ kG — ciężar klatki,

$V_{\max} = 2,5$ m/sek — maksymalna prędkość,

$i = 1 : 30$ — przekładnia,

$N = 180$ kW — moc silnika,

$n = 580$ obr/min — obroty silnika,

$G_{zr_r} = \frac{(GD^2)i^2}{D_b^2} = 24000$ kG — ciężar zredukowany rotora silnika,

$G = 15600$ kG — ciężar zredukowany mas obrotowych na obwód bębna,

$v = 0,5$ m/sek — prędkość spadania ciężaru hamulca w momencie zetknięcia się szczęk z obwodem,

$x_2 = 0,12$ m — maksymalne przemieszczenie ciężaru hamulca,

$G = 500$ kG — ciężar hamulca,

$C = \frac{E_s S}{l}$ — sztywność liny,

$E = 700000$ kG/cm² — moduł sprężystości liny,

$d_1 = 20$ mm — średnica liny,

$l = 60$ m — długość liny,

$c_k = 35000$ kG/m,

$\varepsilon = 2$ — współczynnik tłumienia wzięty z oscylogramu.

Stąd równanie ruchu:

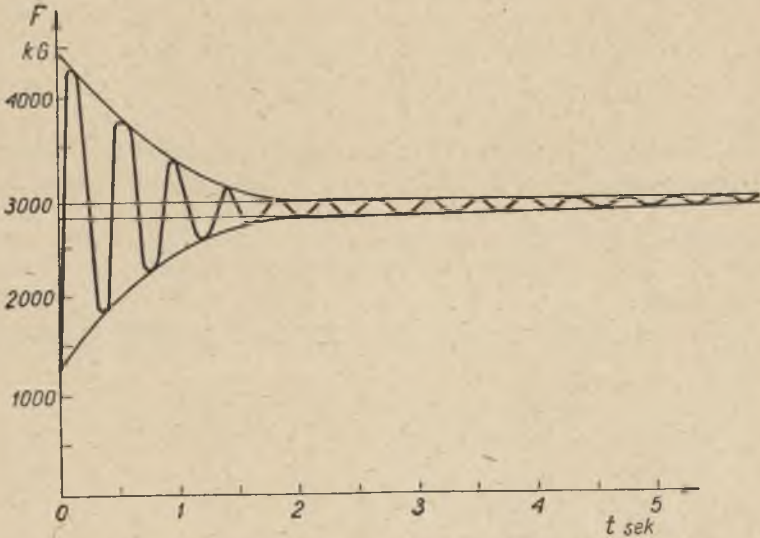
$$S = c_k e^{-2t} (0,059 \sin 11t - 0,0007 \cos 11t) + F_{st}, \quad (11)$$

a od chwili $v=0$

$$S = c_k e^{-2t} (0,112 \sin 11t + 0,06 \cos 11t) + F_{st}. \quad (12)$$

Na podstawie tych równań budujemy wykres (rys. 6).

Dla potwierdzenia powyższych teoretycznych rezultatów przeprowadzono pomiary w kopalni węgla nr 38 Trustu Stalinogorskugol kombi-



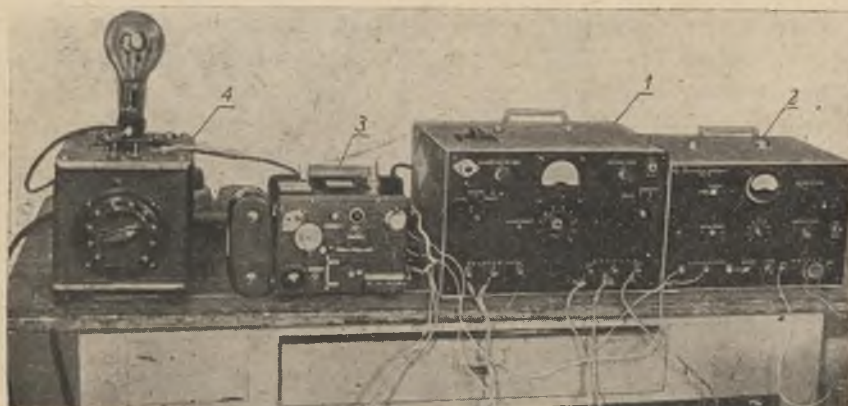
Rys. 6. Wykres naprężeń dynamicznych w linie

natu Moskwaugol (Podmoskiewskie Zagłębie Węglowe). Charakterystyka maszyny, tak jak w przykładzie (str. 123), głębokość szybu $H=64$ m. W czasie eksperymentów przeprowadzono pomiary następujących parametrów:

