

Jan Szymała\*

## BADANIE ZJAWISKA UDERZENIA HYDRAULICZNEGO W PIONOWYCH INSTALACJACH POMPOWYCH W WARUNKACH LABORATORYJNYCH

### Streszczenie

W artykule przedstawiono sposób oceny uderzeń hydraulicznych, występujących w pionowych instalacjach pompowych, na podstawie badań modelowych. W tym celu do zbudowania modelu instalacji wykorzystano kryterium podobieństwa dla cieczy lepkich oraz przeprowadzono badania. Dodatkowo zaproponowano zastosowanie amortyzatora powietrzno-cieczowego ograniczającego wzrost ciśnienia w rurociągu podczas występowania uderzenia hydraulicznego.

### Investigation of water hammer phenomenon in vertical pumping installations under laboratory conditions

### Abstract

In the paper, a way of assessment on the basis of model investigations was presented of water hammer occurring in vertical pumping installations. In order to achieve this aim, a criterion of similarity for viscous liquids was used and tests were conducted for building the model of installation. Additionally, use of oleo-pneumatic shock absorber was proposed, restricting height of pressure in pipeline during occurrence of water hammer.

### WPROWADZENIE

Likwidacja zakładów górniczych w Polsce pociągnęła za sobą konieczność ochrony sąsiednich czynnych kopalń przed zalaniem. Wykorzystywane są w tym celu istniejące systemy głównego odwadniania, a także budowane nowe pompownie głębinowe (Franiel, Szymała, Wojtaczka 2001). W pompowniach głębinowych pozostawiony szyb jest traktowany jako zlewnia, w której instaluje się agregat głębinowy zawieszony na rurociągu tłocznym. Zaletą tego typu pompowni jest przede wszystkim:

- brak konieczności utrzymywania dużej liczby wyrobisk górniczych,
- minimalna liczba osób potrzebna do ich obsługi.

Czynniki te sprawiają, że pompownie głębinowe są rozwiązaniem dającym duże oszczędności.

Zwiększone wydajności agregatów głębinowych, powodujące zwiększenie prędkości przepływu wody w rurociągach, sprzyjają występowaniu w nich udarów hydraulicznych. Zjawisko uderzenia hydraulicznego jest stanem nieustalonym, bardzo złożonym i trudnym do modelowania matematycznego. Jego charakter, przebieg oraz

---

\* Główny Instytut Górnictwa.

skutki zależą od wielu czynników takich, jak: prędkość propagacji fali uderzeniowej, geometria układu, prędkość przepływu, rodzaj czynnika roboczego. Najczęstszą przyczyną powstawania uderzeń hydraulicznych w instalacjach pompowni głębinowych są awarie związane na przykład z nagłą przerwą w dostawie energii elektrycznej, albo niewłaściwym włączeniem lub wyłączeniem agregatów pompowych.

Zjawisko uderzenia hydraulicznego najprościej można przedstawić za pomocą modelu, który został opracowany przez Żukowskiego (Gryboś 1989). Model ten składa się z przewodu hydraulicznego o stałym przekroju, łączącego dwa zbiorniki, zamkniętego na jednym końcu zaworem odcinającym.

Wywołanie uderzenia hydraulicznego następuje przez nagłe zamknięcie zaworu na odpływie przewodu. W przewodzie z prędkością propagacji fali uderzeniowej wzrasta ciśnienie statyczne. Przyrost ciśnienia w przypadku pełnego uderzenia opisuje zależność

$$\Delta p = -\rho v c, \text{ Pa} \quad (1)$$

gdzie:

- $\rho$  – gęstość cieczy roboczej,
- $c$  – prędkość fali uderzeniowej,
- $v$  – prędkość przepływu.

Uderzenie pełne występuje w przypadku zamknięcia przepływu w czasie krótszym od powrotu fali uderzeniowej, czyli

$$t_c = \frac{2l}{c} > t_z \quad (2)$$

gdzie:

- $t_z$  – czas zamknięcia przepływu, s;
- $l$  – długość przewodu, m;
- $t_c$  – czas przebiegu fali uderzeniowej.

