

Mgr inż. Stanisław Ścieszka
Katedra Maszyn Górniczych

NOWE ROZWIĄZANIA HAMULCÓW DLA MASZYN WYCIĄGOWYCH DUŻEJ MOCY

Streszczenie. Omówiono nowe rozwiązania hamulców o napędzie hydraulicznym wysokociśnieniowym na przykładzie rozwiązań firm ASEA i Robey. Podano przesłanki zastosowania hydrauliki wysokociśnieniowej w maszynach wyciągowych dla górnictwa.

1. Wstęp

W górnictwie głębinowym w celu uzyskania maksymalnych efektów ekonomicznych dużo uwagi poświęca się koncentracji wydobycia kopaliny. W transporcie pionowym, przejawem tej tendencji jest ograniczanie liczby urządzeń wyciągowych przy jednoczesnym zwiększeniu przelotowości pozostałych szybów. Wzrost wydajności urządzenia wyciągowego uzyskuje się przez powiększenie udźwigu oraz prędkości jazdy maszyn wyciągowych. Analiza rozwoju transportu szybowego wykazuje, że w najbliższym czasie udźwig użyteczny osiągnie wartość $Q = 50 T$, a prędkość jazdy z urobkiem nie będzie przekraczała wartości 20 m/s . Tak dużym wymaganiom eksploatacyjnym mogą sprostać tylko maszyny wyciągowe wielolinowe. Budowa maszyn wielolinowych o coraz większej mocy zainstalowanej i o coraz większych ciężarach użytecznych naczyń stwarza przed konstruktorami nowe problemy. Szczególnie ostro zarysowały się trudności w konstruowaniu układów hamulcowych dla maszyn wyciągowych o mocy powyżej 6 MW . W wielolinowych maszynach wyciągowych trudności te wiążą się z n -krotnym (n - liczba lin) spadkiem momentu hamującego, przy niezmiennych innych parametrach szczęki w stosunku do równoważnego urządzenia jednolinowego. Spadek momentu hamującego jest wynikiem zmniejszenia się \sqrt{n} - pary średnicy wielolinowego koła pędnego. Ponieważ pozostałe parametry wpływające na wielkość mo-

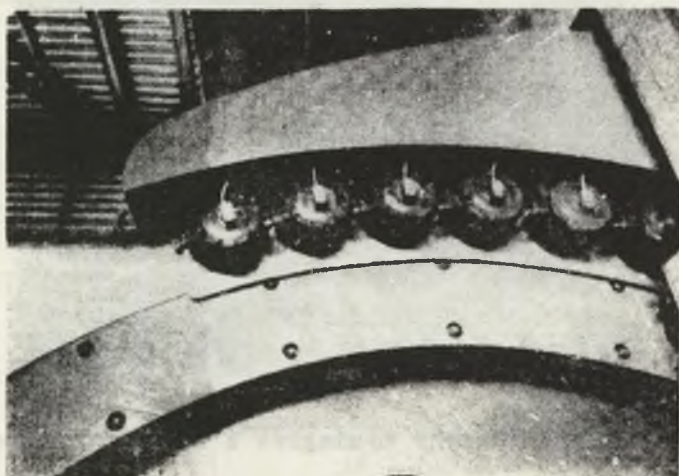
momentu hamującego jak np.: maksymalny nacisk jednostkowy na szczękę, szerokość szczęki, kąty opasania szczęki mogą być zwiększane tylko do pewnych granic, konstruktor może napotkać na duże trudności w zastosowaniu hamulców klasycznych do maszyn o tak dużej mocy. Ze względu na instalowanie nowoczesnych maszyn wielolinowych z reguły na wieżach istotnym parametrem stały się wymiary i ciężar maszyny wyciągowej. O wielkości i ciężarze maszyny wyciągowej w dużej mierze decyduje układ hamulcowy. W rozwiązaniu klasycznym udział ciężaru hamulca w ogólnym ciężarze jest szczególnie wysoki i rośnie ze wzrostem mocy maszyny.

W celu sprostania wyższym wymaganiom stawianym hamulcom maszyn wyciągowych dużej mocy, zaczęto stosować hamulce tarczowe i walcowe o równoległym ruchu szczęk. W konstrukcji tych hamulców szczególnie korzystny okazał się napęd hydrauliczny wysokociśnieniowy. Układy hydrauliczne w zastosowaniu do hamulców maszyn wyciągowych muszą spełnić wszystkie wymagania eksploatacyjne narzucone przeznaczeniem maszyny wyciągowej i zapewnić pożądane bezpieczeństwo pracy maszyny wyciągowej. Wraz z hamulcami tarczowymi wyłonił się problem okładzin hamulcowych, które w tych rozwiązaniach mają szczególnie trudne warunki eksploatacyjne. Zwiększone naciski do rzędu 20 kg/cm^2 i dopuszczają się możliwość wysokiego nagrzania okładziny w czasie hamowania awaryjnego.