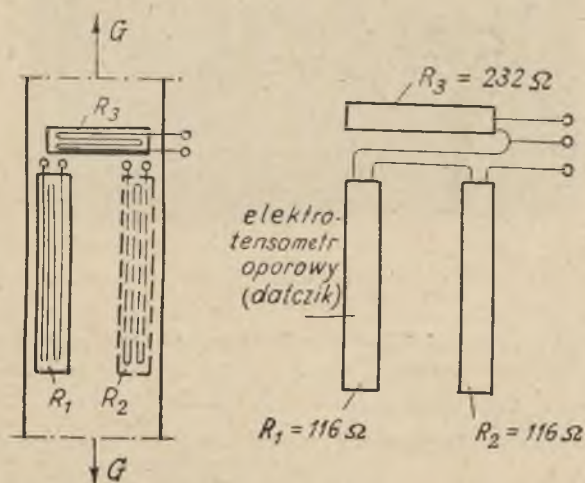
- 1) siły hamującej w dźwigniach hamulca w okresie hamowania,
- 2) naprężeń dynamicznych w linie w okresie hamowania,
- 3) prędkości maszyny w okresie hamowania,
- 4) czasu hamowania.

Do pomiaru sił powstających w układzie dźwigni hamulca i w linie w procesie hamowania były zastosowane metody elektrotensometrii. Zmierzone wielkości mechaniczne za pomocą elektrotensometrów oporowych przekształcano w impulsy elektryczne, które były rejestrowane na filmie oscylografu. Ogólny widok aparatury pomiarowej przedstawia rysunek 7.

Pomiaru sił w dźwigniach hamulca dokonano drogą bezpośredniego naklejenia elektrotensometrów oporowych na te dźwignie. Elektrotensometry naklejone po dwóch stronach drąga ciężarowego były połączone szeregowo i załączone do mostka wzmacniacza. Wychylenie strzałki



Rys. 7. Ogólny widok aparatury pomiarowej: 1,2 — wzmacniacze elektronowe, 3 — oscylograf wielopętlicowy, 4 — prostownik (gazotron)



Rys. 7a. Schemat połączeń elektrotensometów

wzmacniacza elektronowego w przypadku zmiany oporu ohmowego jest wprost proporcjonalne do odkształcenia badanej dźwigni i powoduje wychylenie odblasku oscylografu, do którego załączony jest wzmacniacz. Wynika stąd, że wychylenie odblasku jest wprost proporcjonalne do wychylania dźwigni. Dla uniknięcia wpływu przypadkowych momentów zginających elektrotensometry były połączone według schematu wzajemnej kompensacji (rys. 7a).

Przy pomiarach naprężeń w linie autor stosował metody pośredniego tensometrowania. Istota tej metody jest następująca. W przypadku

kiedy naklejenie elektrotensometru oporowego bezpośrednio na dany element jest niemożliwe, określamy odkształcenie elementu pomocniczego, które jest wprost proporcjonalne do odkształcenia elementu podstawowego. Zaletą tej metody jest to, że umożliwia ona i ułatwia przeprowadzenie badań w warunkach kopalnianych, gdzie maszynę można zatrzymać tylko w określonych godzinach i na określony czas.

Przyrząd do pomiaru naprężeń w linii metodą pośrednią został wykonany w kształcie okrągłego pierścienia (rys. 8).

Dzięki specjalnemu zamocowaniu przyrządu odkształcenie liny powoduje odkształcenie pierścienia, co z kolei wpływa na rozciąganie lub ści-



Rys. 8. Przyrząd do pomiaru naprężeń w linii metodą pośrednią

skanie naklejonych elektrotensometrów. Po wielkości zmiany oporu elektrotensometrów można sądzić o wielkości odkształcenia pierścienia, które z kolei jest wprost proporcjonalne do odkształcenia liny. Ogólny widok sposobu naklejania elektrotensometru na dźwignie hamulca pokazany jest na rysunku 9.