Wielkość propagacji fali uderzeniowej jest określana analitycznie na podstawie wielu formuł. Podstawową z nich jest, mimo wielu uproszczeń, stosowana do dziś, zależność podana przez Żukowskiego, a dotycząca rurociągów stalowych

$$v = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{DK}{\delta E}}}, \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad (3)$$

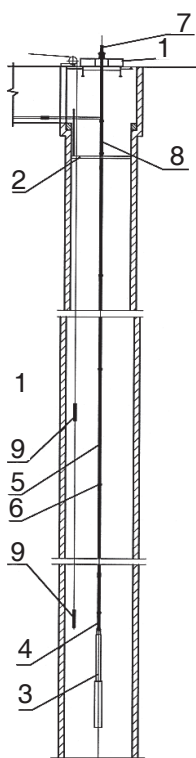
gdzie:

- $K$  – moduł sprężystości objętościowej cieczy roboczej, Pa;
- $\rho$  – gęstość cieczy roboczej,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ;
- $E$  – moduł sprężystości wzdłużnej materiału ściany przewodu, Pa;
- $D$  – średnica wewnętrzna przewodu hydraulicznego, m;
- $\delta$  – grubość ściany przewodu hydraulicznego, m.

Dobór zabezpieczenia do instalacji pompowni głębinowych wymaga wykonania wielu badań. Ze względu na trudny dostęp do instalacji, duże koszty związane z opuszczaniem pomp głębinowych oraz dużą wartość agregatów głębinowych, podjęto próbę minimalizacji skutków uderzeń hydraulicznych z wykorzystaniem badań modelowych, możliwych do wykonania w warunkach laboratoryjnych. Na podstawie uzyskanych wyników zostaną zaprojektowane i wykonane zabezpieczenia, a następnie sprawdzona ich skuteczność.

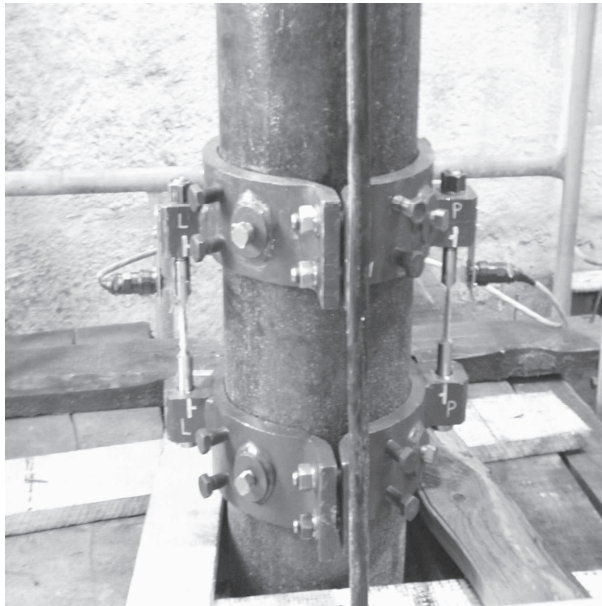
## 2. WYNIKI WSTĘPNYCH BADAŃ WYKONANYCH NA OBIEKCIE RZECZYWISTYM

Przedmiotem badań prowadzonych w Zakładzie Badań Urządzeń Mechanicznych Głównego Instytutu Górnictwa (Sprawozdanie... 2003) było określenie siły występującej w rurociągu pompowni Niwka-Modrzejów, schematycznie przedstawionej na rysunku 1. Badania polegały na pomiarze siły w czasie awaryjnego zatrzymania pompy za pomocą czujnika tensometrycznego, zabudowanego na rurociągu poniżej zrębu szybu (fot. 1).



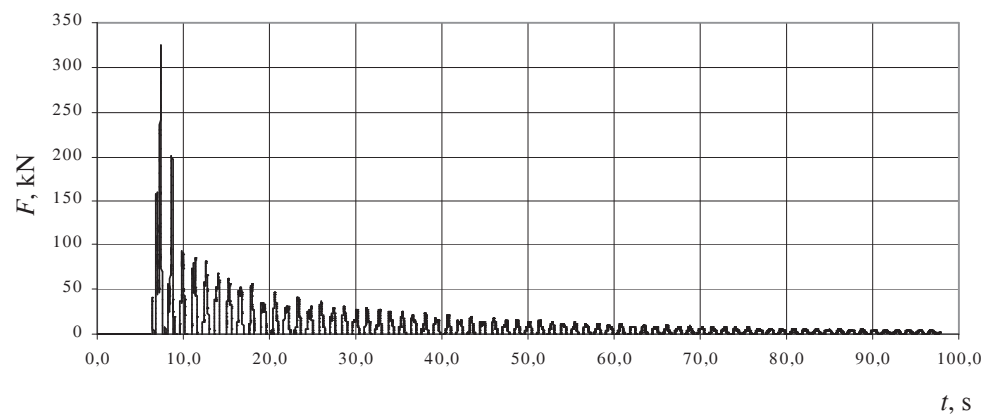
**Rys. 1.** Przekrój pionowy przez pompownię głębinową: 1 – pomost zamykający z podporą główną, 2 – pomost operacyjny, 3 – agregat pompowy, 4 – łącznik pompowy, 5 – rura okładzinowa, 6 – uchwyt kablowy, 7 – przepływomierz, 8 – czujnik siły, 9 – czujnik poziomu wody

