

METODA GENERACJI WYBUCHOWYCH DYNAMICZNYCH OBCIĄŻEŃ SYMULUJĄCYCH TĄPNIECIE

ROMAN KRZEWIŃSKI, ANDRZEJ SPYCHAŁA,
RADOSŁAW TRĘBIŃSKI, WACŁAW WARACHIM,
EDWARD WŁODARCZYK, MIECZYSLAW ZIELIŃSKI

WAT

1. Wstęp

Jednym z podstawowych zagrożeń występujących w górnictwie podziemnym są tąpnięcia górotworu. Tąpnięcie, będące procesem gwałtownego odciążenia się górotworu, generuje fale naprężeń, które wprawiają w ruch masy skalne sąsiadujące z wyrobiskami górnictwymi. W wyniku tego pojawiają się duże, szybkozmienne obciążenia działające na górnicze obudowy ścianowe. Dla zabezpieczenia wyrobisk przed skutkami tąpnięć konieczne jest przystosowanie elementów obudów zmechanizowanych do pracy w warunkach obciążeń dynamicznych występujących w pokładach tąpniących. Szczególnej uwagi wymaga konstrukcja stojaków i osprzętu hydraulicznego przejmującego obciążenie dynamiczne.

Stan wiedzy na temat wielkości i czasu trwania obciążeń dynamicznych przejmowanych przez obudowy nie pozwala na opracowanie jednoznacznej metody oceny przydatności elementów konstrukcyjnych obudów zmechanizowanych do pracy w warunkach pokładów tąpniących. Pozostaje tym samym jedynie metoda porównawcza określania wytrzymałości dynamicznej elementów konstrukcyjnych obudów zmechanizowanych na stanowiskach symulujących obciążenia generowane tąpnięciem. Powszechnie stosowaną metodą badania dynamicznej wytrzymałości stojaków jest metoda kafarowa. Metoda ta posiada szereg istotnych wad, do których należą:

- wyzwalanie dużych energii uderzenia wymaga dużej wysokości spadania masy, tym samym konstrukcja stanowiska musi być odpowiednio wysoka;
- skomplikowana zmiana masy bijaka konieczna do wywoływania różnych obciążeń;
- budowa dużych i kosztownych fundamentów;
- zagrożenie środowiska spowodowane przenoszeniem się drgań wywołanych uderzeniem.

Wady stanowiska kafarowego, a szczególnie jego szkodliwe oddziaływanie na otoczenie skłoniły autorów niniejszego opracowania do poszukiwania innych rozwiązań. Założono, że nowe stanowisko badawcze powinno stanowić układ zamknięty, w którym zbędny jest

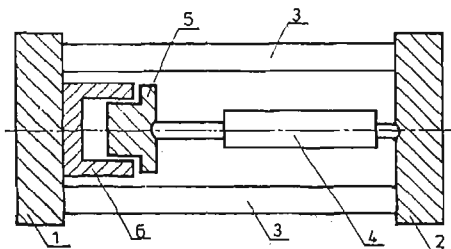
fundament. Drugim istotnym założeniem było poszukiwanie taniego źródła energii, charakteryzującego się dużą mocą. Postanowiono do generacji obciążeń wykorzystać energię pochodzącą z wybuchowego spalania prochu strzelniczego. Wyniki oszacowań oraz badania modelu stanowiska wskazywały, że zastosowanie generatora obciążeń wybuchowych umożliwi uzyskanie dużego obciążenia przy bardzo krótkim czasie jego narastania. Rezultaty badań wstępnych na stanowisku prototypowym w pełni potwierdziły tę prognozę.

W niniejszym opracowaniu przedstawiono opis stanowiska dynamicznej diagnostyki stojaków z wybuchowym generatorem obciążeń oraz wyniki badań skalujących. Prezentowany jest również matematyczny model stanowiska będący podstawą teoretycznej prognozy parametrów obciążeń generowanych na stanowisku, przeprowadzona jest dyskusja wyników i porównanie z wynikami badań doświadczalnych.

Na zakończenie sformułowane są wnioski dotyczące wybuchowej metody symulacji tąpnięć.

2. Opis stanowiska i wyniki badań skalujących

Schemat prototypowego stanowiska dynamicznej diagnostyki stojaków przedstawia rys. 1. Zamknięty układ stanowiska stanowią dwa bloki oporowe 1 i 2 połączone słupami 3. Badany stojak 4 rozparty jest pomiędzy tłokiem generatora 5 i blokiem oporowym



Rys. 1.

2. Wybuchowy generator obciążeń składa się z tłoka 5 i komory spalania 6 opartej o blok oporowy 1 [2].

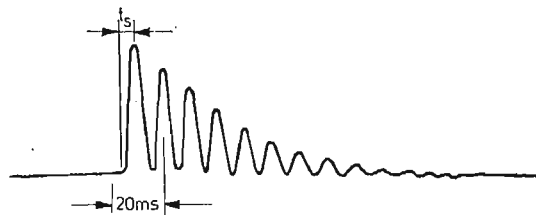
Obciążenie stojaka wywołane jest spalaniem ładunku prochowego. Spalanie inicjowane jest za pomocą zapłonika elektrycznego. Wielkość obciążenia dynamicznego regulowana jest gęstością ładowania komory. Gęstość ta definiowana jest jako stosunek masy ładunku prochowego do objętości komory spalania. Czas narastania oraz całkowity czas trwania obciążenia przy stałej gęstości ładowania można regulować wielkością i kształtem ziaren prochowych.