Urządzenie do pomiaru naprężeń w linii było zamocowane o 1 metr wyżej ponad ostatnim zaciskiem trzymającym linę. Przewody elektryczne idące do elektrotensometrów były przeciągnięte od nadszycia do hali maszyn, gdzie była ustawiona aparatura pomiarowa.

Elektrotensometry były załączone do oscylografu typu MPO 2. Pomiaru prędkości maszyny dokonano za pomocą tachodynamy załączonego do wału maszyny. Pomiar czasu przeprowadzono za pomocą elektrycznego sekundomierza. Przed właściwymi pomiarami przeprowadzono tarowanie układu. Klatkę sadzano na podchwytach i w ten sposób odciążano linę. Wtedy na filmie oscylografu zapisywano linię zerowego obciążenia. Po tym pomiarze klatkę podnoszono (około 1/2 metra) ponad podchwyty i utrzymywano nieruchomo za pomocą hamulców. Zapisy-

wano wtedy linię statycznego obciążenia. Odległość między liniami przedstawia ciężar klatki. W ten sposób można określić w procesie hamowania wielkość dynamicznych naprężeń w linii w porównaniu z ciężarem klatki. Tarowanie hamulca przeprowadzono w ten sam sposób. Pomiaru wyżej wymienionych parametrów w procesie hamowania dokonano w następu-

Rys. 9. Ogólny widok sposobu naklejania elektrotensometru na dźwignie hamulca



jący sposób. Klatkę opuszczano w dół (20 do 30 m) i po wyeliminowaniu wpływu rozruchu maszynista naciskał przycisk dokonując hamowania bezpieczeństwa. W tym momencie włączano silnik napędzający kasetę oscylografu i w ten sposób proces hamowania bezpieczeństwa zapisywano na filmie poruszającym się z określoną prędkością ($v = 1, -2,5 - 3$ cm/sek). Przewody idące od elektrotensometrów umocowanych na linie opuszczano



Rys. 10. Tarowanie układu

razem z klatką. Przewody od nadszybia do wzmacniaczy były nieruchome w czasie pomiarów. W ten sposób przeprowadzono jednoczesną rejestrację podstawowych parametrów charakteryzujących proces hamowania bezpieczeństwa. Załączone oscylogramy pokazują rezultaty pomiarów rys. 10 i 11.

Różnice między danymi teoretycznymi i eksperymentalnymi mieściły się w granicach do 15%.

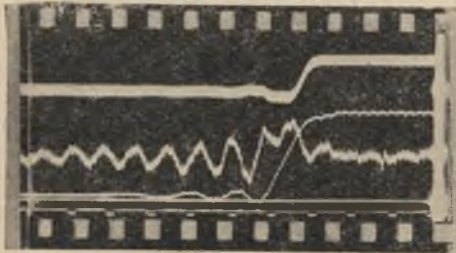
Wyniki szczegółowe eksperymentów i obliczeń podane zostały w pracy

kandydackiej autora bronionej w Instytucie Moskiewskim 12. V. 1955 r. Potwierdzają one podane na wstępie wady napędów ciężarowych.

Nowoczesny rozwój urządzeń hamulcowych poszedł w dwóch kierunkach:

a) unowocześnienia i rekonstrukcji stosowanych urządzeń hamulcowych ciężarowych sterowanych hydraulicznie,

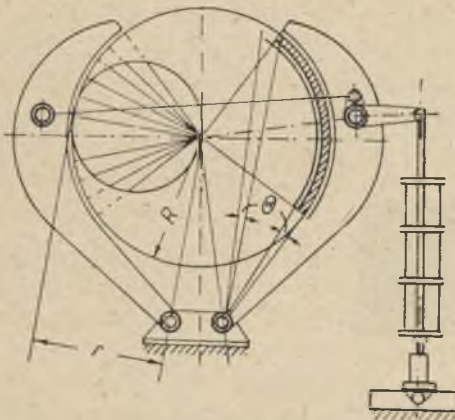
b) zmiany podstawowego źródła siły przy hamowaniu drogą wyeliminowania ciężarów i zastosowania na jego miejsce np. baterii jednocześnie pracujących sprężyn.



