

Andrzej Raczyński
Bohdan Sawka

BADANIA STOJAKA GIG-SHC-40 POD DYNAMICZNYM DZIAŁANIEM DRGAŃ STROPOWYCH

Streszczenie. Praca ujmuje ważne zagadnienie pracy obudowy pod wpływem dynamicznego obciążenia. Praca przedstawia wyniki badań laboratoryjnych i zawiera analizę z punktu widzenia praktyki górniczej.

1. Charakterystyka problemu obudowy dla pokładów tapiących

Jednym z najgroźniejszych zjawisk zachodzących w górotworze naruszonym robotami górniozowymi jest tąpnięcie. Terminem tym określa się zjawisko zniszczenia pierwotnej struktury masywu skalnego pod wpływem naprężeń osiagających jego wytrzymałość na ściskanie, a objawiające się nagłym i momentalnym pokruszeniem skał i przemieszczeniem ich do wyrobiska. Przemieszczenie to zachodzi pod wpływem energii odkształcenia objętościowego, przekształcającej się przy tąpnięciu na energię kinetyczną brył i odłamków skalnych.

2. Cel i przedmiot pracy

Podstawowym elementem indywidualnej obudowy ścianowej jest w naszym PW stojak hydrauliczny centralnie zasilany typu GIG-SHC-40, produkowany seryjnie przez POLMAG wg dokumentacji Głównego Instytutu Górniczo i pracującej w kopalniach PW w ilości ponad 100.000 szt.

Stojak hydrauliczny działa jako cylinder rozparty między spągami a stropem wyrobiska. Nacisk górotworu powoduje wzrost ciśnienia emulsji wypełniającej cylinder. Kierowanie stropem polega na utrzymaniu stałej wielkości reakcji stojaka. Służy do tego zawór przelewowy połączony z podłokową komorą cylindra i przy z góry określonym ciśnieniu, tzw. ciśnieniu zsuwu, łączący ją z atmosferą.

Główny Instytut Górniczo podjął prace nad przystosowaniem stojaka SHC-40 do warunków pokładów tapiących. W pierwszym etapie prac postanowiono zbadać zachowanie się stojaka pod wpływem drgań górotworu. Stojak poddany

takiemu obciążeniu winien spełniać w każdej fazie drgań następujące dwa warunki:

1. Nie przekroczenie naprężeń dopuszczalnych w elementach konstrukcyjnych stojaka.
2. Utrzymanie stałego, ozynnego kontaktu ze stropem.

Przedmiotem niniejszej pracy jest znalezienie ozynników odpowiedzialnych za realizację powyższych warunków oraz empiryczne zbadanie, w jakim stopniu warunki te spełnione są w stojaku SHC-40.

3. Fizyczny model problemu

Obciążenie stojaka powoduje w jego strukturze fizycznej następujące skutki:

1. Powstanie naprężeń ścisających w rdzenniku.
2. Stan ośnienia cieczy hydraulicznej.
3. Naprężenia rozciągające w cylindrze stojaka (spodniku) jako naczyń ośnieniowym.

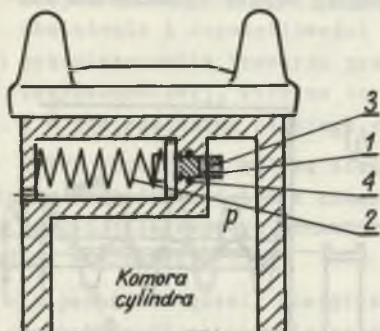
4. Zagrożenie utraty stateczności wskutek wybooczenia

Wypadkową trzech wymienionych zjawisk (rozpatrywaną w zakresie stateczności stojaka), wyrażających się odkształceniem (skróceniem) rdzennika, zmniejszeniem objętości cieczy w wyniku określonej, choć niewielkiej ścisłości oraz powiększeniem się średnicy a tym samym pojemności cylindra jest zmniejszenie się oalkowitej długości stojaka. Można wykazać, że w przeciętnych warunkach sięga ono ok. 3-7 mm.