**Fig. 1.** Vertical section of deep-well pump house: 1 – closing platform with main support, 2 – operating platform, 3 – pumping engine, 4 – pumping connector, 5 – lining pipe, 6 – cable handle, 7 – flow-meter, 8 – strain gauge, 9 – sensor of water level



Fot. 1. Tensometryczny czujnik siły  
Phot. 1. Strain gauge

W wyniku przeprowadzonych pomiarów otrzymano znaczne przyrosty wartości siły w czasie. Przykładowy wykres zmiany obciążenia rurociągu podczas awaryjnego wyłączenia pompy przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Zmiany obciążenia rurociągu podczas awaryjnego wyłączenia pompy:  $t$  – czas,  $F$  – obciążenie  
Fig. 2. Changes of pipeline load during pump emergency shut-down:  $t$  – time,  $F$  – load

### 3. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Uzyskane w powyższych badaniach wyniki nie są kompletne, głównie ze względu na brak wartości ciśnienia występującego nad agregatem głębinowym. Z tego względu

zdecydowano się na wykonanie badań modelowych analizowanego przypadku. Badania te obejmowały: zbudowanie modelu instalacji pompowni głębinowej z wykorzystaniem parametrów uzyskanych na obiekcie rzeczywistym, jego analizę, a następnie zastosowanie uzyskanych parametrów w badaniach na obiekcie rzeczywistym, po uprzednim ich przeliczeniu za pomocą odpowiednich zależności (Gryboś 1989).

Warunkami zupełnego podobieństwa przepływów niutonowskich są:

- identyczne równania opisujące te przepływy,
- geometrycznie podobne powierzchnie graniczne (tzn. opływane ciała lub ściany kanałów, przewodów itp.).

Podobieństwo przyjęto na podstawie równania Naviera-Stokesa dla cieczy lepkiej. W przypadku przepływu modelowego (jednowymiarowego) równanie ma postać (indeks 1)

$$\frac{\partial v_1}{\partial t_1} + v_1 \frac{\partial v_1}{\partial x_1} = F_1 - \frac{1}{\rho_1} \frac{\partial p_1}{\partial x_1} + \nu_1 \frac{\partial^2 v_1}{\partial x_1^2} \quad (4)$$

natomiast w przypadku przepływu rzeczywistego (indeks 2) przedstawia się następująco

$$\frac{\partial v_2}{\partial t_2} + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial x_2} = F_2 - \frac{1}{\rho_2} \frac{\partial p_2}{\partial x_2} + \nu_2 \frac{\partial^2 v_2}{\partial x_2^2} \quad (5)$$

Dwa pola fizyczne, na przykład pola ciśnienia, prędkości, sił, naprężeń itd. są podobne, jeżeli w każdej parze odpowiednich punktów przestrzenno-czasowych stosunek ich wartości jest taki sam. Stosunek taki nazywa się skalą wielkości

$$v_2 = k_v v_1 \quad \rho_2 = k_\rho \rho_1 \quad t_2 = k_t t_1 \quad l_2 = k_l l_1 \quad p_2 = k_p p_1$$

$$F_2 = k_F F_1 \quad \nu_2 = k_\nu \nu_1$$

Wykorzystując powyższą zależność, w równaniu (2) wielkości z indeksem 2 zastępuje się przez analogiczne wielkości z indeksem 1 i po uproszczeniach otrzymuje się warunek zupełnego podobieństwa przepływów niutonowskich

$$\frac{k_\nu}{k_t} = \frac{k_\nu^2}{k_l} = k_F = \frac{k_p}{k_\rho k_l} = \frac{k_\nu k_\nu}{k_l^2} = \text{const.} \quad (6)$$

gdzie:

- $k_\nu$  – współczynnik skali prędkości,
- $k_p$  – współczynnik skali ciśnienia,
- $k_\rho$  – współczynnik skali gęstości,
- $k_t$  – współczynnik skali czasu,
- $k_F$  – współczynnik skali sił masowych,
- $k_\nu$  – współczynnik skali lepkości,
- $k_l$  – współczynnik skali geometrycznej.

Ze względu na niemożność spełnienia powyższego równania, przy projektowaniu modelu ograniczono się do analizy podobieństw częściowych, w których uwzględniono jedną lub dwie wielkości o znaczeniu dominującym dla analizowanego zjawiska. Najpierw analizie poddano kryterium Reynoldsa (stosunek sił bezwładności do sił tarcia wewnętrznego), zgodnie z którym w przypadku podobieństwa dwóch przepływów, jest wymagane:

- geometryczne podobieństwo powierzchni granicznych,
- równość liczb Reynoldsa.