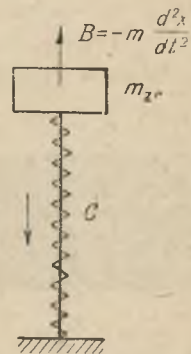
Rys. 11. Rejestracja podstawowych parametrów charakteryzujących proces hamowania

1 — moment hamujący, 2 — naprężenie dynamiczne w linie, 3 — prędkość maszyny, 4 — czas

Pierwsze konstrukcje hamulców sprężynowych maszyn wyciągowych zostały wprowadzone w praktyce światowej przez inż. Blacka. Schemat i zasadę działania jednego z typów takiego hamulca pokazano na rysunku 12.



Rys. 12. Schemat hamulca sprężynowego



Rys. 13. Schemat zastępczy napędu hamulcowego

Rozpatrzmy pokrótce dynamikę hamowania bezpieczeństwa przy zastosowaniu napędu sprężynowego hamulca bez tłumienia i z tłumieniem hydraulicznym (rys. 13 — schemat zastępczy). Podstawowe para-

metry kinematyczne okresu martwego czasu:

$$t_m = \frac{1}{p} \arccos \frac{x_m}{x_0}, \quad (13)$$

$$\dot{x} = -x_0 p \sin p t, \quad (14)$$

gdzie

t_m — martwy czas,

\dot{x} — prędkość sprężyn,

x_m — droga odpowiadająca martwemu czasowi,

$p = \sqrt{\frac{c}{m_{zr}}}$ — częstość drgań własnych,

m — masa zredukowana umocowana na końcu sprężyny,

c — sztywność sprężyny.

Prawo narastania momentu hamującego ma postać:

$$F \cong c x_0 (1 + 0.1 e^{-\frac{c}{\xi} t}). \quad (15)$$

Z równania (15) wynika, że swobodnie pracujący napęd sprężynowy zabezpiecza natychmiastowe przyłożenie do obwodu bębna prawie stałego (statycznego) momentu hamującego.

Równanie ruchu okresu czasu włączania w przypadku napędu sprężynowego z hydraulicznym sterowaniem ma postać

$$m_{zr} \frac{d^2 z}{dt^2} + k \left(\frac{dz}{dt} \right)^2 + cz = G_{zr}. \quad (16)$$

Pierwsze przybliżone rozwiązanie równania:

$$t = \psi \left[2y^{1/2} - \frac{b}{3} y^{3/2} + \frac{2}{5} \left(\frac{3}{8} b^2 - \frac{1}{6} b \right) y^{5/2} + \frac{2}{7} \left(\frac{1}{8} b^2 - \frac{15}{32} b^4 \right) y^{7/4} + \dots \right], \quad (17)$$

gdzie

$$y = 2a(z - z_0).$$

Drugie przybliżone rozwiązanie:

$$z - z_0 = 2a \sqrt{\frac{1}{2k}} \left\{ \left[\operatorname{ch}(\sqrt{2kt}) - 1 \right] \frac{\alpha + k}{\sqrt{2k}} + \operatorname{sh}(\sqrt{2kt}) \sqrt{\frac{(\alpha + k)^2}{2k} - 1} \right\}, \quad (18)$$

stąd prędkość

$$v = 2a \left[\operatorname{sh}(\sqrt{2kt}) \frac{\alpha + k}{\sqrt{2k}} + \operatorname{ch}(\sqrt{2kt}) \sqrt{\frac{(\alpha + k)^2}{2k} - 1} \right], \quad (19)$$

czas

$$t_m = \sqrt{\frac{1}{2k}} a \operatorname{rch} \left(2a(z - z_m) \sqrt{\frac{1}{2k} + \frac{a+k}{\sqrt{2k}}} \right) - \sqrt{\frac{1}{2k}} a \operatorname{rch} \frac{a+k}{\sqrt{2k}}. \quad (20)$$

Wzory te określają podstawowe parametry okresu martwego czasu hamulca sprężynowego z hydraulicznym tłumieniem.

Równanie narastania momentu hamującego ma postać

$$z = z_1 - z_0 t, \quad (21)$$

gdzie

z_0 — prędkość sprężyny,

t — czas narastania momentu hamującego.

