

# Numeryczna analiza warunków pracy rurociągu przesyłowego w stanie nieustalonym

Numerical analysis of operating conditions of the transmission pipeline in transient states

KONRAD BABUL

DOI 10.36119/15.2020.11.4

Numeryczne symulacje przepływu, odwzorowujące modelowo rzeczywiste i zmienne w czasie warunki pracy instalacji obiektów kubaturowych i liniowych w dużej skali przemysłowej, umożliwiają jeszcze na etapie fazy projektowania wykonanie analizy ryzyka procesowego (HAZOP), przeprowadzenie wielowariantowej parametrycznej optymalizacji ekonomiczno-technologicznej oraz dokonanie wyboru najkorzystniejszego wariantu inwestycyjnego. Jednym z elementów tego typu analiz wykonywanych dla dużych strumieni objętości cieczy przesyłanych długimi rurociągami technologicznymi, może stanowić dobór odpowiednich czasów zamknięcia zaworów, który w efekcie minimalizacji zagrożeń związanych ze zjawiskiem uderzenia hydraulicznego, przyczyni się do zastosowania niższej klasy ciśnieniowej rurociągów lub pozwoli uniknąć potrzebę montażu akumulatorów hydraulicznych.

W artykule przedstawiono analizę warunków pracy układu hydraulicznego z rurociągiem przesyłowym wody technologicznej. Numerycznej weryfikacji poddana została procedura zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego. Zmiana parametrów pracy i charakterystyki geometrycznej układu hydraulicznego była źródłem stanów nieustalonych związanych z przepływem wody w rurociągu przesyłowym. Na podstawie przeprowadzonych symulacji wykazane zostały zagrożenia związane z możliwością wystąpienia zjawiska uderzenia hydraulicznego, prowadzące do skokowych przyrostów i spadków ciśnienia w układzie hydraulicznym. Występujący negatywny wpływ przepływów wstecznych wewnątrz rurociągu przesyłowego został skutecznie ograniczony w oparciu o przedstawioną procedurę doboru czasu zamknięcia zaworu. Weryfikacja warunków pracy układu hydraulicznego została przeprowadzona na podstawie wyznaczonego przebiegu zmian ciśnienia statycznego w rurociągu oraz określonych wartości granicznych tego ciśnienia, które w analizowanych warunkach pracy układu nie powinny zostać przekroczone.

*Słowa kluczowe: rurociąg przesyłowy, modelowanie numeryczne, uderzenie hydrauliczne, przepływ cieczy*

Numerical fluid flow simulations, which enable to model the real and transient operating conditions of large-scale industrial installations, make it possible to conduct process risk analysis (HAZOP), multi-variant parametrical economic and technological optimization, as well as selection of the most favorable variant for investment at the design stage. One of the elements of this type of analysis, which are performed for large volumetric flow rates of liquids through long technological and transmission pipelines, may be the selection of appropriate valve closing times, which as a result of risk minimizing associated with the phenomenon of water hammer, will contribute to the use of a lower pressure class of pipelines or avoid the need to install of surge tanks.

The article presents analysis of operating conditions of the hydraulic system with a process water transmission pipeline. The subject for numerical verification was the procedure, which includes closure of valves and switching off of the pumping system. The change of operating parameters and geometrical characteristics of the hydraulic system were the source of transients flow of water in the transmission pipeline. Based on the numerical simulations we demonstrated hazards related to the possibility of the phenomenon of water hammer, which lead to sudden increases and drops in pressure in the hydraulic system. The negative influence of backflows inside the transmission pipeline were effectively limited, based on the presented procedure of the valve closing time setting. Verification of operating conditions of the hydraulic system was carried out on the basis of the determined course of static pressure changes in the pipeline and specified limit values of this pressure, which should not be exceeded in analyzed operating conditions of the system.

*Keywords: transmission pipeline, numerical modeling, water hammer, fluid flow*

## Wprowadzenie

Przemysłowe układy procesowe ze względu na wymagania związane odpo-

wiednio z dostarczaniem oraz odprowadzaniem czynników w postaci różnego rodzaju substancji w stanie ciekłym, wyposażone są w rozbudowane i współpracują-

ce ze sobą układy technologiczne. Dodatkowo dla danego czynnika, określone warunki procesowe (tj. m.in. temperatura, ciśnienie, stopień zagrożenia wybuchem,

dr inż. Konrad Babul – <https://orcid.org/0000-0003-2719-3247>, Katedra Technologii Energetycznych, Turbin i Modelowania Procesów Ciepłno-Przepływowych, Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wroclawska, Adres do korespondencji/Corresponding author: [konrad.babul@pwr.edu.pl](mailto:konrad.babul@pwr.edu.pl)

itd.) determinują jednocześnie zakres wymagań i ograniczeń parametrów procesowych, które powinny zostać spełnione przez wszystkie poszczególne elementy projektowanego układu technologicznego. Dlatego zarówno na etapie projektu koncepcyjnego, jak i projektów wykonawczych, bardzo istotne jest przeprowadzenie analizy warunków pracy całego układu procesowego oraz wybranych jego elementów składowych, uwzględniając również określone warianty i scenariusze pracy instalacji.

Rozwój modeli matematycznych oraz numerycznych metod obliczeniowych, których celem jest odwzorowanie w sposób modelowy rzeczywistych procesów oraz warunków pracy urządzeń i instalacji, przyczynił się w znacznym stopniu do rozszerzenia możliwości weryfikacyjnych projektowanych układów technologicznych. W efekcie tego, jeszcze na etapie koncepcyjnym można poprzez wykonane symulacje modelowe warunków pracy elementów instalacji, jednoznacznie określić dla wybranych wariantów i scenariuszy pracy przewidywane zagrożenia oraz korzyści z zastosowanych rozwiązań projektowych. Weryfikacja tego typu jest szczególnie istotna w przypadku określenia warunków eksploatacyjnych elementów instalacji, pracujących w stanie nieustalonym, czyli zmiennym w czasie. Do analiz tego typu należy m.in. sprawdzenie warunków pracy układu technologicznego przy awaryjnym wyłączeniu pomp lub innego typu awarii elementów układu hydraulicznego, które mogłyby doprowadzić do zagrożenia zdrowia i życia ludzkiego lub być początkiem większej awarii całej instalacji. Przejście układu technologicznego z warunków pracy w stanie ustalonym do warunków pracy w stanie nieustalonym, może nastąpić m.in. po rozpoczęciu zamykania lub otwierania zaworów, stanowiących elementy armatury rurociągu przesyłowego.