Prototypowe stanowisko poddane zostało badaniom skalującym. Oprzyrządowanie zawierało układy pomiarowe do rejestracji przebiegów ciśnienia w cylindrze stojaka, odkształceń ścianki cylindra, tłoczyska i przedłużacza stojaka oraz przemieszczeń części ruchomych stojaka. Przebiegi ciśnienia w cylindrze stojaka rejestrowano za pomocą pięciu równoległych kanałów pomiarowych. Dwa z nich zawierały przetworniki piezo-

elektryczne, pozostałe — manometry tensometryczne. Zastosowanie czujników piezoelektrycznych obok tensometrycznych miało na celu sprawdzenie poprawności rejestracji przebiegów dynamicznych przez manometry tensometryczne. Na podstawie wyników rejestracji przebiegów ciśnienia stwierdzono, że manometry tensometryczne wiernie rejestrują generowane ciśnienia i nie zachodzi potrzeba stosowania przetworników piezoelektrycznych.

Podstawowym celem badań skalujących było sprawdzenie założeń konstrukcyjnych i prawidłowości działania generatora obciążeń dynamicznych. Dodatkowym celem było zbadanie możliwości badawczych stanowiska, a w szczególności zbadanie wpływu gęstości ładowania na wielkość obciążenia oraz wpływu rodzaju prochu na czas narastania i trwania obciążenia. Przedmiotem badań były dwa typy stojaków: największy z produkowanych o średnicy 250 mm przy pełnym wysunięciu tłoczyska oraz stojak $\Phi 200$ mm, również przy pełnym wysunięciu tłoczyska. W obu typach stojaków wstępne ciśnienie w cylindrze wynosiło 25 MPa.

Na rys. 2 przedstawiono przykładowy oscylogram przebiegu ciśnienia w cylindrze stojaka $\Phi 250$ mm przy gęstości ładowania komory generatora $\Delta = 200$ kg/m³. Przebieg ciśnienia ma charakter tłumionych drgań o dość szybko malejącej amplitudzie. Naj-



Rys. 2.

bardziej istotne z punktu widzenia badań wytrzymałościowych jest pierwsze, najwyższe maksimum ciśnienia. Czas, w którym ciśnienie osiąga maksymalną wartość, przyjęto jako miarę czasu narastania obciążenia.

Wyniki badań stojaka $\Phi 250$ mm przedstawiono w tabeli 1. Zawiera ona pomierzone w kolejnych próbach wartości ciśnienia dynamicznego w cylindrze stojaka p_{ms} , czasu jego narastania t_s oraz naprężeń rozciągających w ścianie cylindra stojaka σ_{rc} i ściskających w ścianie tłoczyska σ_{sr} w funkcji gęstości ładowania komory generatora Δ . Przy próbie 6 naprężenia rozciągające w ścianie cylindra osiągnęły wartość znacznie przekraczającą minimalną wartość granicy plastyczności, co spowodowało wybrzuszenie cylindra i utratę jego szczelności.

Wyniki badań przedstawione w tabeli 1 ukazują możliwość uzyskiwania na stanowisku wielkości obciążeń zmieniających się w dużym zakresie, do obciążeń niszczących włącznie. Należy zwrócić uwagę na czasy narastania obciążenia t_s . Są one znacznie krótsze od czasów uzyskiwanych na stanowiskach katarowych.

Badania stojaków $\Phi 200$ mm dały rezultaty zbliżone do uzyskanych dla stojaków $\Phi 250$ mm. W trakcie badań wygenerowano obciążenie, przy którym nastąpiło rozzerwanie cylindra stojaka.

Tabela 1

Próba nr	Δ kg/m ³	p_{ms} MPa	t_s ms	σ_{rc} MPa	σ_{sr} MPa
1	50	35	8,5	91	78
2	100	60	5,0	313	264
3	150	95	4,0	495	427
4	200	115	4,0	573	491
5	200	125	3,5	586	500
6	300	155	3,0	797	682

W kolejnej serii prób zbadano wpływ rodzaju prochu na parametry obciążeń generowanych na stanowisku. Badania te przeprowadzono dla stojaków Φ 200 mm. Wyniki badań przedstawiono w tabeli 2. Z zastosowanych prochów największą grubość warstwy palnej posiadał proch RNDSI, najmniejszą WUFL. Jak wynika z danych przedstawionych w tabeli 2 odpowiedni dobór grubości warstwy palnej ziaren prochowych pozwala zmieniać czas narastania obciążenia w bardzo szerokim zakresie.