Określenie drgań opuszczanej klatki prowadzimy przy:

a) natychmiastowym przyłożeniu momentu hamującego (hamulec sprężynowy bez tłumienia),

b) stopniowym przyłożeniu momentu hamującego (hamulec sprężynowy z hydraulicznym tłumieniem).

Stopniowe narastanie momentu hamującego znacznie obniża amplitudę dynamicznych naprężeń w linie w procesie hamowania bezpieczeństwa.

Wykres zbudowany wg wzoru (rys. 14):

$$\frac{C'_2}{C'_1} \cong \frac{2\varepsilon_1 e^{-st} |\sin \omega_1 t_1 + \cos \omega_1 t_1|}{2\varepsilon_2}, \quad (22)$$

gdzie

$\frac{C'_2}{C'_1}$ — stosunek amplitud drgań klatki przy natychmiastowym i stopniowym przyłożeniu momentu hamującego,

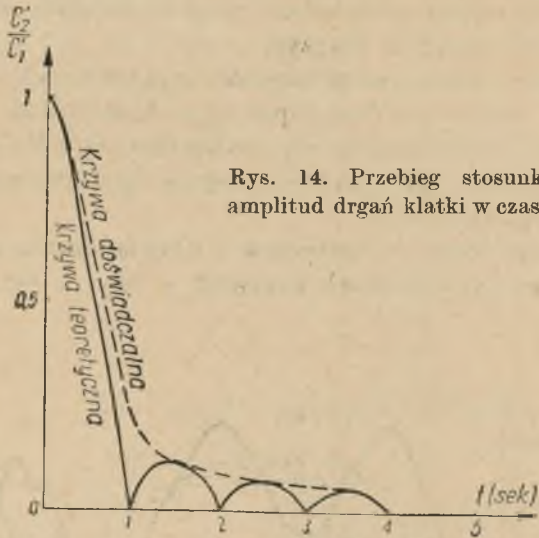
t_1 — czas narastania momentu hamującego,

pozwala określić optymalną długość czasu narastania momentu hamującego z punktu widzenia maksymalnego obniżenia naprężeń dynamicznych w linie.

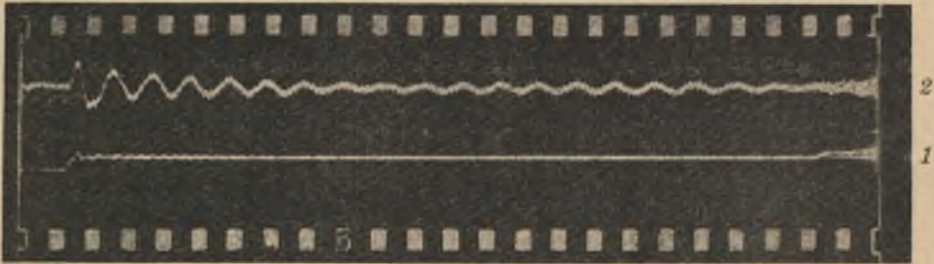
Tak np. narastanie momentu hamującego w czasie 0,5 sekundy pozwala zmniejszyć naprężenie dynamiczne w linie o 40%, a w czasie 1,5 sekundy — o 80% w porównaniu z wielkością naprężeń powstających przy natychmiastowym przyłożeniu momentu.

Przeprowadzone badania eksperymentalne w warunkach laboratoryjnych i dane literatury potwierdzają teoretyczne wzory autora (rys. 15, 16, 17).

W zakończeniu analizy dynamiki hamulca sprężynowego podamy niektóre założenia konstrukcyjne, które — zdaniem autora — są podstawowymi przy budowie nowych urządzeń hamulcowych z napędem sprężynowym. Projektując nowe urządzenia hamulcowe z napędem sprężynowym trzeba uwzględnić następujące momenty:



Rys. 14. Przebieg stosunku amplitud drgań klatki w czasie



Rys. 15. Proces hamowania: 1 — moment hamujący, 2 — naprężenie dynamiczne w linie



Rys. 16. Proces hamowania: 1 — moment hamujący, 2 — naprężenie dynamiczne w linie

1) Wybór optymalnej ilości sprężyn przy założeniu, że w ruchu urządzenia może nastąpić złamanie pewnej ilości sprężyn, które nie powinno odbijać się na wielkości siły hamowania. $M_h \cong \text{const}$. Zmiany $M_h = 5 \div 10\%$.