Czynnikiem, który determinuje potrzebę przeprowadzenia tego typu symulacji numerycznych, jest najczęściej skala projektowanego obiektu lub instalacji przemysłowej. Im układ technologiczny wymaga zastosowania większych strumieni objętości dostarczanych do obiektów znacząco oddalonych od siebie, tym wraz ze wzrostem średnic rur coraz bardziej rosną również koszty inwestycyjne dla takiego układu pompowego oraz układu rurociągów przesyłowych. Dlatego w przypadku dużych instalacji technologicznych, tak istotnym elementem jest na etapie projektowania modelowa weryfikacja określonych wariantów i scenariuszy pracy instalacji, jak również

modelowa optymalizacja budowy oraz procedur eksploatacyjnych i warunków pracy układu technologicznego.

Jednym ze stanów pracy w warunkach nieustalonych (tj. zmiennych w czasie) rurociągu przesyłowego wody, który może prowadzić do niebezpiecznego wzrostu lub spadku ciśnienia w rurociągu jest zmiana pędu przepływającej cieczy. Im strumień objętości wody jest większy, a zmiany pędu tego strumienia następują w krótszym czasie, tym występują większe siły bezwładnościowe przepływającej cieczy [1]. Przykładem takiej zmiany pędu strumienia objętości wody może być zjawisko uderzenia hydraulicznego wywołane np. awaryjnym wyłączeniem pomp, które może doprowadzić do powstawania przepływu wstecznego wewnątrz rurociągu przesyłowego oraz powstania fali ciśnienia wewnątrz cieczy [2, 3]. Występujące na skutek uderzenia hydraulicznego oscylacyjne zmiany ciśnienia cieczy odpowiednio od wartości maksymalnej do wartości minimalnej mogą stanowić bardzo duże zagrożenie dla bezpieczeństwa eksploatacyjnego całej instalacji [4]. Kryterium pozwalającym ocenić destrukcyjny wpływ wystąpienia uderzenia hydraulicznego na instalację jest przekroczenie w analizowanej części rurociągu przesyłowego wartości ciśnienia dopuszczalnego. Dodatkowo oscylacyjne zmiany ciśnienia cieczy mogą prowadzić do uzyskania wartości poniżej ciśnienia parowania, co może skutkować m.in. rozerwaniem strugi cieczy oraz przyczynić się do lokalnego występowania stref podciśnienia wewnątrz rurociągu. W wyniku tego osiągnięte zostaną niekorzystne warunki pracy instalacji, które poprzez panujące warunki podciśnienia mogą prowadzić do awarii oraz zmniejszenia założonego na etapie projektowania okresu eksploatacji rurociągu przesyłowego.

W ramach założonego celu pracy, który obejmował sprawdzenie i przystosowanie procedury zamknięcia zaworów

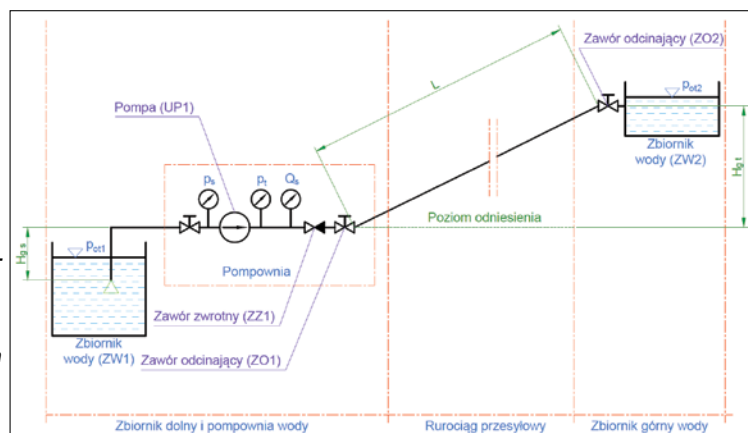
oraz wyłączenia układu pompowego, przeprowadzona została numeryczna analiza warunków pracy rurociągu przesyłowego wody technologicznej w stanie nieustalonym.

## Opis danych modelowych i metodyki badawczej

Numeryczna analiza warunków pracy rurociągu przesyłowego w ramach założonej procedury zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego, przeprowadzona została dla układu hydraulicznego, przedstawionego na rys. 1. Pompa (UP1) na skutek wytworzonego podciśnienia w rurociągu ssawnym, prowadzi do zassania wody technologicznej ze zbiornika (ZW1), a następnie, po wywołanym wzroście ciśnienia cieczy w układzie przepływowym pompy odśrodkowej (UP1), woda kierowana jest rurociągiem przesyłowym o długości  $L$  do zbiornika górnego (ZW2). Odpowiednio za pompą UP1 oraz bezpośrednio przed zbiornikiem ZW2, umieszczone zostały zawory ZO1 oraz ZO2, których zamknięcie lub otwarcie ma umożliwić regulację warunków pracy rurociągu przesyłowego. Różnica poziomów geometrycznych pomiędzy króćcem ssawnym i króćcem tłocznym rurociągu, a ustalonym poziomem odniesienia została oznaczona jako  $H_{g,s}$  oraz  $H_{g,t}$ . Całkowita zmiana wysokości stanowiła sumę  $H_{g,s}$  i  $H_{g,t}$ , przy jednoczesnym założeniu równości ciśnień panujących w zbiorniku ZW1 i ZW2, których wartość była równa:  $p_{ot1} = p_{ot2} = 1013 \text{ hPa}$ .