Przyjmując tak scharakteryzowany model reakcji stojaka można podane poprzednio dwa warunki stawiane obudowie w pokładzie tąpającym wyrazić następująco:

- ad 1. Zawór przelewowy stojaka winien z taką szybkością reagować na gwałtowne zmiany ośnienia występujące wskutek drgań górotworu, by nie dopuścić do:
 - przekroczenia naprężeń dopuszczalnych w rdzenniku lub cylindrze;
 - utraty stateczności przez wybooczenie.
- ad 2. Częstotliwość drgań własnych układu: rdzennik, ciecz hydrauliczna, cylinder oraz tłoczek zaworu przelewowego ze sprężyną winna być wielokrotnością częstotliwości drgań stropu. Jednocześnie amplituda drgań stropu nie może przekraczać wartości maksymalnego skrócenia stojaka (omówionego wyżej) odpowiadającego maksymalnej wartości zmian obciążenia.

W obu wymaganiach uwiadczenia się rola zaworu przelewowego, którego sposób działania przedstawia poglądowo rys. 1. Pod wpływem ciśnienia p tłoczek 1 przesuwa się pokonując opór sprężyny 2 i przy określonym jej ugię-



Rys. 1. Zasada konstrukcji zaworu przelewowego stojaka

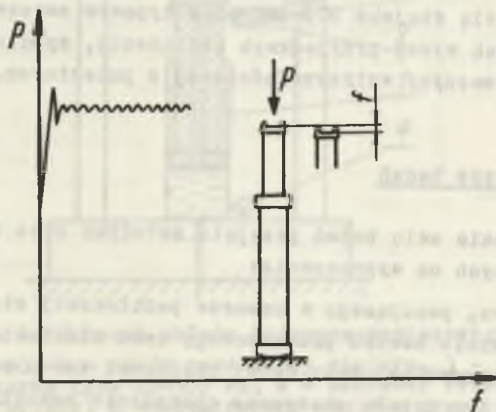
1 - tłoczek, 2 - sprężyna, 3 - kanały, 4 - pierścień uszczelniający

plituda drgań z zachowaniem kontaktu ze stopem ograniczona jest skróceniem stojaka w zakresie odkształceń sprężystych. Zmiany ciśnienia w stojaku odpowiadają przemieszczeniom.

oiu, odpowiadającym ciśnieniu p otwórki 3 przesuwają się poza pierścień uszczelniający 4, łącząc tym samym komorę podtłokową w cylindrze z atmosferą i powodując spadek ciśnienia. Konstrukcja ta przystosowana jest do statycznych warunków pracy, wyrażających się prędkością zsuwu rdzennika równą 2,5 mm/min. i typowa charakterystyka pracy zaworu dla tych warunków przedstawiona jest na rys. 2.

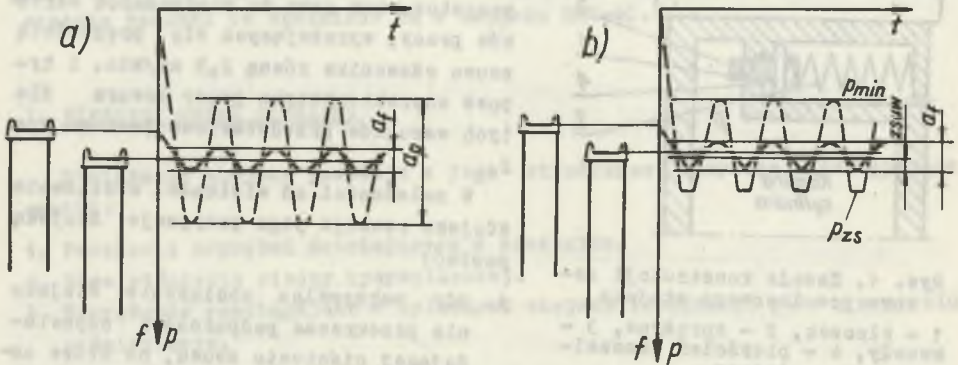
W zależności od wielkości obciążenia stojaka reakcja jego przyjmuje dwojaką postać:

1. Gdy maksymalne obciążenie stojaka nie przekracza podporności odpowiadającej ciśnieniu zsuwu, na które nastawiony jest zawór przelewowy, am-



Rys. 2. Typowa charakterystyka stojaka GIG-SHC-40

2. Gdy maksymalne obciążenie stojaka przekroczy podporność odpowiadającą ciśnieniu zsuwu, amplituda drgań z zachowaniem kontaktu ze stropem może powiększyć się o wartość zsuwu występującego przy wyieku oleczy przez zawór. Zsuv powoduje jednocześnie sukoesywne skracanie się stojaka. Krzywa zmian ciśnienia musi być z jednej strony ograniczona wartością ciśnienia zsuwu.