Do zaprojektowania modelu przyjęto następujące założenia:

- model zostanie wykonany z rur o średnicy 14,5 mm,
- średnica rurociągu pompowni głębinowej wyniesie 222,5 mm,
- prędkość przepływu wody przez obiekt (rurociąg pompowni głębinowej) wyniesie 2,7 m/s,
- w modelu zostanie wykorzystana ta sama ciecz co w pompowni głębinowej, tj. woda.

Z powyższych założeń wynikają następujące równości:

$$k_l = 15,3$$

$$k_v = 1$$

Do spełnienia kryterium Reynoldsa (stosunek sił bezwładności do sił tarcia wewnętrznego) jest wymagane, aby prędkość przepływającej wody w rurociągu modelowym wynosiła

$$V_1 = \frac{k_l}{k_v} V_2, \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad (7)$$

gdzie:

- $V_1$  – prędkość przepływu wody w rurociągu modelowym,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;
- $V_2 = 2,7$  – prędkość przepływu wody w rurociągu rzeczywistym,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;
- $k_l$  – współczynnik skali geometrycznej;
- $k_v$  – współczynnik skali lepkości.

Po podstawieniu wartości do powyższego równania, otrzymuje się:  $V_1 = 41,31$  m/s, czyli przy średnicy rur modelu 14,5 mm, przepływ wynosi 694 l/min.

Do wykonania badań na tak zaprojektowanym modelu jest wymagane uzyskanie przepływów około 700 l/min, co w warunkach laboratorium jest trudne do zrealizowania. Wynika stąd wniosek, że wykonanie badań na modelu instalacji głębinowej z wykorzystaniem kryterium podobieństwa Reynoldsa jest niemożliwe.

Drugim przeanalizowanym kryterium było kryterium Froude'a, zgodnie z którym do zapewnienia podobieństwa przepływów dwóch cieczy jest wymagane:

- geometryczne podobieństwo powierzchni granicznych,
- równość liczb Froude'a.

Liczba Froude'a stanowi stosunek sił bezwładności do ciężaru cieczy, a równość liczb Froude'a jest warunkiem częściowego podobieństwa pól sił i zjawisk wywołanych grawitacją w dwóch przepływach cieczy z powierzchnią swobodną (Gryboś 1989).

W celu zaprojektowania modelu pionowego ciągu pompowego przyjęto te same założenia, jak w przypadku modelu zaprojektowanego na podstawie kryterium Reynoldsa.

Warunkiem spełnienia równości liczb Froude'a jest zależność

$$V_1 = \frac{V_2}{\sqrt{k_l}}, \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} \quad (8)$$

gdzie:

$V_1$  – prędkość przepływu wody w rurociągu modelowym,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

$V_2 = 2,7$  – prędkość przepływu wody w rurociągu rzeczywistym,  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;

$k_l = 15,3$  – współczynnik skali geometrycznej.

Po podstawieniu wartości do powyższego równania, otrzymuje się:  $V_1 = 0,7$  m/s, czyli przy średnicy rur modelu 14,5 mm, przepływ wynosi 11,7 l/min.

Zastosowanie wyników pomiarów, uzyskanych na modelu w badaniach obiektu, wymaga zastosowania skal, które wynoszą odpowiednio:

- $k_v = \sqrt{k_l} = 3,9$  dla skali prędkości,
- $k_t = k_l k_v^{-1} = \sqrt{k_l} = 3,9$  dla skali czasu,
- $k_p = k_\rho k_v^2 k_l^2 = k_\rho k_l^3 = 3581,6$  dla skali sił.

#### 4. MODEL INSTALACJI

Model instalacji pompowej z pionowym rurociągiem, zrealizowany z wykorzystaniem kryterium Froude'a, miał następujące parametry:

- średnica rurociągu (wewnętrzna) 14,5 mm,
- długość rurociągu 10,0 m,

co odpowiada obiektowi rzeczywistemu o parametrach:

- średnica rurociągu (wewnętrzna) 222,5 mm,
- długość rurociągu 153,0 m.

Do wykonania modelu zostały użyte rury instalacyjne  $\frac{3}{4}$ ", elementy złączne, trójniki oraz zawory kulowe. Został on wyposażony w czujnik siły (fot. 2), czujnik ciśnienia (fot. 3). Parametry z czujników przez wzmacniacz były rejestrowane na komputerze PC (fot. 4).