2. Hydrauliczne hamulce tarczowe o równoległym ruchu szczęk

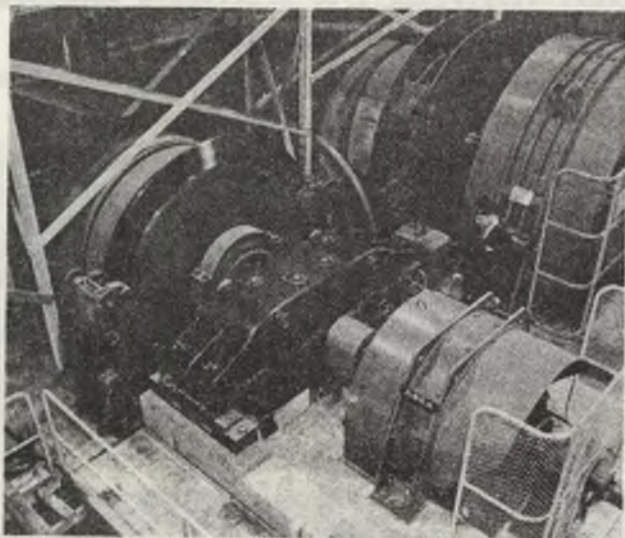
Hydrauliczne hamulce tarczowe stosowane w maszynach wyciągowych dużej mocy składają się z kilku zdwojonych szczęk hamulcowych, tarczy hamulcowej, stojaków na których zamocowane są szczęki i jednego lub więcej agregatów pompowych. Odznaczają się one stałym działaniem hamującym, krótkim okresem zadziałania rzędu 0,3 sek, wysoką mocą hamowania i niewielkim momentem zamachowym. Mogą one być łatwo kilkakrotnie instalowane, a ich moment hamujący można łatwo przy pomocy prostych nastawień sterować. Małe wymiary zewnętrzne, stosunkowo nieduże ciężary elementów wchodzących w skład hamulca oraz estetyczny wygląd stwa-

rzają przesłanki stosowania tych hamulców w maszynach wyciągowych dużej mocy instalowanych na wieży.