Rys. 3. Reakcja stojaka na pulsujące obciążenie stropu a) dla $P_{\max} < P_{zs}$; b) dla $P_{\max} > P_{zs}$

Oba przypadki przedstawione są poglądowo na rys. 3. Przedmiotem relacjonowanego tu pierwszego etapu badań podjętych w GIG było empiryczne zbadanie zachowania się stojaka GIG-SHC-40 z typowym zaworem przelewowym w obu przedstawionych wyżej przypadkach obciążeniu, symulowanych laboratoryjnie za pomocą maszyny wytrzymałościowej z pulsatorem.

4. Metodyka i zakres badań

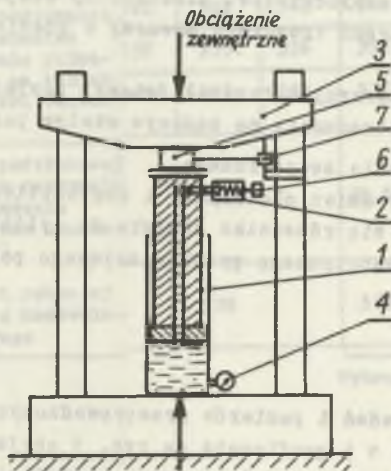
Dla zrealizowania celu badań przyjęto metodykę oraz zakres prób i pomiarów pozwalających na wyznaczenie:

- ciśnienia zsuwu, panującego w komorze podtłokowej stojaka, przy którym następuje otwarcie zaworu przelewowego oraz ciśnienia odpowiadającego podporności maksymalnej przy danej prędkości zsuwu rdzennika stojaka, gdy na stojak ten działa statyczne obciążenie zewnętrzne o określonej wartości;
- przemieszczenia tłoczka zaworu przelewowego na skutek wzrostu ciśnienia w komorze podtłokowej stojaka spowodowanego działaniem narastającego obciążenia zewnętrznego od zera do obciążenia odpowiadającego maksymalnej podporności roboczej stojaka;

- c) ciśnienia panującego w komorze ciśnieniowej stojaka, gdy na stojak ten działa pulsacyjne obciążenie zewnętrzne o określonej modulacji amplitudy zmian obciążenia z określoną częstotliwością tych zmian;
- d) przemieszczenia tłoczka zaworu przelewowego na skutek zmian ciśnienia w komorze podtłokowej stojaka spowodowanych pulsacyjnym działaniem na stojak obciążenia zewnętrznego o określonej modulacji amplitudy zmian obciążenia i częstotliwości tych zmian;
- e) przemieszczenia trawersu prasy w osi działania pulsatora maszyny wytrzymałościowej, któremu to przemieszczeniu odpowiadają drgania w górę i w dół rdzennika badanego stojaka.

Celem określenia wpływu niektórych parametrów na mierzone w czasie pomiarów wartości ciśnień w komorze podtłokowej stojaka i przemieszczeń tłoczka zaworu przelewowego badania powyższe przeprowadzono zmieniając następujące wielkości:

- statyczne obciążenie zewnętrzne działające na stojak;
- częstotliwość zmian pulsacyjnego obciążenia zewnętrznego;
- modulacja amplitudy zmian pulsacyjnego obciążenia zewnętrznego działającego na stojak;
- objętość cieczy w komorze podtłokowej stojaka.



Rys. 4. Schemat układu badawczo-pomiarowego

1 - stojak GIG-SHC-40, 2 - zawór przelewowy stojaka, 3 - maszyna wytrzymałościowa z pulsatorem typu ZD-100 Pu, 4 - manometr tensometryczny, 5 - dynamometr tensometryczny, 6 - elektryczny czujnik przemieszczeń tłoczka zaworu przelewowego, 7 - elektryczny czujnik przemieszczeń trawersu maszyny w osi drgań

Dla przeprowadzenia powyższych badań zbudowano układ badawczo-pomiarowy wg schematu przedstawiony na rys. 4. Według tego schematu badany stojak GIG-SHC-40 (1), o skróconym cylindrze i rdzenniku, co było warunkiem umieszczenia go pomiędzy trawersami maszyny wytrzymałościowej o maksymalnym rozswie 0,75 m, ustawiono w maszynie do badań wytrzymałości na rozciąganie i ściskanie typu ZD-100 Pu (3) o zakresie obciążeń od 0-1000 kN i dokładności pomiaru w kl. 1 wyposażonej w pulsator pozwalający na wywoływanie pulsacyjnego obciążenia o modulowanej amplitudzie w zakresie od 0 - $\pm 90\%$ w stosunku do statycznego obciążenia początkowego i częstotliwości zmian obciążenia zmiennej bezstopniowo w zakresie od 5 \pm 12 Hz. Zawór przelewowy (2) stojaka wyposażono w elektryczny czujnik (6) pozwalający na rejestrację na oscylografie przemieszczeń tłoczka zaworu pod wpływem zmian ciśnienia w cylindrze stojaka, które również mierzone było za pomocą manometru tensometrycznego (4) umieszczonego bezpośrednio w cylindrze stojaka i rejestrowane na oscylografie. Obciążenie zewnętrzne działające na stojak odczytywano w czasie badań na urządzeniu wskazówkowym maszyny, przy czym urządzenie to pozwalało na odczyt chwilowego obciążenia statycznego oraz maksymalnego i minimalnego obciążenia pulsacyjnego. Obciążenie zewnętrzne działające na stojak mierzone było przez dynamometr tensometryczny (5) umieszczony pomiędzy rdzennikiem stojaka i trawersem maszyny oraz rejestrowane na oscylografie. Elektryczny czujnik (7) umożliwił pomiar częstotliwości drgań trawersów maszyny w czasie pulsacji oraz ich amplitudę.

Układ sterowania maszyny wytrzymałościowej posiadał urządzenia umożliwiające regulację i utrzymanie na żądanym stałym poziomie:

- statycznego obciążenia zewnętrznego,
- modulacji amplitudy zmian obciążenia i częstotliwości tych zmian,
- prędkości zsuwania się rdzennika stojaka do cylindra pod wpływem działania obciążenia zewnętrznego przekraczającego podporność zsuwu stojaka.

5. Wyniki badań

Uzyskane wyniki badań i pomiarów przeprowadzonych wg przyjętej metodyki zebrano w tablicy 1 i graficznie na rys. 5 obejmującym wykresy przebiegu modulacji amplitudy zmian pulsacyjnego obciążenia zewnętrznego działającego na stojak oraz odpowiadające poszczególnym modulacjom maksymalne chwilowe podporności stojaka i ciśnienia w komorze podtłokowej stojaka, w warunkach gdy statyczne obciążenie początkowe działające na stojak wynosiło kolejno 200, 300 i 400 kN, nominalna odporność robocza stojaka wynikająca z regulacji zaworu przelewowego wynosiła odpowiednio 400, 220, 320 oraz 420 kN, a częstotliwość zmian obciążenia 12 Hz. Natomiast na wykresie przedstawionym na rys. 6 podano przykładowo oscylograficzny zapis podporności stojaka (wg wskazań dynamometru tensometrycznego) i ciśnień w ko-

Zestawienie wyników badań

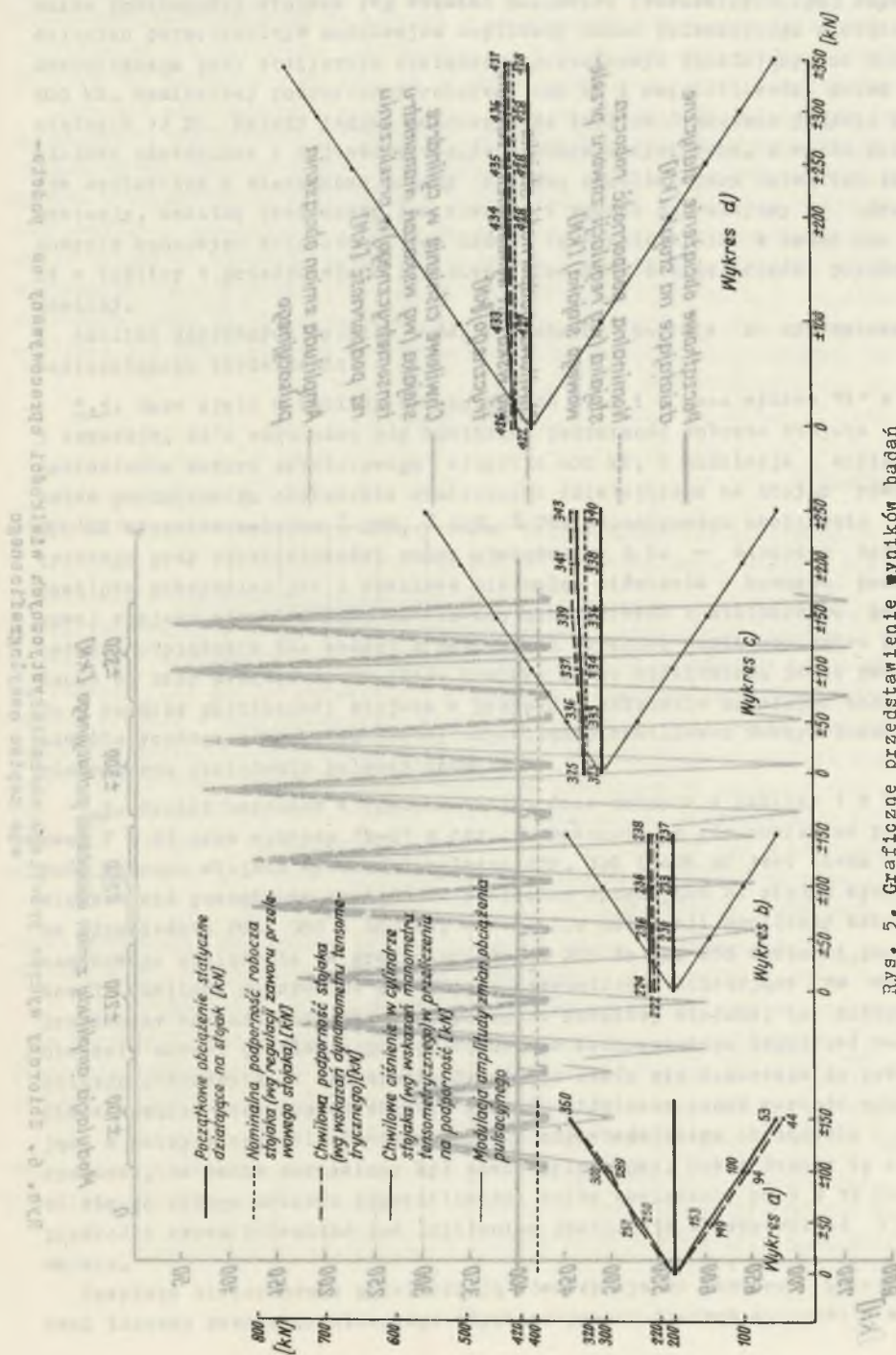
Lp.	PARAMETRY	Jednostka	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	Nominalna podporność stojaka wg regulacji zaworu przelewowego (kN)	kN	400			220					320					420				
2	Początkowe obciążenie statyczne działające na stojak (kN)	kN	200			200					300					400				
3	Częstotliwość zmian zewnętrznego obciążenia pulsacyjnego (Fz)	Hz	5			5	6,7	8,3	10	12	5	6,7	8,3	10	12	5	6,7	8,3	10	12
4	Modulacja amplitudy obciążenia pulsacyjnego w stosunku do obciążenia statycznego działającego na stojak	%	±25	±50	±75	± 25 ÷ ± 75					± 16,7 ÷ ± 83,3					± 25 ÷ ± 87,5				
		kN	±50	±100	±150	± 50 ÷ ± 150					± 50 ÷ ± 250					± 100 ÷ ± 350				
5	Ciśnienie w komorze podtkokowej stojaka odpowiadające maksymalnemu chwilowemu obciążeniu pulsacyjnemu (wg wskazań manometru tensometrycznego)	Maks	22,3	26,35	30,95	20,5	21,3	20,9	21,1	21,1	30,0	30,10	30,10	30,10	30,10	38,95	38,85	38,95	38,75	38,65
		Min	22,05	26,25	30,95	20,4	20,9	20,7	20,9	20,7	29,55	29,55	29,45	29,55	29,45	38,50	38,50	38,40	38,10	38,10
		Średn.	22,2	26,30	30,95	20,5	21,0	20,9	21,0	20,9	29,80	29,80	29,80	29,80	29,75	38,80	38,75	38,75	38,60	38,50
6	Maksymalna chwilowa podporność stojaka wywołana działaniem zewnętrznego obciążenia pulsacyjnego działającego na stojak (wg wskazań dynamometru tensometrycznego)	Maks	250	300	350	241	241	244	237	237	346	346	343	343	340	438	436	438	428	428
		Min	250	300	350	226	236	238	234	229	336	337	335	336	333	433	432	434	425	424
		Średn.	250	300	350	235	239	240	236	233	340	340	339	339	337	436	434	436	427	426
7	Ciśnienie w komorze podtkokowej stojaka odpowiadające maksymalnemu chwilowemu obciążeniu statycznemu (wg wskazań manometru tensometrycznego)	MN/m ²	22,1	26,5	30,95	19,65				19,65	28,50				28,50	37,30				
	dla danej podporności roboczej stojaka wynikającej z nastawienia zaworu przelewowego	kN	400	400	400	224				224	325				325	426				

Wykres a

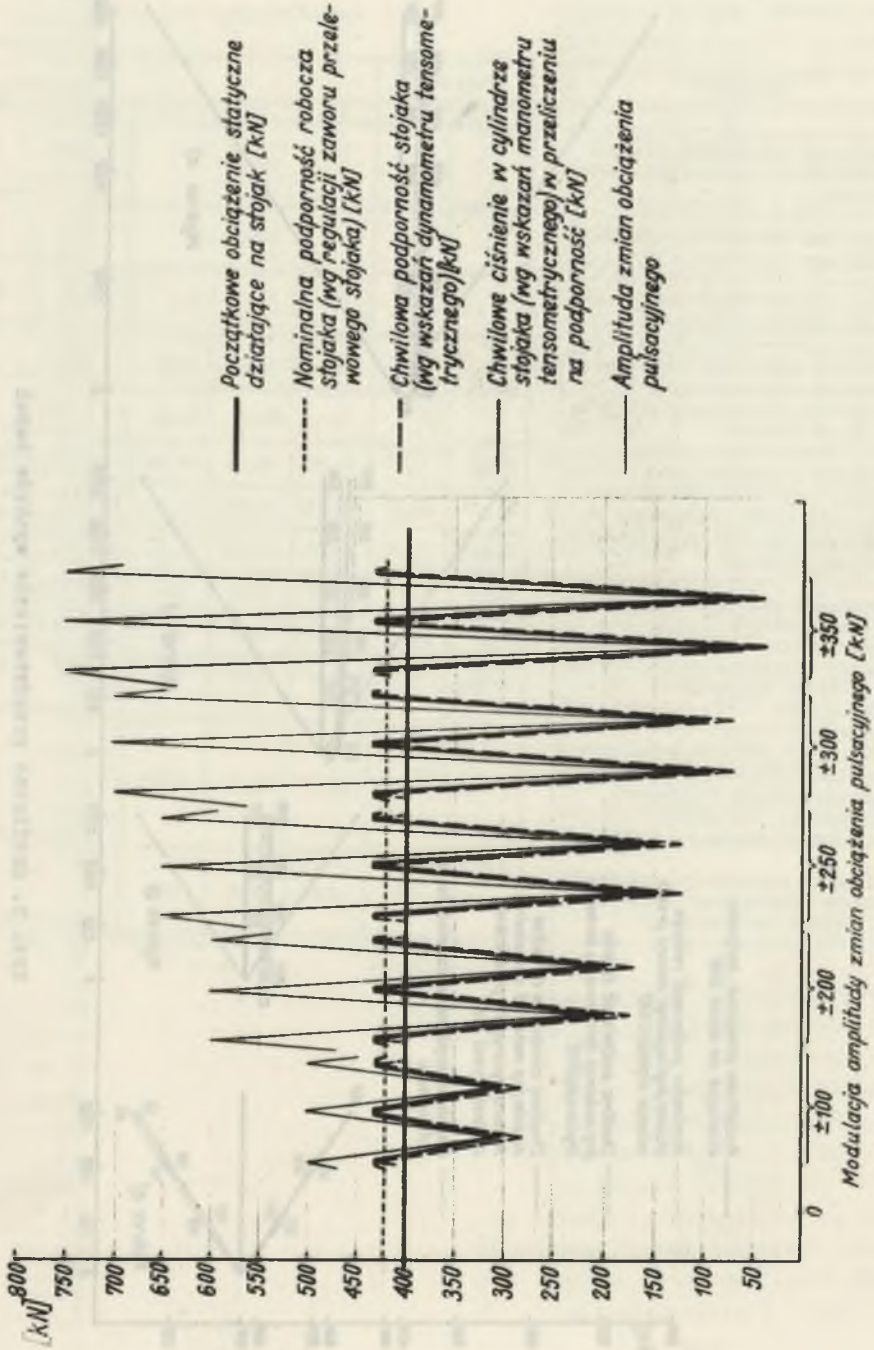
Wykres b

Wykres c

Wykres d



Rys. 5. Graficzne przedstawienie wyników badań



Rys. 6. Zbiorczy wykres przebiegu charakterystycznych wielkości opracowywany na podstawie zapisu oscylograficznego

morze podtłokowej stojaka (wg wskazań manometru tensometrycznego) odpowiadających poszczególnym modulacjom amplitudy zmian pulsacyjnego obciążenia zewnętrznego przy statycznym obciążeniu początkowym działającym na stojak 400 kN, nominalnej podporności roboczej 420 kN i częstotliwości zmian obciążenia 12 Hz. Należy jednak zaznaczyć, że tablica 1 zawiera jedynie przykładowe uśrednione i najważniejsze dane charakterystyczne, z wielu pomiarów zestawione w stosunkowo prosty sposób, umożliwiającą łatwą ich interpretację, analizę oraz ocenę jak również w sposób pozwalający na sprecyzowanie końcowych wniosków z tych badań. Pozostałe wyniki z badań nie ujęte w tablicy 1 przedstawiono i zinterpretowano w dalszej części poniższej analizy.

Analiza uzyskanych wyników badań i pomiarów pozwala na sformułowanie następujących stwierdzeń:

5.1. Dane ujęte w tablicy 1 w kolumnach 4, 5 i 6 oraz wykres "a" z rys. 5 wskazują, że w warunkach gdy nominalna podporność robocza stojaka (wg nastawienia zaworu przelewowego) wynosiła 400 kN, a modulacja amplitudy zmian początkowego obciążenia statycznego działającego na stojak równego 200 kN wynosiła kolejno $\pm 25\%$, $\pm 50\%$, $\pm 75\%$ początkowego obciążenia statycznego przy częstotliwości zmian obciążenia 5 Hz - mierzone zarówno chwilowe maksymalne jak i chwilowe minimalne ciśnienia w komorze podtłokowej stojaka odpowiadające chwilowemu maksymalnemu i minimalnemu pulsacyjnemu obciążeniu dla każdej z przyjętych wartości amplitudy zmian obciążenia są przy uwzględnieniu błędu pomiaru równe ciśnieniom, jakie powstają w komorze podtłokowej stojaka w przypadku działania na stojak obciążenia statycznego o wartości równej odpowiednio chwilowemu maksymalnemu i minimalnemu obciążeniu pulsacyjnemu.

5.2. Wyniki uzyskane w trakcie badań, dane zebrane w tablicy 1 w kolumnach 7 ÷ 21 oraz wykresy "b-d" z rys. 5 wskazują, że gdy nominalna podporność robocza stojaka wynosząca kolejno 220, 320 i 420 kN jest nieco tylko większa niż początkowe obciążenie statyczne działające na stojak wynoszące odpowiednio 200, 300 i 400 kN, a w wyniku modulacji amplitudy zmian początkowego obciążenia (w granicach od ok. 20% do ok. 85% wartości początkowej) chwilowe maksymalne obciążenie zewnętrzne działające na stojak przekroczy wartość nominalnej podporności roboczej stojaka, to następuje otwarcie zaworu przelewowego odpowiadające każdorazowemu impulsowi maksymalnego obciążenia. W ten sposób działając zawór nie dopuszcza do powstania w komorze podtłokowej stojaka wzrostu ciśnienia ponad wartość wynikającą z maksymalnego ciśnienia roboczego odpowiadającego obciążeniu statycznemu, na jakie nastawiony był zawór przelewowy. Stwierdzenie to odnosi się do całego zakresu częstotliwości zmian obciążenia od 5 ÷ 12 Hz i prędkości zsuwu rdzennika pod działaniem obciążenia w zakresie od 3 - 10 mm/min.

Powyższe stwierdzenie potwierdzają również wyniki pomiaru przesunięć tłoczka zaworu przelewowego odpowiadających zmianom ciśnienia w ko-

morze podtłokowej stojaka, gdyż częstotliwość tych przemieszczeń jest równa częstotliwości zmian obciążenia, a jedynie wartość przemieszczeń maksymalnych tłoczka w czasie pulsacji o maksymalnej amplitudzie i maksymalnej częstotliwości zmian obciążenia wzrasta do 3,25 mm w stosunku do 2,91 mm przy obciążeniu statycznym, co jest spowodowane bezwładnością tłoczka.

Wależy zaznaczyć, że niewielki (maksymalnie ok. 5%) wzrost ciśnienia chwilowego, odpowiadającego maksymalnej amplitudzie obciążenia pulsacyjnego ponad ciśnienie, jakie wynikałoby z obciążenia statycznego, o wartości maksymalnego obciążenia pulsacyjnego - jest spowodowany zwiększonymi oporami przepływu przez zawór cieczy o chwilowym większym natężeniu wynoszącym ok. 0,2 dm³/s, odpowiadającym chwilowej prędkości zsuwu rdzennika stojaka 1 m/min (17,5 mm/s). Zwiększona chwilowa prędkość zsuwu rdzennika jest spowodowana drganiami trawersu maszyny o okresie 0,086 s i amplitudzie przemieszczenia $\pm 1,5$ mm.

6. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i pomiarów w oparciu o dokonaną analizę wyników można sformułować następujące wnioski:

6.1. Zawór przelewowy typu tłoczkowego stojaka GIG-SHC-40 w warunkach, gdy nominalna podporność robocza stojaka jest ≤ 420 kN, modulacja amplitudy zmian obciążenia pulsacyjnego działającego na stojak nie przekracza $\pm 90\%$ wartości początkowego obciążenia statycznego ≤ 400 kN, częstotliwość tych zmian jest ≤ 12 Hz, minimalna objętość cieczy w komorze podtłokowej stojaka $\geq 0,22$ dm³, a chwilowa maksymalna prędkość zsuwu rdzennika stojaka w czasie pulsacyjnego działania obciążenia jest ≤ 1 m/min (17,5 mm/s) - zabezpiecza hydrauliczny układ podpornościowy stojaka przed powstawaniem w nim chwilowego ciśnienia przekraczającego o więcej niż 10% ciśnienie wynikające z maksymalnej podporności roboczej, na jaką nastawiony jest zawór przelewowy.

6.2. Można przyjąć, że stojak hydrauliczny GIG-SHC-40 wyposażony w badany zawór przelewowy może przejmować pulsacyjne obciążenie spowodowane drganiami warstw stropu w zakresie podanym w poprzednim wniosku.

6.3. Licząc się z możliwością powstawania drgań stropu o większej częstotliwości i energii wskazane jest rozszerzenie zakresu przeprowadzonych badań na częstotliwości do ok. 100 Hz i prędkości zsuwu rdzennika stojaka pod wpływem działania obciążenia do ok. 0,3 m/s.

6.4. Celowe jest również przeprowadzenie badań porównawczych o podobnym zakresie w odniesieniu do zaworów przelewowych innych konstrukcji stosowanych w stojakach hydraulicznych np. GS, SHZ-30 i in.

ИССЛЕДОВАНИЯ СТОЙКИ GIG-SHC-40 ПОД ДИНАМИЧЕСКИМ ДЕЙСТВИЕМ
КРОВЕЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Р е з ю м е

В статье представлен важный вопрос работы крепи под влиянием динамической нагрузки. В ней показаны результаты лабораторных исследований и дан анализ с точки зрения горнопромышленной практики.

CONCERNING A GIG-SHC-40 PROP AFFECTED BY THE DYNAMIC ACTIVITY
OF ROOF VIBRATIONS

S u m m a r y

The paper deals with the important problem of the behaviour of linings affected by dynamic loads. The results of laboratory tests have been presented, as well as their analysis from the point of view of the mining practice.