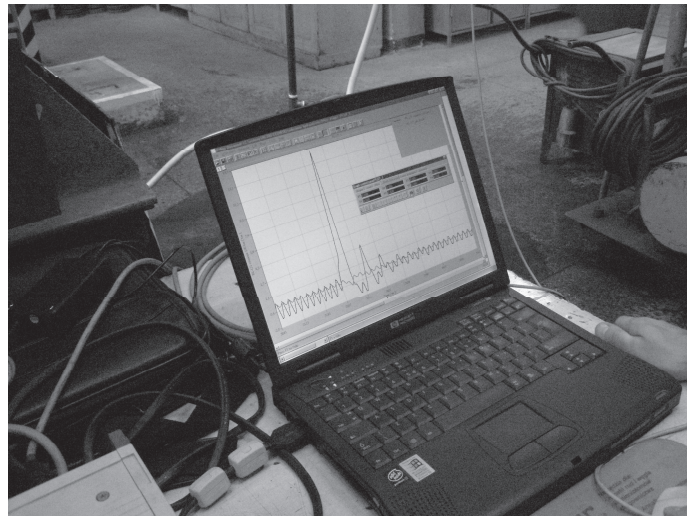


**Fot. 2.** Zamocowanie rurociągu na stanowisku pomiarowym

**Phot. 2.** Fastening of pipeline at measuring position



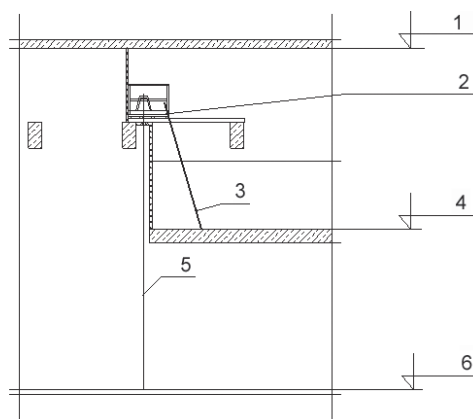
**Fot. 3.** Czujnik ciśnienia  
**Phot. 3.** Pressure pick-up



**Fot. 4.** Aparatura rejestrująca  
**Phot. 4.** Recording system



Instalacje wykonano w hali technologicznej Głównego Instytutu Górniczego, zgodnie z rysunkiem 3.



**Rys. 3.** Lokalizacja stanowiska pomiarowego w hali technologicznej GIG: 1 – poziom dachu, 2 – pomost roboczy 1,5×1,5 m z bali grubości 5 cm, 3 – drabina, 4 – poziom antresoli, 5 – badany rurociąg, 6 – poziom posadzki

**Fig. 3.** Location of measuring position in CMI's technological hall: 1 – roof level, 2 – 1,5×1,5 m working platform made of balks of 5 cm thickness, 3 – ladder, 4 – mezzanine level, 5 – studied pipeline, 6 – floor level