2) Wybór formy energii dla tłumienia.

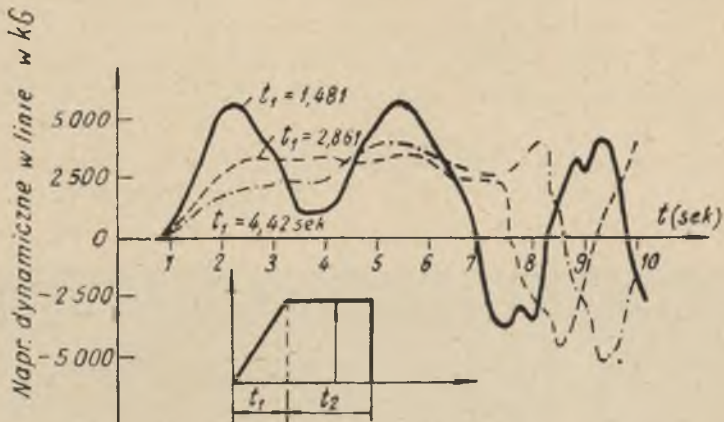
3) Określenie charakteru pracy sprężyn (rozciąganie lub ściskanie).

4) Wybór optymalnej przekładni z punktu widzenia zmniejszenia ilości przegubów oraz napięcia sprężyn.

5) W wypadku zastosowania napędów sprężynowych dla dużych maszyn stworzenie możliwości dwustopniowego hamowania.

6) W związku ze ścieraniem się wykładzin szczęk hamulca należy przewidzieć urządzenie dla regulacji stopnia naciągu sprężyn, możliwie urządzenie zautomatyzowane.

Przeprowadzona drogą teoretyczną i doświadczalną analiza, mająca na celu określenie dynamicznych naprężeń w linie w okresie hamowania



Rys. 17. Naprężenia dynamiczne w linie w zależności od czasu narastania momentu hamującego

bezpieczeństwa w zależności od typu napędu hamulca, pozwala wyciągnąć następujące wnioski:

1) Jakość napędu hamulca maszyn wyciągowych powinna być określana przede wszystkim w celu zabezpieczenia pewnego hamowania bezpieczeństwa.

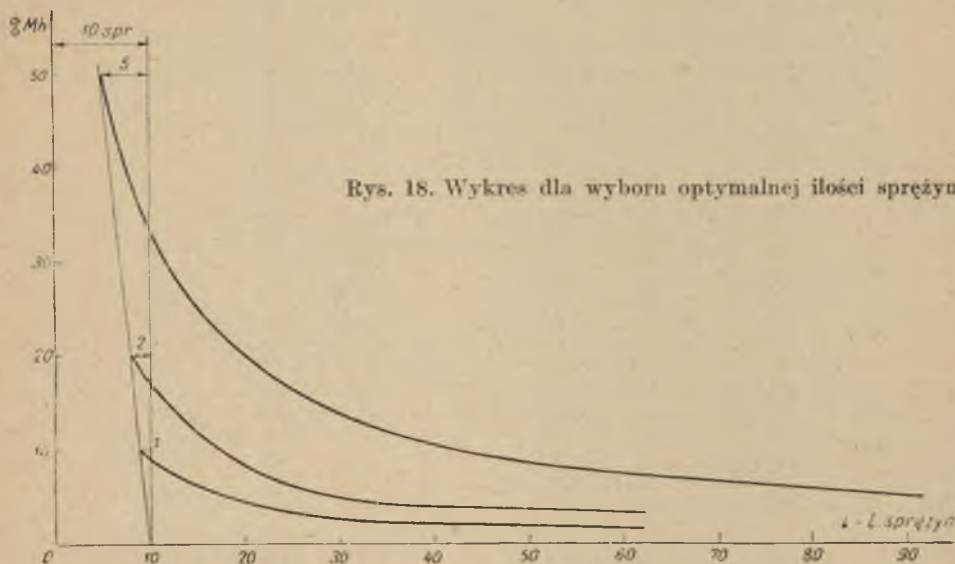
2) Podstawowymi parametrami charakteryzującymi jakość procesu hamowania, są: wielkość dynamicznych obciążeń powstających w tym okresie w elementach maszyny (a przede wszystkim w linie), czas włączania i charakter oraz prędkość narastania siły hamowania.