Charakterystyka parametrów pompowanej wody technologicznej przedstawiona została w tab. 1. Dla założonego ciśnienia  $p_p = 101,3 \text{ kPa}$  oraz temperatury  $t_p = 5^\circ\text{C}$  wyznaczona została wartość prędkości rozchodzenia się fal dźwiękowych w cieczy  $a_p = 1373 \text{ m/s}$  oraz ciśnienie pary nasyconej  $p_v = 855 \text{ Pa}$ . Zainicjowanie wystąpienia zjawiska uderzenia hydraulicznego w rurociągu przesyłowym

**Rysunek 1.** Schemat rysunkowy układu pompowego z rurociągiem przesyłowym  
**Figure 1.** Scheme drawing of pump system with transmission pipeline



oraz w dalszym etapie propagacja fali ciśnienia w cieczy jest wprost proporcjonalna do wartości prędkości dźwięku  $a_p$ . W normalnych warunkach eksploatacyjnych dochodzi do redukcji wartości  $a_p$ , która spowodowana jest elastycznością mechaniczną rurociągu, na co wpływ ma możliwość odkształcenia rurociągu, uzależniona m.in. od takich parametrów, jak moduł Young'a (E) czy charakterystyka geometryczna rurociągu. Dodatkowo w zaprojektowanym układzie hydraulicznym występujące oscylacyjne zmiany ciśnienia cieczy, wywołane zjawiskiem uderzenia hydraulicznego, nie powinny doprowadzić do uzyskiwania zbyt niskich wartości podciśnienia w rurociągu, a na pewno ciśnienie minimalne nie powinno osiągnąć wartości poniżej ciśnienia pary nasyconej  $p_v$ .

**Tabela 1. Właściwości płynu [5]**  
**Table 1. Properties of fluid [5]**

Płyn:		Woda (H <sub>2</sub> O)	
Charakterystyka parametrów płynu:			
Parametr	Wartość	Jednostka	
Ciśnienie ( $p_p$ )	101,3	kPa	
Temperatura ( $t_p$ )	5	°C	
Gęstość ( $\rho_p$ )	1000	kg/m <sup>3</sup>	
Współczynnik lepkości dynamicznej ( $\eta_p$ )	1,52	mPa·s	
Współczynnik sprężystości objętościowej ( $K_v$ )	1884	MPa	
Ciśnienie (prężność) pary nasyconej ( $p_v$ )	855	Pa	
Prędkość dźwięku ( $a_p$ )	1373	m/s	

Aby odwzorować modelowo rzeczywiste warunki pracy układu hydraulicznego, do algorytmu obliczeniowego zaimplementowana została charakterystyka pompy (UP1) w postaci zmian wysokości podnoszenia (H) w funkcji strumienia objętości (Q), którą przedstawia rys. 2. Dodatkowo, jako wynikowy punkt pracy pompy i układu hydraulicznego, przyjęte zostały parametry pracy odpowiadające przepływowi wody  $Q_p = 668 \text{ m}^3/\text{h}$ , co wynikowo pozwoliło uzyskać średnią wartość prędkości przepływu w rurociągu, wynoszącą  $c_{sr} = 1 \text{ m/s}$ .

Analiza warunków pracy przedstawiona w postaci zmian strumienia objętości oraz ciśnienia statycznego, została ograniczona do rurociągu przesyłowego wody technologicznej. W tab. 2 zestawiono cha-

**Tabela 2. Charakterystyka materiałowa i geometryczna rurociągu przesyłowego**  
**Table 2. Material and geometrical properties of the transmission pipeline**

Oznaczenie rury	DN 500	
Materiał rury	Stal	
Charakterystyka parametrów rurociągu przesyłowego:		
Parametr	Wartość	Jednostka
Średnica wewnętrzna rury ( $d_w$ )	486	mm
Grubość ścianki rury ( $g$ )	11	mm
Średnica zewnętrzna rury ( $d_z$ )	508	mm
Chropowatości bezwzględna rury ( $k$ )	0 / 1,5 / 3	mm
Pole przekroju rury (A)	0,186	m <sup>2</sup>
Moduł Young'e'a (E)	200	GPa
Współczynnik Poissona ( $\beta$ )	0,3	-
Długość rurociągu przesyłowego (L)	500	m

akterystykę materiałową i geometryczną rurociągu przesyłowego DN 500. Aby wyeliminować wpływ oporów hydraulicznych na początkowym etapie założono chropowatość bezwzględną rurociągu wynoszącą  $k = 0 \text{ mm}$ , jednocześnie dla celów weryfikacji poprawności wyników modelowych, symulacje numeryczne przeprowadzono również dla  $k = 1,5 \text{ mm}$  i  $k = 3 \text{ mm}$ . W analogiczny sposób założono bazową długość rurociągu  $L = 500 \text{ m}$ , którą na etapie wstępnych analiz weryfikacyjnych, rozszerzono o następujący zakres długości rurociągu L: 1 km, 2 km, 5 km, 10 km i 20 km.

W pierwszym etapie przyjęty zakres analiz numerycznych obejmował wyznaczenie parametrów pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym, które wykorzystane zostały również do weryfikacji poprawności uzyskiwanych wyników modelowych. Natomiast w drugim etapie przeprowadzono analizę warunków pracy rurocią-

gu przesyłowego wody technologicznej w stanie nieustalonym. W tym zakresie numerycznej weryfikacji poddana została procedura zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego, która obejmowała następujące kroki analizy:

Krok 1. – Układ hydrauliczny, pracuje w stanie ustalonym, przy parametrach odpowiadających punktowi pracy ( $Q_p$ ). Zawór ZO1 i ZO2 są w pełni otwarte (rys. 1).