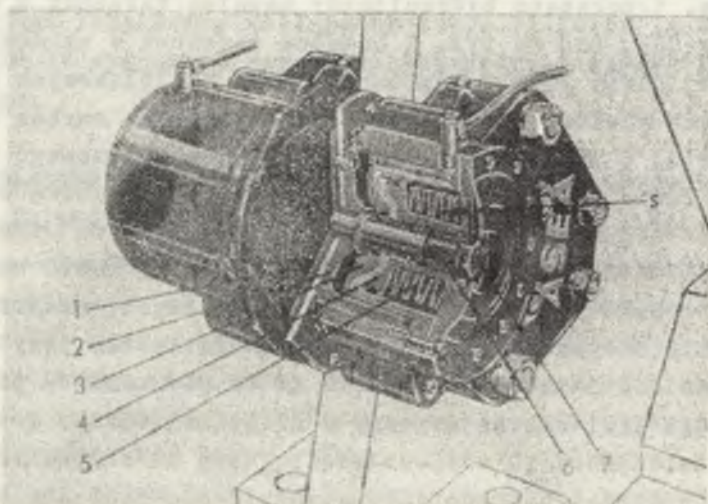


Rys. 1. Hydrauliczny hamulec tarczowy w wykonaniu firmy GHH

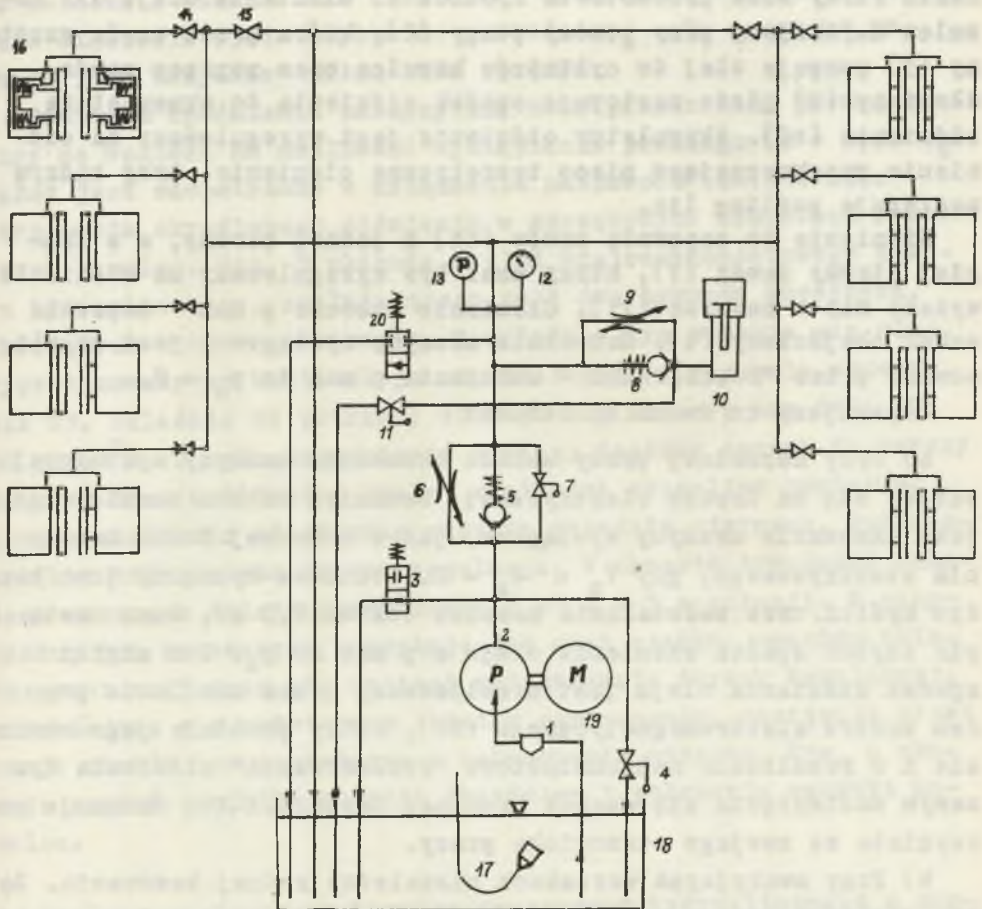
Na rys. 1 pokazano hydrauliczny hamulec tarczowy w wykonaniu firmy GHH, zaś na rys. 2 hamulce tarczowe w wykonaniu szwedzkiej firmy ASEA w zastosowaniu do wielolinowych maszyn wyciągowych wieżowych. Na powyższych rysunkach zwraca uwagę fakt zwartej i prostej konstrukcji hamulca tarczowego o równoległym ruchu szczęk. Hydrauliczne hamulce tarczowe w wykonaniu szwedzkiej firmy ASEA są hamulcami "pasywnymi" tzn. szczęki hamulca dociskane są do tarczy przy pomocy zabudowanych w zespole szczękowym baterii sprężyn talerzowych, natomiast odhamowywanie odbywa się hydraulicznie. System ten przy różnych zastosowaniach hamulca ze względu na bezpieczeństwo prowadzenia wyciągu jest bardzo dogodny a nawet konieczny. Przykładowo kiedy ciśnienie oleju w sieci zasilającej na skutek różnych przyczyn spadnie, hamulec automatycznie się zaciska. Na rys. 3 przedstawiono szczękowy zespół roboczy hamulca tarczowego w wykonaniu szwedzkiej firmy ASEA.



Rys. 2. Wieżowe maszyny wyciągowe z hamulcami tarozowymi



Rys. 3. Przekrój szczękowego zespołu roboczego o napędzie hydraulicznym: 1 - okładzina cierna, 2 - szczeka hamulcowa, 3 - cylinder główny, 4 - tłok, 5 - bateria sprężyn, 6 - śruba regulacyjna szczeliny powietrznej, 7 - śruba ryglująca, s - szczelina powietrzna



Rys. 4. Schemat układu hydraulicznego

- 1 - filtr oleju, 2 - pompa zębata, 3, 20 - zawory elektromagnetyczne, 4, 7, 11 - zawory obejściowe, 5, 8 - zawory zwrotne, 6, 9 - zawory dławiące, 10 - akumulator ciśnienia, 12 - manometr, 13 - przełącznik ciśnieniowy, 14, 15 - zawory odcinające, 16 - szeregowe zespoły robocze, 17 - olejowskaz, 18 - zbiornik oleju, 19 - silnik

Schemat układu hydraulicznego dla hamulca tarczowego w wykonaniu firmy ASEA przedstawia rysunek 4. Ciśnienie oleju dla hamulca uzyskujemy przy pomocy pompy (2), która przez zawór zwrotny (5) pompuje olej do cylindrów hamulca oraz poprzez zawór dławiący (9) gdzie następuje spadek ciśnienia do akumulatora ciśnienia (10). Akumulator ciśnienia jest wyregulowany na ciśnienie przekraczające nieco teoretyczne ciśnienie, przy którym następuje poślizg lin.