3) Stosowane obecnie napędy hamulcowe ciężarowe, sterowane hydraulicznie, obok takich zalet jak prostota konstrukcji i tania posiadają poważne wady. Dotychczas nie zdołano usunąć podstawowej wady tej konstrukcji, a mianowicie trudności pogodzenia wymogów minimum drgań sprężystych układu szczęk i dźwigni z odpowiednio krótkim czasem włączania.

4) Dążeniem przy konstrukcji nowych urządzeń hamulcowych ciężarowych sterowanych hydraulicznie lub przy rekonstrukcji istniejących

powinno być zmniejszenie ogólnego czasu opóźnienia układu przy zachowaniu możliwości regulacji narastania siły hamowania w celu zmniejszenia obciążeń dynamicznych w elementach maszyny wyciągowej.

5) Opracowana przez autora metodyka teoretycznej i eksperymentalnej analizy pozwala zarówno w warunkach przemysłowych, jak i laboratoryjnych określić wpływ prawa narastania siły hamowania przy różnych



Rys. 18. Wykres dla wyboru optymalnej ilości sprężyn

typach napędów hamulca na dynamiczne naprężenie^o liny. W danym przypadku naprężenia dynamiczne w linie przy hamulcu ciężarowym z tłumieniem hydraulicznym przewyższają 1,5-krotnie naprężenia statyczne. Siła hamowania przewyższała o 25% siłę statyczną. Martwy czas wynosił od 0,8 do 0,9 sek. Wynika z tego, że przy danej konstrukcji hamulca ciężarowego zmniejszenie martwego czasu drogą zmniejszenia stopnia dławienia może spowodować znaczne zwiększenie naprężeń dynamicznych w linie.

6) Można przypuszczać, że zastosowanie napędu sprężynowego sterowanego hydraulicznie pozwoli zmniejszyć naprężenia dynamiczne w linie o 30–40% w porównaniu z napędem ciężarowym przy jednoczesnym zmniejszeniu martwego czasu do minimum (martwy czas mniejszy od 0,1 sek) oraz stopniowej charakterystyce narastania momentu hamującego.

Można przypuszczać, że zastosowanie hamulca sprężynowego do maszyn wyciągowych (również do innych urządzeń, przy których stosuje się obecnie hamulce ciężarowe) pozwoli zwiększyć bezpieczeństwo pracy, pewność i długotrwałość elementów maszyny.

LITERATURA

- [1] Уманский В. Б., *Гидравлический тормоз для шахтных подъемных машин*, Углетехиздат 1949.
- [2] *Отчет Донецкого Филиала Гипроуглемаша*, Сталино 1953.
- [3] Раевский Н. П., *Методы экспериментального исследования механических параметров машин*, Изд. АН СССР, 1952.
- [4] Морозов Б. М., *Исследование прочности шахтных подъемных машин*, Углетехиздат, 1947.
- [5] Комаров М. С., *Динамика грузоподъемных машин*, Машгиз, 1953.
- [6] Иванов А. А., *Средства автоматической защиты шахтных подъемных установок от переподъема*, Углетехиздат, 1953.
- [7] Лойцянский Л. Г., Лурье А. Н., *Курс теоретической механики*, ч. II, ГОНТИ НКТП, 1938.
- [8] Petsch T. N., *Transients of Electric Mine-Winders and their Effects on Rope Stresses*, „The Proceedings of the Institution of Electrical“, 1951.
- [9] Black G. A., *Winding Engine Brake Development and Design*, „Colliery Engineering“, april, october 1953.
- [10] Popowicz O., *Transport kopalniany*. Cz. II. *Urządzenia szybowe*, PWT, 1953.
- [11] *Рудничный подъем* (сборник статей), ГНТ ИЛПЧ и ЦМ, 1953.
- [12] *Brokes form winding engines*, „Colliery Engineering“, april 1952.
- [13] Отт А. А., *Гидравлика*, ОПТИ НКГ Р, 1937.
- [14] Камке А., *Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям*, ИИЛ 1951.