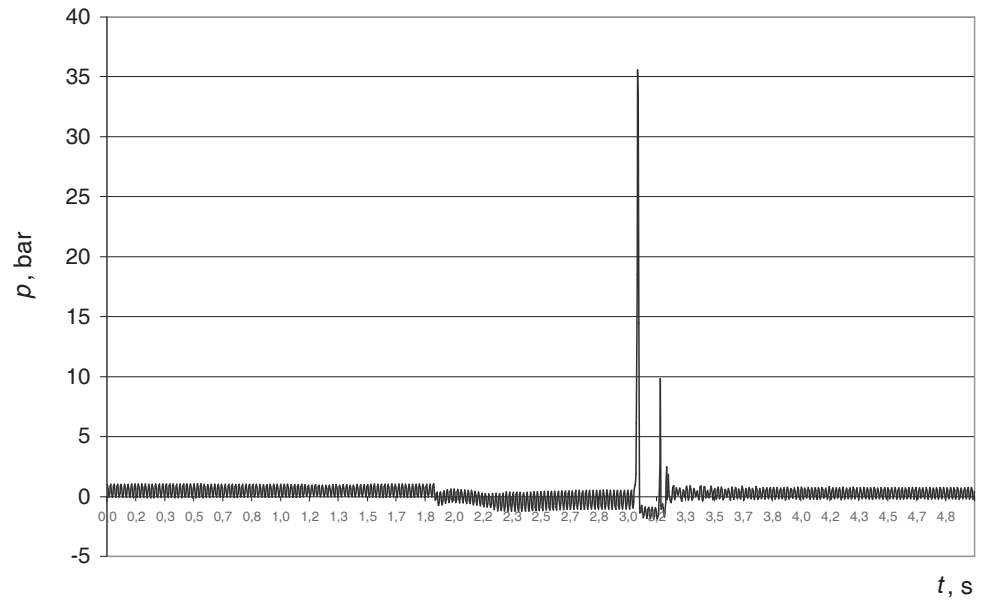
## 5. PRZEPROWADZONE POMIARY

Badanie uderzeń hydraulicznych w instalacji modelowej polegało na pomiarze przebiegu ciśnienia oraz siły w badanym rurociągu bez urządzeń zabezpieczających w czasie uderzenia hydraulicznego, wywołwanego za pomocą zaworu kulowego. Wykonano dwadzieścia prób. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunku 4 i 5. Maksymalne wartości ciśnienia i siły w czasie uderzenia hydraulicznego uzyskano dla próby nr 10; wyniosły odpowiednio 35,6 bar i –1,2 kN. Zestawienie wyników pomiarów przedstawiono w tabelicy 1.

Przeprowadzone pomiary ciśnienia i sił w czasie występowania uderzenia hydraulicznego wykazały ich bardzo duże przyrosty, kilkakrotnie większe niż obliczane na podstawie norm i wzoru Żukowskiego.

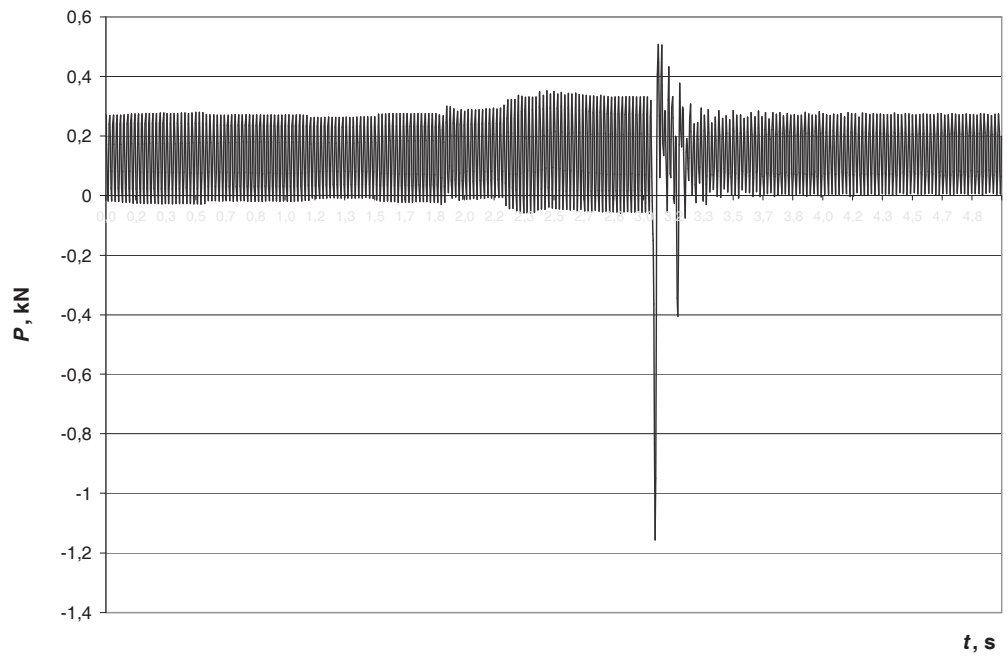
**Tabela 1.** Zestawienie wyników pomiarów uzyskanych w czasie pomiarów w rurociągu modelowym bez urządzeń zabezpieczających

Nr próby	Ciśnienie, bar	Siła, kN
10	35,6	-1,2
14	21,9	-0,9
9	28,1	-0,8
8	21,0	-1,0
6	30,8	-1,0



Rys. 4. Przebieg zmian ciśnienia w rurociągu modelowym (próba 10):  $t$  – czas,  $p$  – ciśnienie

Fig. 4. Pressure changes pattern in model pipeline (test 10):  $t$  – time,  $p$  – pressure



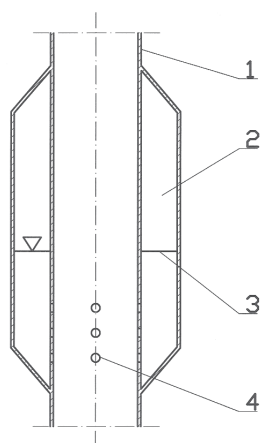
Rys. 5. Przebieg zmian siły w rurociągu modelowym (próba 10):  $t$  – czas,  $P$  – siła

Fig. 5. Force changes pattern in model pipeline (test 10):  $t$  – time,  $P$  – force

## 6. PROPOZYCJA ZASTOSOWANIA AMORTYZATORA POWIETRZNO-CIECZOWEGO

W celu wyeliminowania przyrostów ciśnienia w czasie badań zaprojektowano amortyzator powietrzno-cieczowy.