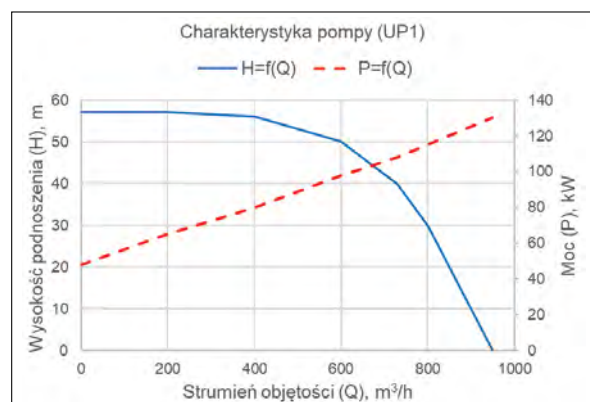
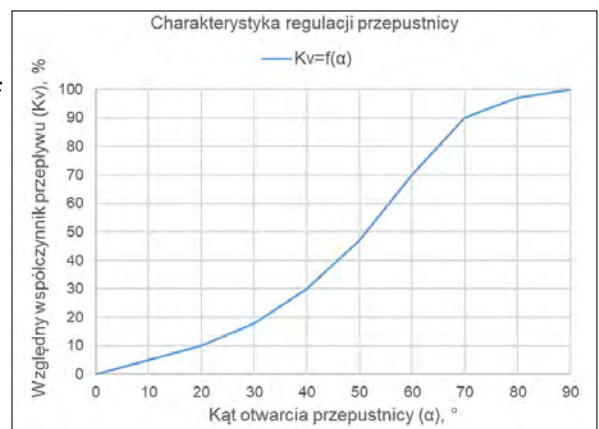
Krok 2. – Rozpoczęcie procedury zamykania zaworu ZO2, której całkowity czas jest równy przyjętemu czasowi zamknięcia zaworu ZO2.

Krok 3. – Po zakończeniu procedury zamykania zaworu ZO2, następuje wyłączenie układu pompowego oraz zamknię-

**Tabela 3. Charakterystyka zmian krzywej regulacji przepustnicy w funkcji czasu**  
**Table 3. Changes of regulations curve of butterfly valve in function of time**

$\tau$ s	$\alpha$ °	Kv	Kv %
0	0	0	0
1,11	20	520	10
1,67	30	1300	18
2,22	40	2600	30
2,78	50	4680	47
3,33	60	7800	70
3,89	70	10920	90
4,44	80	12480	97
5,00	90	13000	100

**Rysunek 3. Charakterystyka regulacji przepustnicy**  
**Figure 3. Regulations curve of butterfly valve**



**Rysunek 2. Charakterystyka pompy (UP1): wysokość podnoszenia (H) i moc (P) w funkcji strumienia objętości wody (Q)**  
**Figure 2. Pump characteristic (UP1): head (H) and power (P) in function of water volumetric flow rate (Q)**

cie zaworów znajdujących się bezpośrednio za pompą (UP1).

Aby odwzorować zmianę stopnia otwarcia zaworu ZO2 w funkcji czasu, przyjęta została charakterystyka zmian względnego współczynnika przepływu  $K_v$  w funkcji kąta otwarcia  $\alpha$ , która została przedstawiona dla przepustnicy na rys. 3. Jednocześnie zmianę czasu zamknięcia zaworu ( $\tau$ ), określono w postaci liniowej zależności czasu ( $\tau$ ) od kąta otwarcia przepustnicy ( $\alpha$ ). Przykładowa charakterystyka zmian krzywej regulacji przepustnicy

$K_v = f(\alpha)$  w funkcji czasu ( $\tau$ ), przedstawiona została w tab. 3 dla założonego czasu zamknięcia zaworu Z02, wynoszącego 5 sekund.

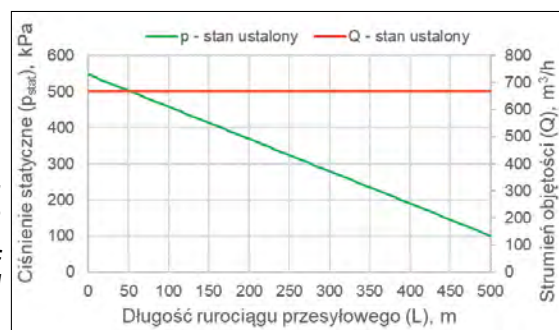
Sprawdzenie i przystosowanie procedury zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego, zostało wykonane na podstawie modelu numerycznego do symulacji zjawiska uderzenia hydraulicznego [7], natomiast warunki dla stanów ustalonych określono na podstawie równań bilansujących parametry pracy pompy i układu hydraulicznego [1, 6].

## Wyniki – etap I: Analiza warunków pracy rurociągu przesyłowego w stanie ustalonym

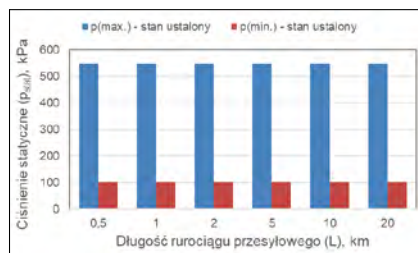
W oparciu o przedstawione założenia modelowe dla badanego układu hydraulicznego, wyznaczone zostały warunki pracy w stanie ustalonym rurociągu przesyłowego wody technologicznej. W ramach tego etapu, głównym celem była weryfikacja poprawności uzyskiwanych wyników modelowych, która została przeprowadzona na podstawie analizy porównawczej, pomiędzy wzajemną zależnością parametrów układu hydraulicznego opisaną w literaturze [1, 6], a uzyskaną zależnością parametrów z numerycznych badań modelowych analizowanego układu hydraulicznego.

Na rys. 4 przedstawione zostały charakterystyki przebiegu zmian strumienia objętości ( $Q$ ) oraz ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) w rurociągu przesyłowym, wyrażone w funkcji długości rurociągu ( $L$ ). Zgodnie z [1, 6] dla analizowanych warunków pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym, wartość średniej prędkości cieczy, a tym samym również wartość strumienia objętości cieczy przepływającej w rurociągu o stałej średnicy powinny przyjmować wartości stałe. W oparciu o przedstawioną zależność, modelowa zmiana strumienia objętości przepływającej wody w rurociągu przesyłowym o stałej średnicy DN 500 spełnia ten warunek (rys. 4) i przyjmuje stałą wartość, odpowiadającą punktowi pracy pompy  $Q_p = 668 \text{ m}^3/\text{h}$ . Symulacje numeryczne wykonane dla analizowanego przypadku zakładały brak występowania strat liniowych podczas przepływu wody w rurociągu (chropowatość bezwzględna rury  $k = 0 \text{ mm}$ ). Dlatego w części układu hydraulicznego tworzonego przez rurociąg przesyłowy, występujące spadki wartości ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) wraz ze wzrostem długości rurociągu (rys. 4), były spowodowane jedynie wzrostem wysokości geometrycznej  $H_g$  (rys. 1), co jest zgodne z danymi zawartymi w [1, 6].

**Rys. 4.** Przebiegi zmian strumienia objętości ( $Q$ ) oraz ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) w rurociągu przesyłowym, przedstawione w funkcji długości rurociągu ( $L$ ) dla symulacji numerycznych w stanie ustalonym  
*Fig. 4. Curves of the volumetric flow rate ( $Q$ ) and static pressure ( $p_{stat}$ ) changes in the transmission pipeline, presented as a function of the pipeline length ( $L$ ) for numerical simulations in the steady state*

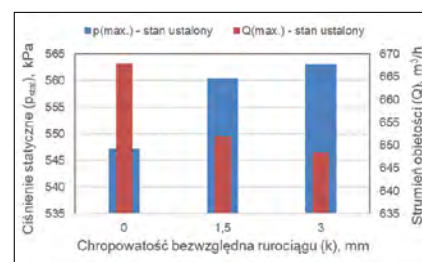


Analizy numeryczne w stanie ustalonym dla celów weryfikacji poprawności wyników modelowych, przeprowadzono dla założonej bazowej długości rurociągu  $L = 500 \text{ m}$ , a następnie rozszerzono o następujący zakres długości całkowitych rurociągu  $L$ : 1 km, 2 km, 5 km, 10 km i 20 km. Jednocześnie dla każdego z rozważanych przypadków obowiązywało przyjęte założenie braku występowania strat liniowych podczas przepływu wody w rurociągu (chropowatość bezwzględna rury  $k = 0 \text{ mm}$ ). Dlatego przy założeniu stałej wartości różnicy geometrycznej pomiędzy początkiem a końcem rurociągu przesyłowego oraz liniowego przebiegu zmian wysokości rurociągu w funkcji jego długości ( $L$ ), wartości maksymalne i minimalne ciśnienia statycznego w rurociągu nie powinny ulegać żadnym zmianom w efekcie zmiany długości całkowitej rurociągu [1, 6]. Na podstawie wyników przedstawionych na rys. 5 w postaci zmian wartości maksymalnej ( $p_{max}$ ) i minimalnej ( $p_{min}$ ) ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) w funkcji zmiany długości całkowitej rurociągu ( $L$ ), potwierdzona została dla symulacji numerycznych w stanie ustalonym zgodność uzyskiwanych wyników modelowych z [1, 6]. Wraz ze wzrostem długości całkowitej rurociągu ( $L$ ) nie zmienia się zarówno wartość maksymalna ( $p_{max}$ ), jak i minimalna ( $p_{min}$ ) ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ).



**Rys. 5.** Wykres słupkowy zmian wartości maksymalnej ( $p_{max}$ ) i minimalnej ( $p_{min}$ ) ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ), przedstawione w funkcji zmiany długości całkowitej rurociągu ( $L$ ) dla symulacji numerycznych w stanie ustalonym  
*Fig. 5. Bar chart of changes in the maximum ( $p_{max}$ ) and minimum ( $p_{min}$ ) static pressure ( $p_{stat}$ ) values, presented as a function of the change in the total length of the pipeline ( $L$ ) for numerical simulations in the steady state*

W celu ograniczenia wpływu oporów hydraulicznych na uzyskiwane wyniki na początkowym etapie założono chropowatość bezwzględną rurociągu wynoszącą  $k = 0 \text{ mm}$ . Jednocześnie dla celów weryfikacji poprawności wyników modelowych, symulacje numeryczne w stanie ustalonym przeprowadzono również dla  $k = 1,5 \text{ mm}$  i  $k = 3 \text{ mm}$ . Zgodnie z wynikami przedstawionymi na rys. 6, wraz ze wzrostem wartości chropowatości bezwzględnej rurociągu ( $k$ ), rośnie maksymalna wartość ciśnienia statycznego ( $p_{max}$ ,  $p_{stat}$ ), natomiast maksymalna wartość strumienia objętości ( $Q_{max}$ ,  $Q$ ) maleje. Wyniki modelowe dla symulacji numerycznych w stanie ustalonym z rys. 6 pozostają w pełnej zgodności z [1, 6], ponieważ przyrost liniowych oporów hydraulicznych, spowodowany wzrostem chropowatości bezwzględnej ( $k$ ), skutkuje przesunięciem punktu pracy na wykresie charakterystyki  $H = f(Q)$  pompy UP1 (rys. 2) w lewą stronę od bazowego punktu pracy dla  $k = 0 \text{ mm}$ . Dlatego wraz ze wzrostem wartości chropowatości bezwzględnej rurociągu ( $k$ ), rośnie wartość ciśnienia statycznego i maleje wartość strumienia objętości, zarówno w przypadku punktu pracy pompy, jak i wartości maksymalnych obu parametrów w rurociągu przesyłowym.



**Rys. 6.** Zmiany maksymalnej wartości strumienia objętości ( $Q_{max}$ ,  $Q$ ) oraz ciśnienia statycznego ( $p_{max}$ ,  $p_{stat}$ ) w rurociągu przesyłowym, przedstawione w funkcji chropowatości bezwzględnej rurociągu ( $k$ ) dla symulacji numerycznych w stanie ustalonym  
*Fig. 6. Changes in the maximum value of the volumetric flow rate ( $Q_{max}$ ,  $Q$ ) and static pressure ( $p_{max}$ ,  $p_{stat}$ ) in the transmission pipeline, presented as a function of the absolute roughness of the pipeline ( $k$ ) for numerical simulations in the steady state*

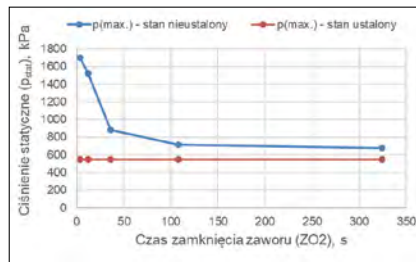
W oparciu o przedstawioną analizę porównawczą pomiędzy wzajemną zależnością parametrów układu hydraulicznego opisaną w literaturze [1, 6] a uzyskaną zależnością parametrów z numerycznych badań modelowych analizowanego układu hydraulicznego, stwierdzona została zgodność jakościowa uzyskiwanych wyników z przeprowadzanych symulacji numerycznych dla warunków pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym.

## Wyniki – etap II: Analiza warunków pracy rurociągu przesyłowego w stanie nieustalonym

Przeprowadzenie analizy warunków pracy rurociągu przesyłowego wody technologicznej w stanie nieustalonym, miało wykazać potencjalny wpływ procedury zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego na zagrożenia związane z wystąpieniem zjawiska uderzenia hydraulicznego. Zgodnie z przyjętym celem pracy sprawdzenie i odpowiednie przystosowanie procedury zatrzymania przepływu w rurociągu przesyłowym, zostało przeprowadzone na przygotowanym modelu numerycznym układu hydraulicznego. Jednym z głównych kryteriów w ocenie uzyskiwanych wyników było nieprzekroczenie dopuszczalnych parametrów pracy rurociągu przesyłowego wody technologicznej.

Zgodnie z przedstawioną procedurą zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego, krok 1. obejmował warunki pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym. Dopiero rozpoczęcie i zakończenie realizacji kroku 2. procedury, wprowadzało stany nieustalone (tj. zmienne w czasie) w warunkach pracy całego układu. Dlatego najważniejszą częścią przeprowadzanej analizy było określenie wpływu przyjętej wartości całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2 na możliwość wystąpienia zjawiska uderzenia hydraulicznego i przekroczenia dopuszczalnych parametrów pracy rurociągu przesyłowego. Krok 3. procedury, który obejmował wyłączenie układu pompowego oraz zamknięcie zaworów znajdujących się bezpośrednio za pompą (UP1) i zawsze rozpoczynał się dopiero po zakończeniu procedury zamykania zaworu ZO2.

Dla przyjętych do obliczeń wartości całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2, którego charakterystyka pracy ( $K_v = f(\alpha)$ ) odpowiadała krzywej regulacji przepustnicy z rys. 3, wyznaczone zostały w rurociągu przesyłowym przebiegi zmian wartości ciśnienia statycznego oraz strumienia objętości. Na rys. 7 przedstawiono zmianę wartości maksymalnych ciśnienia statycznego w rurociągu przesyłowym w funkcji całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2). Dodatkowo wzrost ciśnie-



**Rys. 7.** Przebieg zmian wartości maksymalnego ciśnienia statycznego ( $p(\max.)$  – stan nieustalony) w rurociągu przesyłowym, przedstawiony w funkcji całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2). Dla celów porównawczych zamieszczono przebieg zmian wartości maksymalnego ciśnienia statycznego ( $p(\max.)$  – stan ustalony), dla którego zawór (ZO2) jest cały czas otwarty.

*Fig. 7. Curve of the maximum static pressure value ( $p(\max.)$  – transient state) changes in the transmission pipeline, presented as a function of the total valve closing time (ZO2). For comparison is presented curve of the maximum static pressure value ( $p(\max.)$  – steady state) changes, for which the valve (ZO2) is open all the time.*

nia statycznego podczas pracy układu w stanie nieustalonym został na wykresie zestawiony z maksymalną wartością ciśnienia statycznego, uzyskiwaną w warunkach pracy w stanie ustalonym, dla którego zawór (ZO2) jest cały czas otwarty i wartość ciśnienia nie zmienia się. Zgodnie z zależnością przedstawioną na rys. 7. im czas zamknięcia zaworu jest krótszy, tym wartość maksymalnego ciśnienia statycznego w rurociągu przesyłowym jest większa. Dopiero dla całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2 wynoszącego ok. 75 sekund, wartość maksymalnego ciśnienia statycznego osiąga ok. 800 kPa (tj. ok. 8 barów), natomiast dla czasu 4 sekundy, ciśnienie wynosi ok. 1700 kPa (tj. ok. 17 barów). Dlatego bardzo istotnym elementem na etapie projektowania rurociągu przesyłowego, który jednocześnie może zapobiec negatywnym skutkom wystąpienia uderzenia hydraulicznego, jest dobór odpowiedniej klasy ciśnieniowej rurociągu.

Na rys. 8 przedstawiono zmianę wartości minimalnych ciśnienia statycznego w rurociągu przesyłowym w funkcji całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2). W sposób analogiczny do rys. 7 wzrost ciśnienia



**Rys. 8.** Przebieg zmian wartości minimalnego ciśnienia statycznego ( $p(\min.)$  – stan nieustalony) w rurociągu przesyłowym, przedstawiony w funkcji całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2). Dla celów porównawczych zamieszczono przebieg zmian wartości minimalnego ciśnienia statycznego ( $p(\min.)$  – stan ustalony), dla którego zawór (ZO2) jest cały czas otwarty.

*Fig. 8. Curve of the minimum static pressure value ( $p(\min.)$  – transient state) changes in the transmission pipeline, presented as a function of the total valve closing time (ZO2). For comparison is presented curve of the minimum static pressure value ( $p(\min.)$  – steady state) changes, for which the valve (ZO2) is open all the time.*

w stanie ustalonym, dla którego zawór (ZO2) jest cały czas otwarty i wartość ciśnienia nie zmienia się. Zgodnie z zależnością przedstawioną na rys. 8. im czas zamknięcia zaworu jest krótszy, tym wartość minimalnego ciśnienia statycznego w rurociągu przesyłowym jest mniejsza. Dla całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2 wynoszącego ok. 4 sekund, wartość minimalnego ciśnienia statycznego osiągnęła wartość bliską ciśnienia pary nasyconej  $p_v = 855$  Pa (tab. 1). Dodatkowo należy zwrócić uwagę, że możliwość wystąpienia podciśnienia w rurociągu przesyłowym powinna zostać uwzględniona podczas doboru materiału, z którego wykonany będzie rurociąg oraz na etapie określania charakterystyki geometrycznej rurociągu, celem przeprowadzenia oceny jego wrażliwości na pracę w warunkach podciśnienia. Dla założonego całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2 wynoszącego powyżej 40 sekund, wartość minimalnego ciśnienia statycznego jest zbliżona do wartości uzyskiwanych dla warunków pracy w stanie ustalonym.

Przebieg zmian wartości maksymalnego i minimalnego strumienia objętości ( $Q$ ) w rurociągu przesyłowym w funkcji całko-

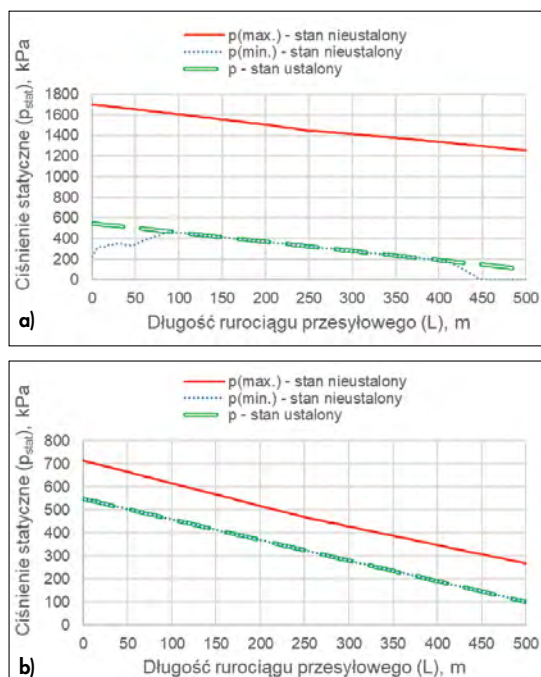
**Rys. 9.** Przebieg zmian wartości maksymalnego ( $Q(\max.)$  – stan nieustalony) i minimalnego ( $Q(\min.)$  – stan nieustalony) strumienia objętości ( $Q$ ) w rurociągu przesyłowym, przedstawiony w funkcji całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2).

*Fig. 9. Curve of the maximum ( $Q(\max.)$  – transient state) and minimum ( $Q(\min.)$  – transient state) volumetric flow rate value ( $Q$ ) changes in the transmission pipeline, presented as a function of the total valve closing time (ZO2).*



statycznego podczas pracy układu w stanie nieustalonym został na wykresie zestawiony z maksymalną wartością ciśnienia statycznego, uzyskiwaną w warunkach pracy

witego czasu zamknięcia zaworu (ZO2), przedstawiony został na rys. 9. Na podstawie wartości ujemnych minimalnego strumienia objętości ( $Q(\min.)$  – stan



**Rys. 10.** Przebiegi zmian maksymalnej ( $p(\max.)$  – stan nieustalony) i minimalnej ( $p(\min.)$  – stan nieustalony) wartości ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) w rurociągu przesyłowym, przedstawione w funkcji długości rurociągu ( $L$ ) dla symulacji numerycznych w stanie nieustalonym dla całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2) wynoszącego: a) 4 sekundy, b) 108 sekund. Dla celów porównawczych zamieszczono przebieg zmian wartości ciśnienia statycznego ( $p$  – stan ustalony), dla którego zawór (ZO2) jest cały czas otwarty.

**Fig. 10.** Curves of the maximum ( $p(\max.)$  – transient state) and minimum ( $p(\min.)$  – transient state) static pressure changes ( $p_{stat}$ ) in the transmission pipeline, presented as a function of the pipeline length ( $L$ ) for numerical transient simulations and for total valve closing time (ZO2) equal to: a) 4 seconds, b) 108 seconds. For comparison is presented curve of the static pressure ( $p$  – steady state) changes, for which the valve (ZO2) is open all the time.

nieustalony), które maleją wraz ze skracaniem całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2), można wywnioskować, że w układzie dochodzi do przepływów wstecznych na skutek występującego zjawiska uderzenia hydraulicznego. Powodem uzyskiwania ujemnej wartości strumienia objętości jest zmiana kierunku przepływu wody w rurociągu, co związane jest również z oscylacyjnymi zmianami ciśnienia cieczy w rurociągu przesyłowym.

Na rys. 10 przedstawiono przebiegi zmian maksymalnej i minimalnej wartości ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) w funkcji długości rurociągu przesyłowego ( $L$ ). Uzyskane wyniki zostały wyznaczone na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych dla stanów nieustalonych, dla których całkowity czas zamknięcia zaworu (ZO2) wynosił odpowiednio 4 sekundy (rys. 10 a) i 108 sekund (10 b). Dla celów porównawczych na wykresie zamieszczona została również charakterystyka przebiegu zmian wartości ciśnienia statycznego, uzyskana w warunkach pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym, dla którego zawór (ZO2) jest cały czas otwarty. Na podstawie przedstawionych zależności na rys. 10 możliwe jest nie tylko określenie wartości minimalnej lub maksymalnej ciśnienia statycznego, ale również dokładne ich zlokalizowanie na długości rurociągu, jako obszarów zagrożonych uszkodzeniem lub częstym występowaniem awarii.

## Podsumowanie

Numeryczne symulacje przepływu, odwzorowujące modelowo rzeczywiste i zmienne w czasie warunki pracy instalacji obiektów kubaturowych i liniowych w dużej skali przemysłowej, umożliwiają jeszcze na etapie fazy projektowania wykonanie anali-

zy ryzyka procesowego (HAZOP), przeprowadzenie wielowariantowej parametrycznej optymalizacji ekonomiczno-technologicznej oraz dokonanie wyboru najkorzystniejszego wariantu inwestycyjnego. Jednym z elementów tego typu analiz wykonywanych dla dużych strumieni objętości cieczy przesyłanych długimi rurociągami technologicznymi, może stanowić dobór odpowiednich czasów zamknięcia zaworów, który w efekcie minimalizacji zagrożeń związanych ze zjawiskiem uderzenia hydraulicznego, przyczyni się do zastosowania niższej klasy ciśnieniowej rurociągów lub pozwoli uniknąć potrzeby montażu akumulatorów hydraulicznych.

Realizacja celu pracy, który obejmował sprawdzenie i przystosowanie procedury zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego, przeprowadzona została w oparciu o analizę numeryczną warunków pracy rurociągu przesyłowego wody technologicznej w stanie ustalonym oraz w stanie nieustalonym. W pierwszym etapie przyjęty zakres analiz numerycznych obejmował wyznaczenie parametrów pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym, a weryfikacji poddany został wpływ zmiany długości rurociągu ( $L$ ), chropowatości bezwzględnej ( $k$ ), jak również charakterystyki przebiegu zmian strumienia objętości ( $Q$ ) oraz ciśnienia statycznego ( $p_{stat}$ ) w rurociągu przesyłowym. Na podstawie przeprowadzonych analiz numerycznych dla warunków pracy układu hydraulicznego w stanie ustalonym, wykazana została zgodność jakościowa uzyskiwanych wyników pomiędzy wzajemną zależnością parametrów układu hydraulicznego opisaną w literaturze [1, 6] a zależnością parametrów z badań modelowych.

Sprawdzenie i odpowiednie przystosowanie procedury zatrzymania przepływu

w rurociągu przesyłowym zostało przeprowadzone na przygotowanym modelu numerycznym układu hydraulicznego. Analiza warunków pracy rurociągu przesyłowego w stanie nieustalonym wykazała wpływ procedury zamknięcia zaworów oraz wyłączenia układu pompowego na zagrożenia związane z wystąpieniem zjawiska uderzenia hydraulicznego. Określono, że rozpoczęcie i zakończenie realizacji kroku 2. procedury, było bezpośrednim i początkowym źródłem stanów nieustalonych w warunkach pracy całego układu. Dlatego najważniejszą częścią przeprowadzanej analizy było określenie wpływu przyjętej wartości całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2 na możliwość wystąpienia zjawiska uderzenia hydraulicznego i przekroczenia dopuszczalnych parametrów pracy rurociągu przesyłowego. Jednym z głównych kryteriów w ocenie uzyskiwanych wyników było nie przekroczenie dopuszczalnych parametrów pracy rurociągu przesyłowego wody technologicznej.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych dla warunków pracy układu hydraulicznego w stanie nieustalonym, wykazane zostało występowanie przepływów wstecznych dla pewnego zakresu wartości całkowitego czasu zamknięcia zaworu ZO2. Powodem uzyskiwania ujemnej wartości strumienia objętości była zmiana kierunku przepływu wody w rurociągu, co związane było również z oscylacyjnymi zmianami ciśnienia cieczy na skutek zjawiska uderzenia hydraulicznego. Jednocześnie przedstawione zostały zależności ciśnienia statycznego oraz strumienia objętości w funkcji całkowitego czasu zamknięcia zaworu (ZO2), które pozwalają na jednoznaczne określenie bezpiecznych warunków pracy projektowanego rurociągu przesyłowego.

## LITERATURA

- [1] Jones G.M., Sanks R.L., Tchobanoglous G., Bosserman II B.E., Pumping station design, Third edition, Elsevier, 2008, DOI: 10.1016/B978-1-85617-513-5.X5001-X
- [2] Ghidaoui M.S., Zhao M., McInnis D.A., Axworthy D.H., A review of water hammer theory and practice, Applied Mechanics Reviews, 2005, Vol. 58(1), pp. 49-76, DOI: 10.1115/1.1828050
- [3] Sharp B.B., Sharp D.B., Water hammer: Practical solutions, Butterworth-Heinemann, 1996
- [4] Emami M., Mohebi M. H., Aghamajidi R., Sensitivity analysis of different parameters on dynamic loads due to water hammer in water pipe lines projects (GRP Pipe), Specialty Journal of Engineering and Applied Science, 2019, Vol. 4 (2), pp. 6-16
- [5] VDI Heat Atlas, Second edition, Springer, 2010, DOI: 10.1007/978-3-540-77877-6
- [6] Skowroński M., Układy pompowe, Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2009
- [7] Hanif Chaudhy M., Applied hydraulic transients, Third edition, Springer, 2014, DOI 10.1007/978-1-4614-8538-4