Ciśnienie to zapewnia zawór (11) z jednej strony, a z drugiej strony zawór (7), który musi być wyregulowany na ciśnienie wyższe niż w zaworze (11). Ciśnienie robocze p_{max} zapewnia zawór obejściowy (4). Hamowanie maszyny wyciągowej jest zrealizowane przez "rozładowanie" ciśnienia p_{max} do $p_0 = 0$.

Uzyskujemy to dwoma sposobami:

a) Przy normalnej pracy układu hamowanie maszyny wyciągowej odbywa się na drodze elektrycznej. Zadaniem układu hamulcowego jest hamowanie maszyny wyciągowej już w końcowej fazie hamowania elektrycznego, gdy $V_0 \approx V_0 - 0$. Ponieważ wymagany jest bardzo krótki czas zadziałania hamulca (około 0,3 s), musi nastąpić szybki spadek ciśnienia oleju z p_{max} do p_0 . Ten szybki spadek ciśnienia oleju jest zrealizowany przez zasilanie prądem zaworu elektromagnetycznego (20), który powoduje jego otwarcie i w rezultacie natychmiastowe "rozładowanie" ciśnienia tym samym zaciśnięciem się szczęk hamulca. Czynności tej dokonuje maszynista ze swojego stanowiska pracy.

b) Przy awaryjnych warunkach niezależny rodzaj hamowania. Zawór elektromagnetyczny (3) podczas normalnej pracy układu jest zawsze zamknięty. W chwili jakiegokolwiek nieprawidłowości w działaniu układu następuje zanik prądu na zaworze (3), a tym samym powoduje jego otwarcie. Przy jego otwarciu następuje zadziałanie hamulca bezpieczeństwa. Mianowicie olej z cylindrów hamulca płynie przez zawór (7) oraz zawór dławiący (6) do zbiornika. Następuje szybki spadek ciśnienia do wartości p_1 zgodnie z nastawieniem na zaworze (7).

Gdy ciśnienie osiągnie p_1 następuje powolny spadek ciśnienia do wartości p_{min} zgodnie z nastawieniem na zaworze obejściowym (11). Ponieważ ciśnienie dalej spada, ale tylko przez zawór dławiący (6), a równocześnie otwiera się zawór zwrotny

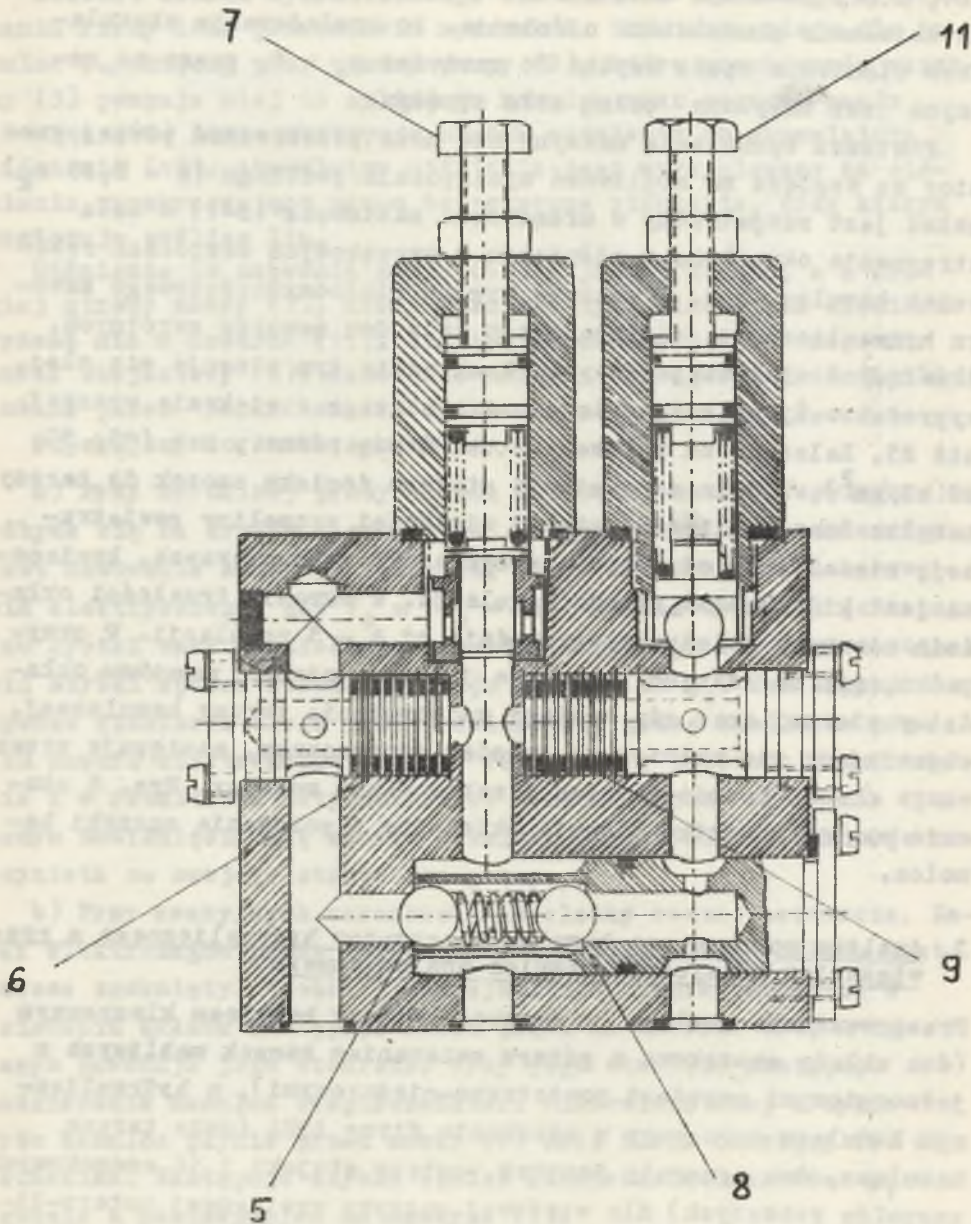
(8), który powoduje zmniejszenie spadku ciśnienia, ze względu na działanie akumulatora ciśnienia. Po rozładowaniu akumulatora ciśnienie spada szybko do wartości $p_0 = 0$, przez co maszyna jest trzymana pełną siłą sprężyn.

Ponieważ opóźnienie maszyny nie może przekraczać pewnej granicy ze względu na możliwość wystąpienia poślizgu ($a = 0,85 a_k$) układ jest zapatrzony w urządzenia nastawcze (8-1) w celu utrzymania określonego ciśnienia w szczękowych zespołach roboczych hamulca. Rys. 5 ukazuje wygląd wieloczynnościowego zaworu hydraulicznego, spełniającego rolę dwu zaworów zwrotnych, dławiących oraz obejściowych. W układzie tym stosuje się olej, wyprodukowany na bazie oleju smarowniczego o viskozicie wyższej niż 85. Zależnie od potrzeby stosuje się różne p_{max} (85, 50, 80 kg/cm^2). W celu zapewnienia stałego docisku szczęk do tarczy hamulca oraz możliwości stałej wielkości szczeliny powietrznej, niezależnie od stopnia zużycia okładzin ciernych, konieczna jest kilkakrotna różna regulacja. W okresie trwałości okładzin ciernych należy przeprowadzić od 4 - 5 regulacji. W przypadku, gdy na szczecie pozostaje już zbyt cienka resztkowa okładziny cierniej oraz gdy nastąpi zwichrowanie tarczy hamulcowej, objawiające się nadmiernym biciem poprzecznym, następuje przerwanie obwodu bezpieczeństwa i zahamowania maszyny. Rys. 6 ukazuje wygląd czujnika zużycia okładziny i położenia szczęki hamulca.

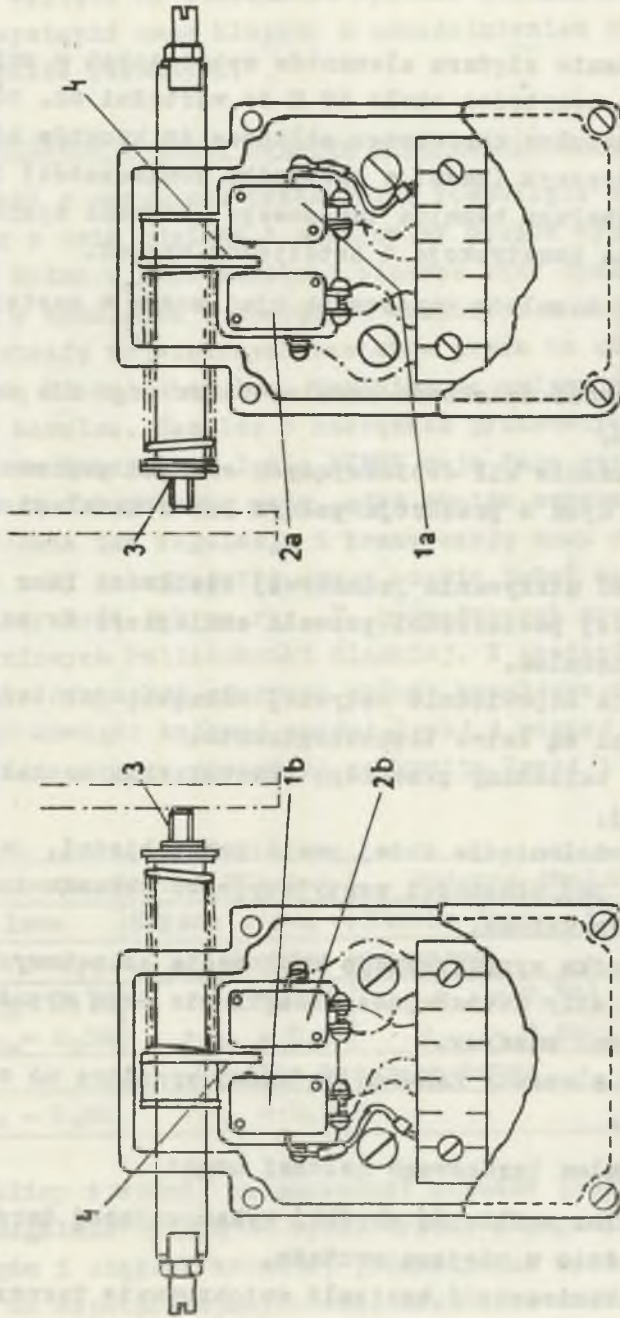
3. Analiza porównawcza hamulca tarczowego hydraulicznego z rozwiązaniem klasycznym hamulca analogicznego