Tabela 2

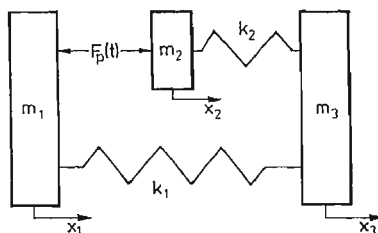
Próba nr	Δ kg/m ³	p_{ms} MPa	t_s ms	σ_{rc} MPa	σ_{sr} MPa	Proch
1	100	50	22,0	236	181	SW
2	220	80	50,0	369	283	RNDSI
3	200	110	15,5	491	377	SW
4	100	100	5,0	455	349	WUFL

3. Matematyczny model stanowiska

W fazie projektowania stanowiska opracowano model matematyczny, który posłużył do dokonania teoretycznej prognozy parametrów obciążenia. Celem tej prognozy była weryfikacja wybuchowej metody symulacji tąpnięć. Wyniki prognozy potwierdziły słuszność przyjętych założeń. Oszacowane wielkości obciążeń wykorzystano przy obliczeniach wytrzymałościowych elementów stanowiska. Po uruchomieniu stanowiska prototypowego i doświadczalnej weryfikacji modelu, wykorzystano go do planowania dalszych badań.

Dla oszacowania parametrów obciążenia generowanego na stanowisku przyjęto schemat zastępczy układu pokazany na rys. 3. Siła $Fp(t)$ reprezentuje siłę wywieraną przez gazy prochowe. Masa m_1 przedstawia sobą łączną masę bloku oporowego 1 i cylindra generatora 6 (rys. 1). Masa m_2 odpowiada masie tłoka generatora i ruchomych części siłownika. Masa m_3 reprezentuje łączną masę bloku oporowego 2 i cylindra stojaka. Symbolami k_1 i k_2 oznaczono zastępcze sztywności słupów i stojaka.

Na matematyczny model procesu fizycznego przebiegającego w rozpatrywanym układzie składają się równania opisujące proces palenia się ładunku prochowego oraz rów-



Rys. 3.

niania ruchu elementów układu. Proces palenia się ładunku prochowego i rozprężania gazów prochowych opisany jest w oparciu o następujące założenia:

- w komorze spalania panuje jednorodne ciśnienie;
- energię kinetyczną gazów prochowych można pominąć ze względu na małą masę ładunku w porównaniu z masami m_1 i m_2 ;
- zmiany stanu gazów prochowych opisuje równanie Abela

$$p(v_g - \alpha) = RT, \quad (3.1)$$

gdzie p — ciśnienie, v_g — objętość właściwa, α — kowolumen (współobjętość), R — stała gazowa, T — temperatura;

- pojemność cieplna gazów prochowych nie zależy od temperatury;
- palenie się ziaren prochowych podlega geometrycznemu prawu spalania [1]:

$$\frac{d\Psi}{dt} = \Gamma(\Psi)p, \quad \Gamma(\Psi) = \frac{\kappa u_1}{e_1} \sqrt{1 + 4 \frac{\lambda \Psi}{\kappa}}, \quad (3.2)$$

gdzie Ψ — względna objętość spalonego prochu, t — czas, κ , λ — charakterystyki kształtu ziarna prochowego, u_1 — liniowa prędkość palenia się prochu przy ciśnieniu atmosferycznym, e_1 — grubość warstwy palnej ziarna prochowego;

- straty energii związane są z oddawaniem ciepła ściankom komory spalania oraz ucieczką gazów prochowych z komory.

Opierając się na powyższych założeniach wyprowadzono równanie opisujące czasową zmianę ciśnienia w komorze generatora. Punktem wyjścia jest równanie bilansu energii dla mieszaniny gazowo-prochowej. Ma ono postać:

$$\frac{dE_w}{dt} = \frac{dE_G}{dt} + \frac{dL}{dt} + \frac{dQ}{dt} + \frac{dE_U}{dt}, \quad (3.3)$$

gdzie E_w , E_G , L , Q , E_U oznaczają odpowiednio: energię wydzieloną przy spalaniu prochu, energię wewnętrzną gazów prochowych, pracę przesunięcia mas m_1 i m_2 , straty ciepłne oraz straty energii na skutek ucieczki gazu z komory. Poszczególne składniki występujące w równaniu (3.3) można wyrazić w sposób następujący [1]:

$$\frac{dE_w}{dt} = \frac{\omega f}{\gamma - 1} \frac{d\Psi}{dt}, \quad (3.4)$$

$$\frac{dE_G}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\frac{P}{\gamma - 1} \left(V - \frac{1 - \Psi}{\delta} \omega - \alpha m_g \right) \right], \quad (3.5)$$

$$\frac{dL}{dt} = pA(v_2 - v_1), \quad (3.6)$$

$$\frac{dE_U}{dt} = E_G \frac{G}{m_g}, \quad (3.7)$$

gdzie ω — masa ładunku prochowego, f — siła prochu, γ — wykładnik izentropy gazów prochowych, V — bieżąca objętość komory, m_g — masa gazów prochowych, δ — gęstość stałego prochu, A — powierzchnia tłoka, v_1, v_2 — prędkość mas m_1 i m_2 , G — wydatek gazu uciekającego z komory. Uwzględniając wyrażenie na zmianę objętości:

$$V = V_0 + A(x_2 - x_1), \quad (3.8)$$

oraz związek (I1):

$$\frac{dm_g}{dt} = \omega \frac{d\Psi}{dt} - G, \quad (3.9)$$

i wykorzystując zależności (3.4) - (3.7) możemy równanie (3.3) przekształcić do postaci:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\gamma - 1}{V - \frac{1 - \Psi}{\delta} \omega - \alpha m_g} \left\{ \frac{\omega}{\gamma - 1} \left(f - \frac{p}{\delta} \right) \frac{d\Psi}{dt} - \frac{p}{\gamma - 1} \left[\gamma A(v_2 - v_1) + \right. \right. \\ \left. \left. - \alpha \frac{dm_g}{dt} \right] - \frac{dQ}{dt} \right\} - p \frac{G}{m_g}.$$

Równania (3.2), (3.9) i (3.10) opisują proces zachodzący w komorze generatora. Aby opisać cały proces zachodzący na stanowisku należy do nich dołączyć równania ruchu elementów stanowiska:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1} [F_0 + k_1(x_3 - x_1) - Ap], \quad (3.11)$$

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{m_2} [Ap - F_0 - k_2(x_2 - x_3)], \quad (3.12)$$

$$\frac{dv_3}{dt} = \frac{1}{m_3} [k_2(x_2 - x_3) - k_1(x_3 - x_1)], \quad (3.13)$$

$$\frac{dx_i}{dt} = v_i, \quad i = 1, 2, 3. \quad (3.14)$$

Symbol F_0 występujący w równaniach (3.11) i (3.12) oznacza siłę wstępnego rozparcia stojaka.

Warunki początkowe dla układu równań (3.2), (3.8), (3.10) - (3.14) mają postać:

$$p(0) = p_0 = \frac{F_0}{A}, \quad (3.15)$$

$$\Psi(0) = \frac{p_0 \left(\frac{V_0}{\omega} - \frac{1}{\delta} \right)}{f + p_0 \left(\alpha - \frac{1}{\delta} \right)}, \quad (3.16)$$

$$m_0(0) = \omega \Psi(0), \quad (3.17)$$

$$v_i(0) = 0, \quad i = 1, 2, 3, \quad (3.18)$$

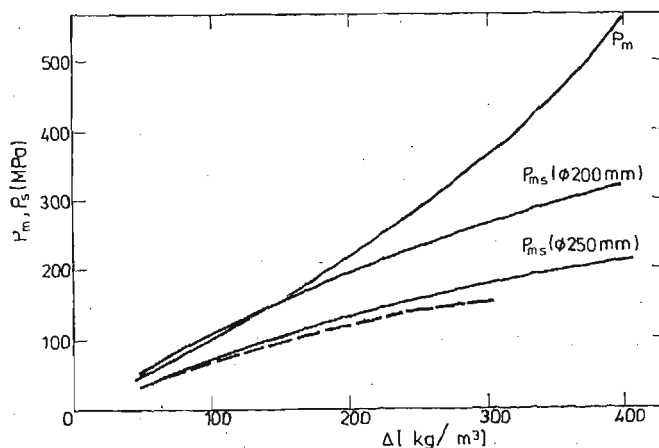
$$x_i(0) = 0. \quad (3.19)$$

Układ równań (3.2), (3.8), (3.10)÷(3.14) wraz z warunkami początkowymi (3.15) - (3.19) stanowi matematyczny model stanowiska. Układ ten rozwiązywany był w sposób numeryczny, metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu. Wyniki obliczeń przedstawione są w rozdziale 4.

4. Wyniki teoretycznej prognozy parametrów obciążenia

W obliczeniach przyjęto następujące wartości parametrów charakteryzujących układ: $m_1 = 4857$ kg, $m_2 = 368$ kg (343 kg) (dane bez nawiasów odnoszą się do stojaka Φ 250 mm, w nawiasach do stojaka Φ 200 mm), $V_0 = 1$ dm³, $A = 3,142$ dm², $f = 1$ MJ/kg, $\alpha = 0,9$ dm³/kg, $\delta = 1600$ kg/m³, $\gamma = 1,2$; $\kappa = 1,11$; $\lambda = -0,1$; $e_1 = 0,125 \cdot 10^{-3}$ m $u_1 = 0,9$ mm/sGPa, $k_1 = 4,05$ GN/m, $k_2 = 0,1041$ GN/m (0,0949 GN/m), $F_0 = 1227$ kN (785 kN). Zastępczą sztywność stojaka wyznaczono traktując go jako szeregowe połączenie dwóch elementów sprężystych: jednego odpowiadającego tłoczysku z przedłużaczem i drugiego odpowiadającego słupowi emulsji zawartej w cylindrze. W pierwszym etapie obliczeń pominięto wpływ efektów dyssypacji energii, tzn.^a przyjęto $\frac{dQ}{dt} = 0$; $G = 0$.

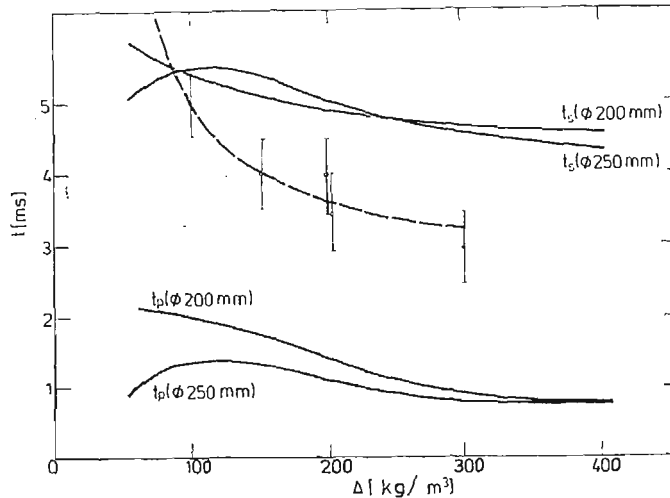
Otrzymane z obliczeń wartości maksymalnych ciśnień w generatorze p_m i w cylindrze stojaka p_{ms} w funkcji gęstości ładowania dla stojaków Φ 250 mm i Φ 200 mm przedstawiono na rys. 4. Jak wynika z przedstawionych wykresów, w zakresie dostępnych w układzie gęstości ładowania Δl do 400 kg/m³ możliwe jest uzyskanie w stojaku Φ 250 mm maksymalnych ciśnień rzędu 200 MPa, zaś w stojaku Φ 200 mm — rzędu 300 MPa, przy maksymalnym ciśnieniu gazów prochowych około 550 MPa. Prognozowane wartości



Rys. 4.

ciśnienia znacznie przekraczają wartości ciśnienia, przy których następuje zniszczenie stojaków.

Otrzymane z obliczeń czasy narastania ciśnienia w generatorze t_p i stojaku t_s w funkcji gęstości ładowania przedstawiono na rys. 5. Jak wynika z przedstawionych wykresów czas narastania obciążenia stosunkowo słabo zależy od gęstości ładowania i waha się w gra-



Rys. 5.

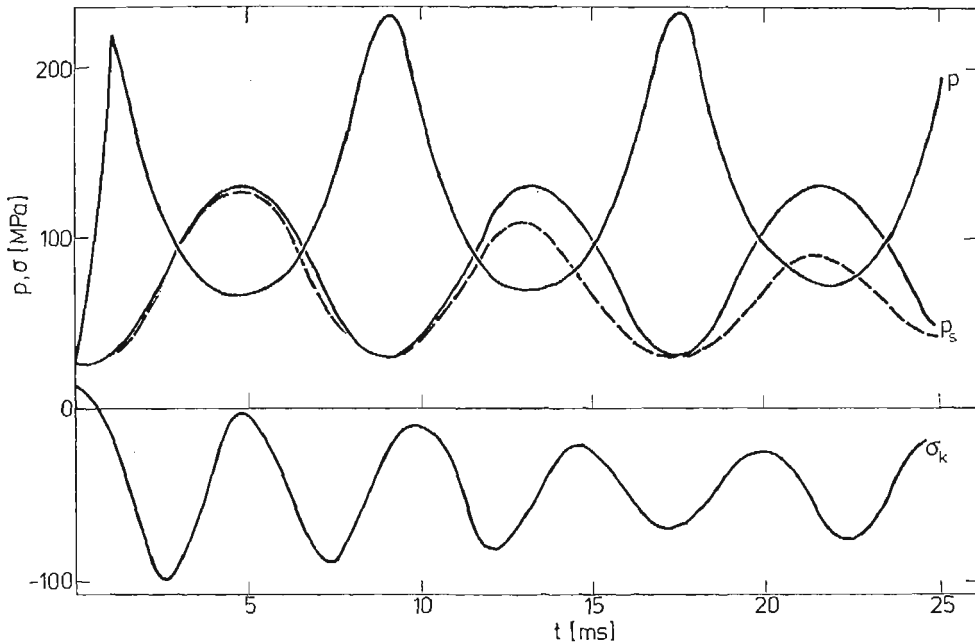
nicach 4,5 - 5,5 ms. Czas narastania ciśnienia w generatorze jest kilkakrotnie krótszy, co jest zrozumiałe zważywszy, że obciążenie przekazywane jest na siłownik przez elementy bezwładne.

Korzystając z wyników analizy numerycznej dokonajmy porównania wybuchowej i kafarowej metody generacji obciążeń dynamicznych. Otóż czas narastania ciśnienia w cylindrze stojaka zależy od prędkości z jaką porusza się masywny element obciążający stojak. Im większa jest prędkość tego elementu, tym krótszy jest czas narastania ciśnienia w cylindrze. Z analizy wynika, że tłok generatora uzyskuje prędkość rzędu kilkunastu m/s. Na przykład, dla gęstości ładowania $\Delta = 200 \text{ kg/m}^3$ uzyskuje się wartość maksymalnej prędkości tłoka równą 17,7 m/s. Prędkość tę osiąga tłok na drodze 24 mm. Dla uzyskania tej samej prędkości bijaka na stanowisku kafarowym należałoby unieść go na wysokość około 16 m. Porównanie dróg rozpędzania tłumaczy dlaczego wybuchowa metoda generacji obciążeń pozwala uzyskiwać czasy narastania ciśnienia w stojaku nieosiągalne w metodzie kafarowej.

Dla stojaka $\Phi 250 \text{ mm}$ dokonano porównania wyników analizy z wynikami badań na stanowisku prototypowym. Na rys. 4 i 5 linią przerywaną zaznaczono otrzymane eksperymentalnie zależności maksymalnego ciśnienia w siłowniku i czas narastania obciążenia od gęstości ładowania. W odniesieniu do maksymalnych wartości obciążenia wyniki obliczeń i eksperymentu pozostają w dobrej zgodności, z tym, że ze wzrostem gęstości ładowania powiększa się rozbieżność pomiędzy wynikami obliczeń i eksperymentu. Jest to spowodowane efektami dyssypacji energii w układzie oraz odkształceniem ścianek cylindra stojaka. Dla gęstości ładowania $\Delta = 300 \text{ kg/m}^3$ zaobserwowano trwałe odkształcenia

cylindra, co świadczy, że dla dużych obciążeń stojaka należy brać pod uwagę odkształcalność ścianek jego cylindra.

Czasy narastania obciążenia określone teoretycznie i eksperymentalnie pozostają w dobrej zgodności. Oceniając ich zgodność należy wziąć pod uwagę fakt, że dokładne określenie momentu uruchomienia tłoka generatora w oparciu o doświadczalne przebiegi ciśnienia jest utrudnione, gdyż początkowo ciśnienie narasta bardzo powoli (patrz rys. 6, wykres $p_s(t)$). Trudności z określeniem początku narastania obciążenia utrudniają porów-

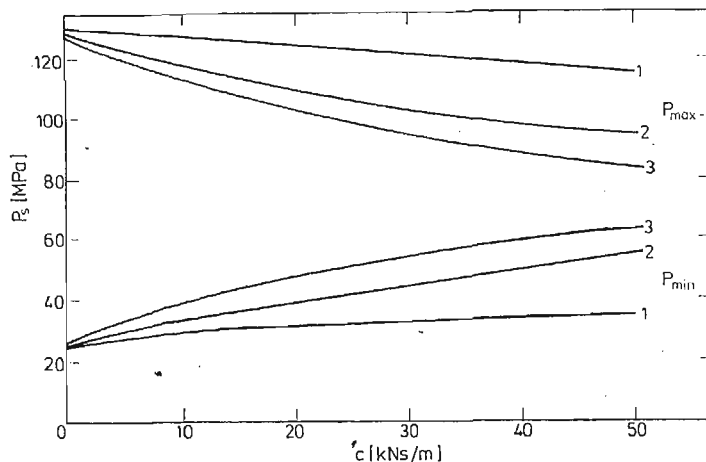


Rys. 6.

nianie czasowych przebiegów ciśnienia otrzymanych z obliczeń i eksperymentu. Aby przeprowadzić takie porównanie dokonano „synchronizacji” obu przebiegów, przyjmując jako wspólną taką chwilę, dla której na narastającej części pierwszego maksimum, ciśnienie osiąga połowę wartości maksymalnej. Wybór tego punktu podyktowany był tym, że jest to punkt największego nachylenia krzywej $p_s(t)$, co pozwala na precyzyjne określenie odpowiadającej mu chwili czasu. Zsynchronizowane w opisany wyżej sposób teoretyczny i doświadczalny przebiegi ciśnienia w cylindrze stojaka przedstawiono na rys. 6. Na rysunku tym przedstawiono również otrzymane z obliczeń przebiegi ciśnienia gazów prochowych $p(t)$ i naprężeń w słupach $\sigma_k(t)$.

Porównanie doświadczalnego i teoretycznego przebiegu ciśnienia wykazuje dobrą zgodność dla pierwszej oscylacji ciśnienia. Dla dalszych oscylacji występuje dobra fazowa zgodność obu przebiegów, przy dość dużej rozbieżności w wielkości amplitudy drgań. Fakt ten nasunął przypuszczenie, że model stojaka powinien obok elementu sprężystego zawierać również tłumik. Obliczenia wykonane przy uwzględnieniu tłumienia wiskotycznego wykazały, że obserwowane w układzie tłumienie drgań należy łączyć z innymi efek-

tami. Na rys. 7 przedstawiono wykresy obrazujące zależność maksymalnej p_{\max} i minimalnej p_{\min} amplitudy trzech kolejnych oscylacji ciśnienia od współczynnika tłumienia c . Próba doboru takiej wartości współczynnika tłumienia, dla której otrzymano by zgodność obliczonych i pomierzonych wartości ciśnienia zakończyła się niepowodzeniem. Co więcej,



Rys. 7.

w obliczeniach uzyskano wzrost wartości kolejnych minimów. Tymczasem w badaniach stwierdzono nieznaczny spadek ich wartości. Istnieje zatem istotna różnica jakościowa, która skłania do poszukiwania innych mechanizmów tłumienia drgań w układzie. Rozpatrzono dwa takie mechanizmy: oddawanie ciepła przez gazy prochowe oraz ucieczkę gazów z komory generatora.

Wpływ efektu oddawania ciepła oszacowano posłużwszy się wzorem Mouraura — [1]. Wzór ten wyraża ilość ciepła oddawanego przez gazy prochowe jako liniową funkcję ciśnienia:

$$\frac{dQ}{dt} = D_1 p, \quad D_1 = \frac{C_M f(\gamma - 1) u_1 A_c}{0,7744 e_1}, \quad (4.1)$$

gdzie C_M — empiryczny współczynnik zależny od grubości warstwy palnej ziarna prochowego, A_c — powierzchnia wewnętrznych ścianek komory. Porównanie wyników eksperymentu i obliczeń wykonanych przy przyjęciu wyrażenia (4.1) na intensywność strat cieplnych pokazało, że oszacowany wpływ strat cieplnych nie daje takiej skali tłumienia drgań jak zaobserwowano w eksperymencie.

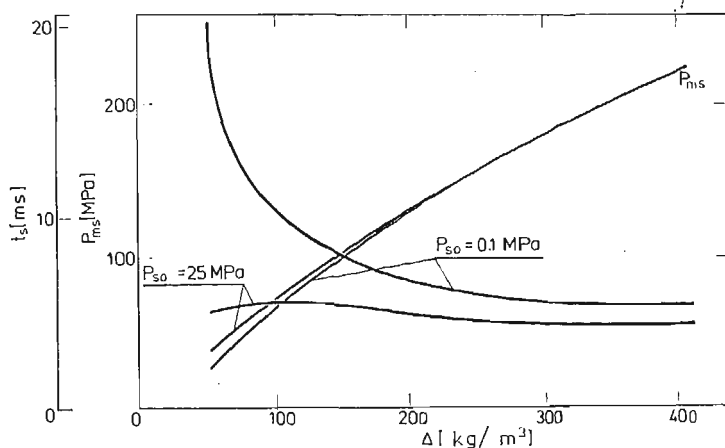
Dla ilościowego oszacowania efektu ucieczki gazów prochowych z komory generatora posłużono się analogią z wypływem gazu z komory spalania silnika raketowego na paliwo stałe. Zgodnie z tą analogią przyjęto, że wydatek gazu jest proporcjonalny do pierwiastka ze stosunku ciśnienia gazu i jego objętości właściwej:

$$G = D_2 \sqrt{\frac{p}{v_g}} = D_2 \sqrt{\frac{p m_g}{V}}, \quad (4.2)$$

gdzie D_2 — współczynnik proporcjonalności.

Wyniki obliczeń pokazały, że efekt ucieczki gazów prochowych daje skalę tłumienia drgań zbliżoną do obserwowanej w doświadczeniu. Sugeruje to, że efekt ten jest podstawowym mechanizmem tłumienia drgań w układzie.

Dla poszerzenia zakresu badań stanowiska pojawiła się potrzeba wydłużenia czasów narastania obciążenia. W tym celu rozpatrzono następujące możliwości: obniżenie wstępnej siły różporu F_0 , dołączenie dodatkowej masy Δm do tłoka generatora oraz zastosowanie prochu o większej grubości warstwy palnej e_1 . Na rys. 8 przedstawiono wykresy zależ-



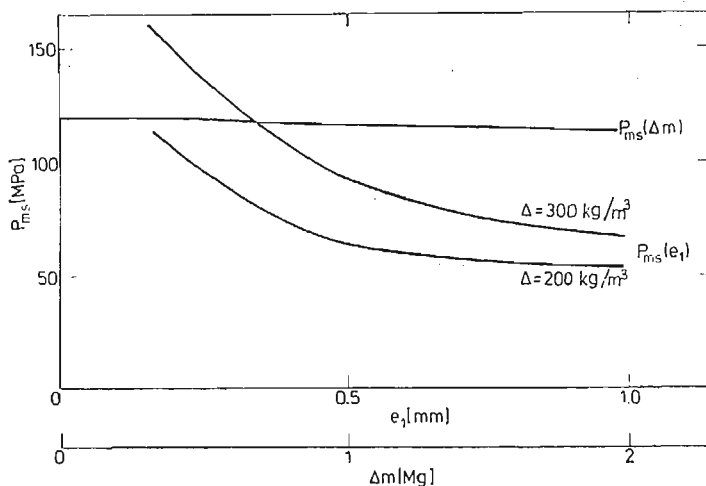
Rys. 8.

ności maksymalnego ciśnienia w cylindrze stojaka p_{ms} i czasu jego narastania t_s w funkcji gęstości ładowania dla dwóch różnych wartości ciśnienia wstępnego p_{so} — 0,1 i 25 MPa. Z porównania wykresów dla różnych wartości ciśnienia wstępnego p_{so} wynika, że obniżenie jego wartości niewiele wpływa na maksymalną wartość ciśnienia, powoduje natomiast pewne wydłużenie czasu narastania ciśnienia. Jednakże skala wzrostu czasu narastania ciśnienia nie pozwalałaby na istotne rozszerzenie możliwości badawczych stanowiska.

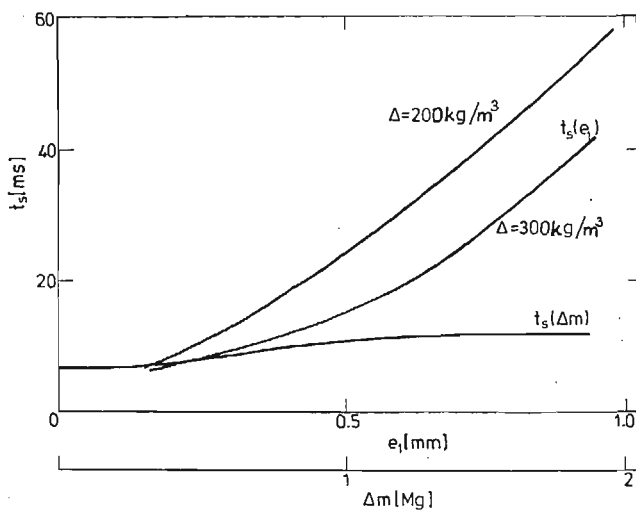
Wyniki analizy wpływu dodatkowej masy Δm dołączonej do tłoka generatora na maksymalne ciśnienie w stojaku i czas narastania ciśnienia przedstawiono na rys. 9 i 10. Jak wynika z przedstawionych wykresów, znaczny wzrost masy tłoka daje nieznaczny wzrost czasu narastania obciążenia, przy praktycznie stałym maksymalnym ciśnieniu. Otrzymane wyniki wskazują, że zwiększenie masy tłoka nie jest efektywną drogą do wydłużenia czasu narastania obciążenia.

Wyniki analizy wpływu grubości warstwy palnej ziaren prochu e_1 na wartość czasu narastania obciążenia przedstawiono na rys. 10. Jak wynika z przedstawionych wykresów zastosowanie prochu o grubości warstwy palnej rzędu 1 mm pozwala uzyskać czasy narastania rzędu kilkudziesięciu milisekund. Wydłużenie czasu narastania ciśnienia odbywa się jednakże kosztem obniżenia maksymalnej wartości ciśnienia (rys. 9). Wyniki badań eksperymentalnych potwierdziły wnioski wynikające z analizy teoretycznej. Jak wynika z danych przedstawionych w tabeli 2, poprzez zastosowanie prochu o dużej grubości

warstwy palnej udało się uzyskać znaczne wydłużenie czasu narastania obciążenia. Towarzyszył temu znaczny spadek maksymalnej wartości ciśnienia.



Rys. 9.



Rys. 10.

5. Wnioski

Wyniki badań modelowych oraz badań skalujących prototypowego stanowiska do dynamicznej diagnostyki stojaków pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Wybuchowa metoda generacji obciążeń symulujących tąpnięcie pozwala na uzyskiwanie czasów narastania obciążeń niedostępnych przy innych metodach generacji obciążeń.

2. Metoda wybuchowa pozwala w prosty sposób zmieniać w szerokim zakresie wielkość obciążenia generowanego na stanowisku. Realizuje się to poprzez zmianę gęstości ładowania komory spalania. Badania na stanowisku prototypowym dowiodły, że metoda wybuchowa pozwala osiągnąć wielkości obciążeń, przy których następuje zniszczenie stojaka.
3. Zastosowanie materiałów wybuchowych o zmiennej grubości ziaren pozwala na dobór czasu narastania obciążenia dynamicznego stojaków w zakresie od 2 do 50 ms. Natomiast czas trwania obciążenia może się zmieniać w przedziale od 40 do 300 ms.
4. Stanowisko jest układem zamkniętym, bez fundamentów co znacznie obniża koszty jego budowy. Koszty te nie przekraczają 15% kosztów budowy stanowiska kafarowego.
5. Badania na stanowisku prototypowym potwierdziły w pełni brak szkodliwego oddziaływania na otaczające środowisko.

Literatura

1. М. Е. СЕРЕБРЯКОВ — *Внутренняя баллистика ствольных систем и пороховых ракет*, Москва, 1962.
2. R. KRZEWIŃSKI, A. SPYCHAŁA, R. TRĘBIŃSKI, W. WARACHIM, E. WŁODARCZYK, M. ZIELIŃSKI — *Metoda oraz stanowisko do badań stojaków obudów ścianowych obciążonych impulsem symulującym tąpnięcie*. VIII Zimowa Szkoła Mechaniki Górniczej, Wrocław, 1985 r.

Резюме

МЕТОД ГЕНЕРАЦИИ ВЗРЫВНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ИМИТИРУЮЩИХ ГОРНЫЙ УДАР

В работе представлена идея использования метода генерации взрывных нагрузок имитирующих горный удар окружающих горных пород для исследования динамической прочности конструктивных элементов горных стеночных креплений. Приведено описание прототипной исследовательской установки, а также представлены предварительные результаты исследований проведенных на этой установке. Предложена теоретическая модель описывающая генерацию динамических нагрузок взрывным методом. Проведено обсуждение результатов теоретического анализа параметров нагрузки и они сравнены с экспериментом.

Summary

METHOD FOR GENERATION OF EXPLOSIVE DYNAMIC LOADS SIMULATING A CRUMP

The idea of application of a method for generation of explosive dynamic loads simulating a crump to dynamical testing of structural components of lining is presented. The description of a test stand is given and the results of preliminary investigations carried out on the stand are shown. A theoretical model describing the dynamical loads generated by the explosion method is proposed. Results of a theoretical analysis of load parameters are discussed and compared with that of the experiment.

Praca wpłynęła do Redakcji dnia 17 grudnia 1984 roku