Urządzenie zostało wykonane w postaci dwóch rur (rys. 6) o różnych średnicach, z których mniejsza jest rurą ciągu pompowego (modelowego) (1). Większa rura zewnętrzna stanowi zbiornik powietrzno-cieczowy, w którym powietrze zgromadzone nad lustrem wody (3) jest amortyzatorem powietrznym (2). W celu umożliwienia przepływu wody między amortyzatorem a rurą ciągu pompowego wykonano w niej otwory (4). Pole powierzchni otworów jest równe polu powierzchni wewnętrznej rurociągu modelowego. Wymienione rozwiązanie zostało zgłoszone do opatentowania (Zgłoszenie...). Rysunek poglądowy amortyzatora powietrzno-cieczowego przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Amortyzator powietrzno-cieczowy: 1 – rura ciągu pompowego, 2 – amortyzator, 3 – lustro wody, 4 – otwory

Fig. 6. Oleo-pneumatic shock absorber: 1 – pumping pipe-line, 2 – shock absorber, 3 – water level, 4 – holes

## 7. POMIARY UDERZEŃ HYDRAULICZNYCH W RUROCIĄGU ZABEZPIECZONYM AMORTYZATOREM POWIETRZNO-CIECZOWYM

Rurociąg modelowy wyposażono w amortyzator powietrzno-cieczowy, zabudowany w dolnej jego części (fot. 5). Następnie przeprowadzono symulację uderzeń hydraulicznych. W symulacji rejestrowano ciśnienie oraz siłę w rurociągu. Przykładowe przebiegi ciśnienia oraz siły przedstawiono na rysunku 7 i 8. Pozostałe wyniki pomiarów zamieszczono w tablicy 2.

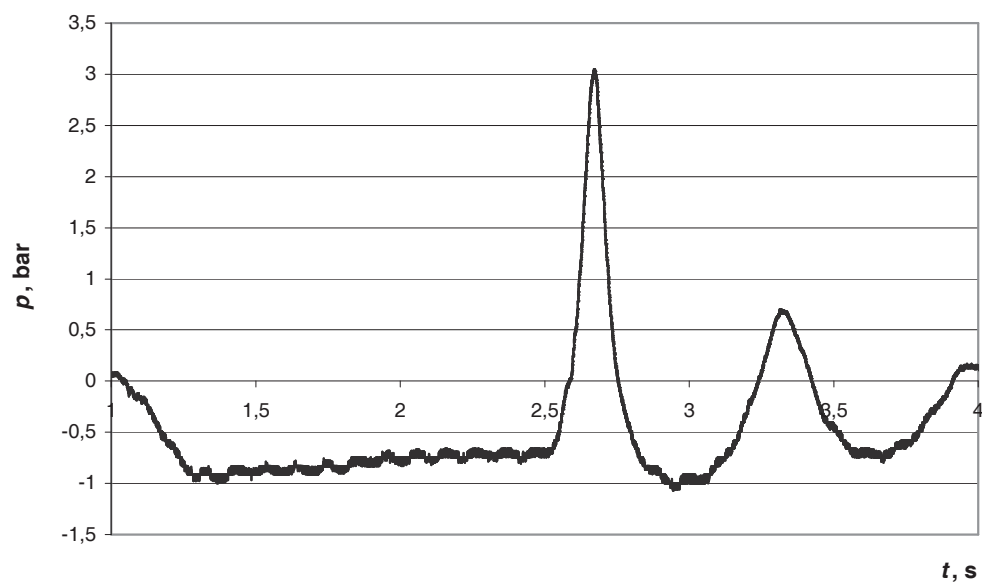


**Fot. 5.** Amortyzator powietrzno-cieczowy zabudowany na rurociągu modelowym  
**Phot. 5.** Oleo-pneumatic shock absorber built-up on a model pipeline

**Tablica 2.** Zestawienie wyników pomiarów przeprowadzonych w rurociągu modelowym z zabudowanym amortyzatorem powietrzno-cieczowym