Przeprowadzona analiza porównawcza między hamulcem klasycznym (dwa układy szczękowe z górnym zwieraniem szczęk wahliwych z jednoosiowymi napędami powietrzno-ciężarowymi), a hydraulicznym hamulcem tarczowym w wykonaniu firmy ASEA (dwie tarcze hamulcze, dwa agregaty pompowe, ostery stojaki i 16 szczękowych zespołów roboczych) dla wieżowej maszyny wyciągowej ostere-linowej moc 2 x 3,4 MW średnica bębna wielolinowego 5,5 m

prędkość jazdy	20,0 m/sek
udźwig użyteczny	30 t
wymagany moment hamowania	ok. 260 t·m



Rys. 5. Zawór wieloczynnościowy



Rys. 6. Wyłącznik krańcowy
 1 ab - czujnik położenia szozęki, 2 ab - czujnik zużycia okładziny, 3 - śruba regulacyjna, 4 - styk, 5 - okładzina hamulca

wykazała:

a) zmniejszenie ciężaru elementów wchodzących w skład układu hamulcowego zwartości około 60 T do wartości ok. 10 T.,

b) koszty hamulca tarczowego zbliżone do kosztów hamulca w wykonaniu klasycznym (nawet w przypadku konieczności importu),

o) prosta obsługa hamulca tarczowego, łatwość wymiany elementów, nowoczesna konstrukcja i estetyczny wygląd.

Inne zalety hamulców tarczowych ująć można w następujących punktach:

1) Intensywność działania hamulca tarczowego nie zależy od kierunku ruchu.

2) Zrównoważenie sił dociskających szosęki poprzez bieżnię wykonaną jako dysk o przekroju pełnym lub z kanałami wentylacyjnymi.

3) Możliwość utrzymania jednakowej wielkości luzu między bieżnią na całej powierzchni pozwala zmniejszyć do minimum skok roboczy hamulca.

4) Wykonanie odpowiedniej sztywnej szosęki, jak też obróbka jej powierzchni są łatwe technologicznie.

5) Zużycie okładziny przebiega równomiernie na całej powierzchni ciernej.

6) Dzięki odsłonięciu dużej powierzchni bieżni, jak również wykorzystaniu jej własności wentylacyjnych wzrasta intensywność ochłodzenia układu.

7) W przypadku symetrycznego rozłożenia szosękowych zespołów roboczych siły dociskające szosęki nie dają wypadkowej obciążającej wał maszyny.

8) Płaskie elementy hamulca są mniej wrażliwe na odkształcenia cieplne.

Do wad hamulca tarczowego należeć mogą:

1) Ewentualna możliwość obróbki wykańczającej tarczy hamulcowej bezpośrednio w miejscu montażu.

2) Ciągła konieczność kontroli zwiehrowania tarczy hamulcowej.

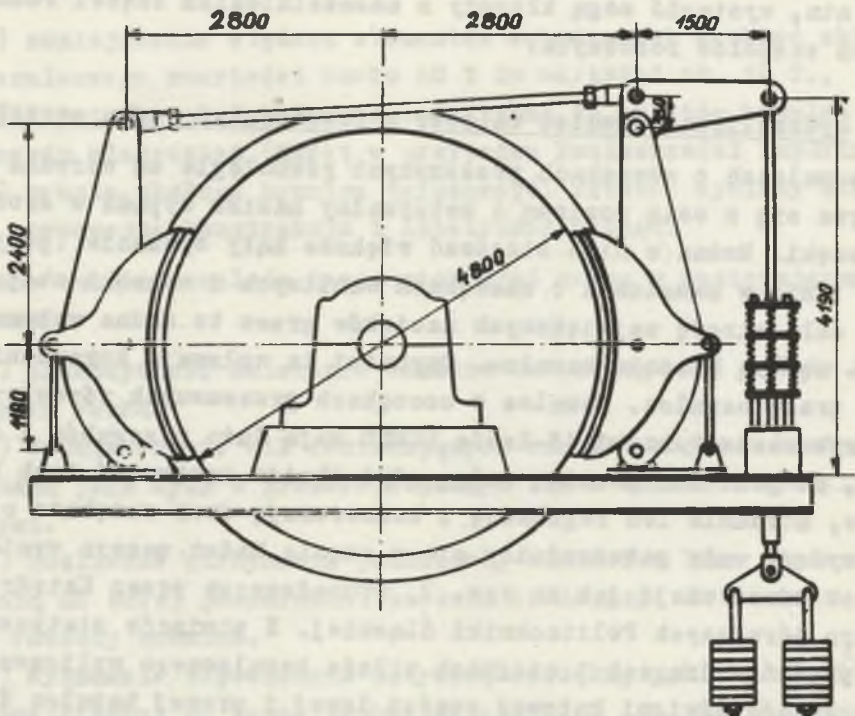
3) Ze względu na stosunkowo wysokie ciśnienie pracy rzędu 80 atn, wystąpić mogą kłopoty z uszczelnieniem części ruchomych zespołów roboczych.

4. Hydrauliczne hamulce walcowe o równoległym ruchu szczęk

W hamulcach o szczękach przesuwnych równolegle osi ośrodka pokrywa się z osią poziomą i maksymalny nacisk wypada w środku szczęki. Można w nich stosować większe kąty opasania (powyżej 90°) niż w hamulcach o szczękach wahliwych i szczęka obejmuje całą strefę największych nacisków przez to można wykonać np. węższą bieżnię hamulca. Czynniki te wpływają korzystnie na pracę hamulca. Hamulce o szczękach przesuwnych równolegle w wykonaniu Fabryki 15-lecia LKMSU mają dużo przegubów i dźwigni, co jest ich poważną wadą, gdyż obniża sprawność tych hamulców, utrudnia ich regulację i konserwację oraz zwiększa ciężar. Powyższe wady potwierdziły się w czasie badań maszyn wyciągowych konstrukcji jak na rys. 7, prowadzonych przez Katedrę Maszyn Górniczych Politechniki Śląskiej. Z pomiarów statycznych naprężeń w drągach i ciągłach układu hamulcowego wyliczono sprawność dźwigni kątowej części lewej i prawej hamulca dla dwu maszyn, a następnie sprawność całkowitą lewej i prawej strony układu.

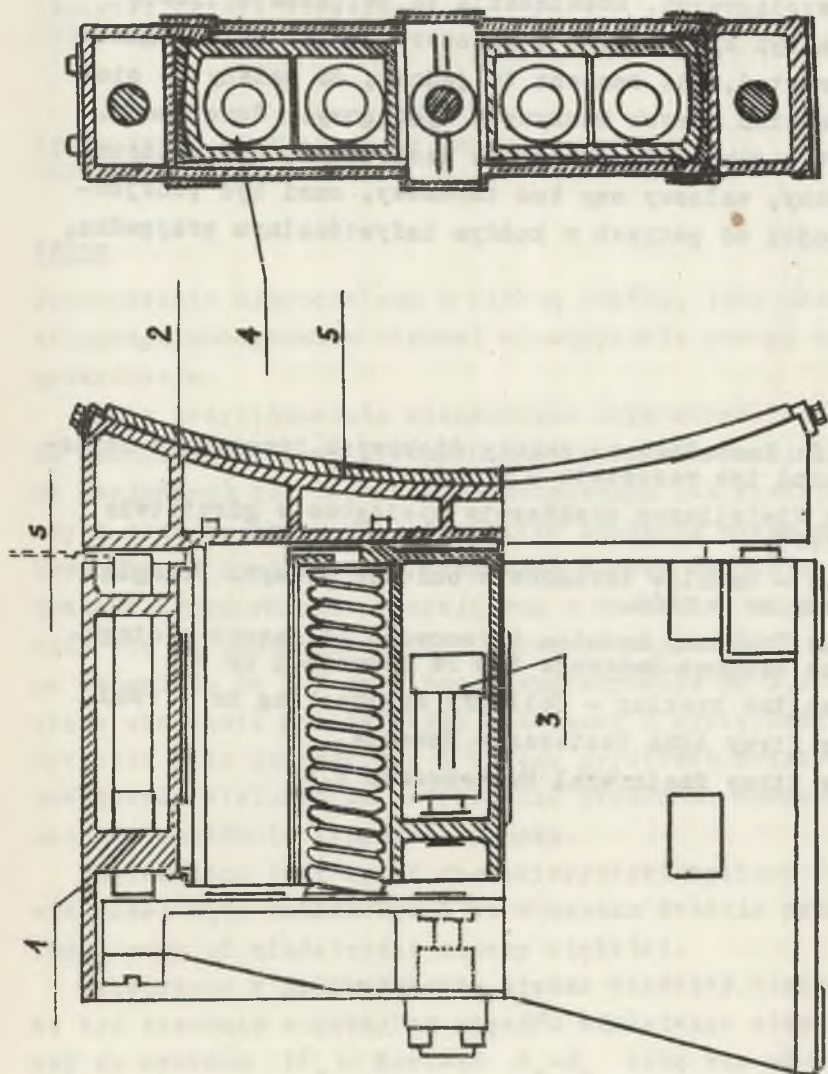
Maszyna esterolinowa MK4-4-1		Maszyna dwulinowa MK5-2	
Strona lewa	Strona prawa	Strona lewa	Strona prawa
Hamulce manewrowy			
$\eta_{Lm} = 0,76$	$\eta_{Pm} = 0,9$	$\eta_{Lm} = 0,92$	$\eta_{Pm} = 0,81$
$\eta_{caLm} = 0,58$	$\eta_{caPm} = 0,81$	$\eta_{caLm} = 0,84$	$\eta_{caPm} = 0,65$
Hamulce bezpieczeństwa			
$\eta_{Lb} = 0,88$	$\eta_{LPb} = 0,915$		

Z tablicy i widać, że sprawność układów jest stosunkowo niska, szczególnie $\eta_{caLm} = 0,58$, wynika z tego nadmiernie zginanie drągów i ciągłach hamulca, jednostronne wycieranie się materiału na współpracujących częściach oraz niebezpieczeństwo satarcia układu dźwigniowego.



Rys. 7. Maszyna wyciągowa firmy 15-lecia LKMSU

W układach hamulców o szczękach przesuwnych równoległe z powodu dużej ilości przegubów nawet małe niedokładności wykonawcze i montażowe prowadzą do nieprawidłowości w pracy układu. Wady te zostały wyeliminowane w hamulcu firmy Robey. Jest to hamulec o równoległym, postępowym ruchu szcęk o napędzie hydraulicznym (rys. 8). Hamulec stanowi zwarty blok umocowany do ramy maszyny. W bloku znajduje się cylinder hydrauliczny i sprężyny, które wysuwają szczękę i dociskają ją do wieńca. Szczęka posuwa się po ślizgach i nie ma układu dźwigniowego. Zasada działania hamulca Firmy Robey jest podobna jak w hamulcu firmy ASEA. Hamulce te wykazują dużą sprawność w porównaniu z urządzeniami klasycznymi.



Rys. 8. Hamulec hydrauliczno-sprężynowy firmy Robey

1 - korpus, 2 - szczeka hamulca, 3 - cylinder manewrowy, 4 - sprężyna, 5 - okładzina hamulca, s - skok hamulca

Wnioski

Zastosowanie hydrauliki wysokociśnieniowej i związane z tym rozwiązania konstrukcyjne hamulców stanowią duży postęp w budowie maszyn wyciągowych. Rozwiązania te zwiększają liczbę konstrukcji maszyn wyciągowych i rozszerzają zakres wymagań jakim mogą sprostać, nie oznacza to jednak, że należy je stosować we wszystkich nowych maszynach wyciągowych dużej mocy.

Decyzja o tym jaki rodzaj hamulca zastosować, hydrauliczny czy pneumatyczny, walcowy czy też tarcowy, musi być podejmowana w zależności od potrzeb w każdym indywidualnym przypadku.

LITERATURA

- [1] LYSYCH T.S: Issledowanie raboty diskovykh tornozov s usileniem i metod ich rascziota - Masgiz 1979.
- [2] KARGE A.: Wielolinowe urządzenia wyciągowe w górnictwie "Śląsk" 1967.
- [3] ORLACZ J.: - Hamulce tarcowe w budowie maszyn. Przegląd mechaniczny nr 3 1968.
- [4] ORLACZ J.: Problemy hamulca tarcowego do maszyn wyciągowych Prace Naukowo-Badawcze ZKM PW Komunikat nr 59.
- [5] Winging engine braking - Colliery Engineering nr 9 1963.
- [6] Prospekty firmy ASEA Vasteras - Szwecja.
- [7] Prospekty firmy Rheinthal Huttenwerke A.G.