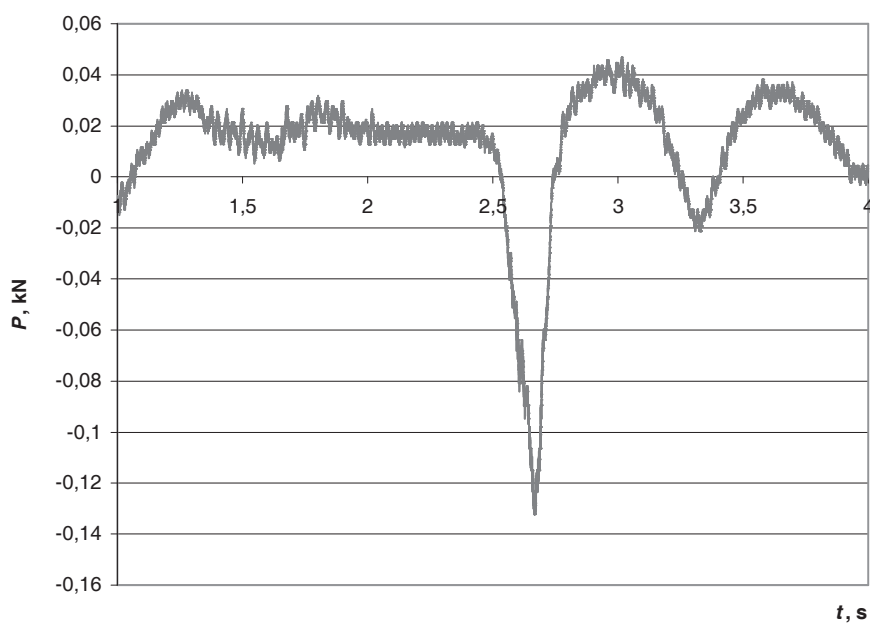
Nr próby	Ciśnienie, bar	Siła, kN
1	3,1	-0,13
2	3,9	-0,14
3	3,7	-0,13
4	4,2	-0,14
5	5,0	-0,21

Maksymalne ciśnienie w rurociągu, które wystąpiło w czasie przedstawionej próby, wyniosło 3,1 bar, natomiast maksymalna siła osiągnęła 0,13 kN.



Rys. 7. Przebieg zmian ciśnienia w rurociągu modelowym z zabudowanym amortyzatorem powietrzno-cieczowym:  
 $t$  – czas,  $p$  – ciśnienie

Fig. 7. Pressure changes pattern in model pipeline with built-up oleo-pneumatic shock absorber:  
 $t$  – time,  $p$  – pressure



Rys. 8. Przebieg zmian siły w rurociągu modelowym z zabudowanym amortyzatorem powietrzno-cieczowym:  
 $t$  – czas,  $P$  – siła

Fig. 8. Force changes pattern in model pipeline with built-up oleo-pneumatic shock absorber:  $t$  – time,  $P$  – force

**WNIOSKI**

Badania uderzeń hydraulicznych wykonane w rurociągu modelowym, bez urządzeń zabezpieczających wykazały, że przyrosty ciśnienia i siły są bardzo duże, kilkakrotnie większe niż te obliczane na podstawie norm i wzoru Żukowskiego. Dla próby nr 10 wyniosły one odpowiednio: 35,6 bar i 1,2 kN.

Zastosowanie na rurociągu modelowym amortyzatora powietrzno-cieczowego pozwoliło na zmniejszenie ciśnienia i siły w rurociągu w czasie uderzenia hydraulicznego do wartości 3,1 bar i 0,13 kN, co stanowi około 10% wartości uzyskanych w czasie badania rurociągu niezabezpieczonego.

Badania modelowe zostaną w przyszłości wykorzystane do zaprojektowania i wykonania amortyzatora powietrzno-cieczowego dla obiektu rzeczywistego, na podstawie kryterium Froude'a.

W celu dokładnego poznania zjawiska przewiduje się przeprowadzenie dodatkowych badań z zastosowaniem modelu rurociągu wiszącego, wykonanego z wykorzystaniem kryterium podobieństwa Eulera.

**Literatura**

1. Gryboś R. (1989): Podstawy mechaniki płynów. Warszawa, PWN.
2. Franiel J., Szymała J., Wojtaczka M. (2001): Odwadnianie likwidowanych kopalń pompami głębinowymi. Analiza techniczno-ekonomiczna. Budownictwo Górnicze i Tunelowe nr 1.
3. Sprawozdanie nr 03-78 GIG Zakład Badań Urządzeń Mechanicznych: Tensometryczne badania sił występujących w rurociągu DN 244,5×10 w głębinowej pompowni byłej kopalni „Niwka-Modrzejów” w czasie normalnej pracy pompy oraz w przypadku jej awaryjnego wyłączenia, w celu zachowania bezpieczeństwa pracy rurociągu, Maj 2003 r.
4. Zgłoszenie do Urzędu Patentowego RP pt. Rurociąg pionowy pompowni głębinowej.

**Recenzent:** prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński