Weryfikacja eksperymentalna metody symulacji 1D uderzenia wodnego wywołanego w dwóch szeregowo połączonych rurach o różnych średnicach: wyznaczanie prędkości fali ciśnienia

przez
Mariusz Lewandowski
* I
Adam Adamkowski

Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk, ul. Fiszera 14, 80-231 Gdańsk, Polska
*
Autor, do którego należy kierować korespondencję.

Wydawnictwo Naukowe **2024** , *14* (16), 7173; **https://doi.org/10.3390/app14167173**

Zgłoszenie otrzymano: 21 czerwca 2024 r. / Zmieniono: 28 lipca 2024 r. / Zaakceptowano: 12 sierpnia 2024 r. / Opublikowano: 15 sierpnia 2024 r.

https://www.mdpi.com/2076-3417/14/16/7173

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych zjawiska uderzenia hydraulicznego indukowanego w dwóch szeregowo połączonych rurach miedzianych o różnych średnicach (stosunek średnic 1:1,25) przez zawór szybkozamykający zainstalowany na końcu prostego układu zbiornik-rurociąg-zawór. Wyniki badań porównano z obliczeniami wykonanymi przy użyciu różnych modeli strat tarcia włączonych do jednowymiarowego modelu opartego na metodzie charakterystyk. Obliczenia uwzględniają quasi-stacjonarne i niestacjonarne modele tarcia, a także specjalną procedurę dyskretyzacji domeny rozwiązań, która zapewnia eliminację dyfuzji numerycznej w schemacie numerycznym. Główną uwagę zwrócono na określenie wartości prędkości fali ciśnienia w rurach, co ma istotny wpływ na zgodność obliczeń z wynikami eksperymentalnymi amplitud ciśnienia i częstotliwości fali. Zaproponowano i oceniono na podstawie pomiarów dwie metody określania prędkości fali. Wyniki przedstawione w tym artykule wskazują, że zastosowanie proponowanej procedury zamiast klasycznych wzorów do określania prędkości fali ciśnienia daje pożądaną zgodność między

częstotliwościami fali zmierzonej i obliczonej. Przykłady obliczeniowe przeprowadzone z wykorzystaniem różnych modeli tarcia pokazały, że zastosowanie opracowanej procedury dyskretyzacji obszaru rozwiązań oraz metody zastosowanej do wyznaczania prędkości fali otwiera możliwość wiarygodnej weryfikacji tych modeli, wolnej od błędów numerycznych i rozbieżności częstotliwościowych pomiędzy falą obliczeniową i zmierzoną.

Słowa kluczowe:
uderzenie wodne ; **prędkość fali ciśnieniowej** ; **modelowanie niestacjonarnych strat tarcia** ; **układy rurociągów rur połączonych szeregowo** ; **równoważne układy rurociągów**

1. Wprowadzenie

Zdecydowana większość badań laboratoryjnych uderzeń hydraulicznych dotyczy rurociągów o stałych przekrojach poprzecznych. W literaturze można znaleźć wiele przykładów różnego rodzaju modeli symulacyjnych bazujących na wynikach pomiarów propagacji fal ciśnieniowych w takich rurociągach. Modele te dotyczą strat tarcia [1 , 2 , 3 , 4], rozdzielania kolumn i kawitacji przejściowej [5 , 6 , 7 , 8 , 9], FSI i lepkosprężystości materiałów rurociągowych [10 , 11 , 12 , 13 , 14], a także przepływu przejściowego cieczy w rurociągach z zawartością powietrza [15 , 16 , 17 , 18]. Zastosowanie w tych przykładach rurociągów o stałych średnicach pozwoliło m.in. uniknąć uwzględniania różnych parametrów fali ciśnieniowej charakterystycznych dla poszczególnych rurociągów o różnych średnicach łączonych szeregowo. Warunki przepływu w takich przewodach, które tworzą złożony układ, charakteryzują się różnymi prędkościami przepływu cieczy, a także różnymi prędkościami propagacji fal ciśnienia. Parametry te znacząco wpływają na parametry modelu numerycznego, a tym samym na uzyskane wyniki obliczeń. Jest to szczególnie istotne zagadnienie przy stosowaniu metody charakterystyk (MOC), w której dobór siatki numerycznej wymaga specjalnego podejścia w celu wyeliminowania wpływu tłumienia numerycznego na wyniki obliczeń, co jest kluczowe, gdy celem jest weryfikacja modeli tarcia użytych w obliczeniach. W takiej sytuacji należy dążyć do uzyskania wyników obliczeń wolnych np. od tłumienia numerycznego, co wymaga odpowiedniego podejścia do dyskretyzacji obszaru rozwiązania wraz z dokładną znajomością prędkości propagacji fali we wszystkich elementach złożonego układu przepływowego.

Ponieważ tego typu zagadnienie jest często analizowane w kontekście praktyki inżynierskiej, w niektórych badaniach zaleca się zastąpienie rurociągów składających się z różnych rur połączonych szeregowo jedną rurą o stałej, równoważnej średnicy w odniesieniu do prędkości fali, sił bezwładności i strat ciśnienia [19 , 20 , 21 , 22 , 23]. Podejście to jest szczególnie przydatne w symulacji zjawisk przejściowych w złożonych sieciach przesyłowych, w których połączenia rur o różnych średnicach są zwykle bardzo powszechne. Dlatego też zarówno z teoretycznego, jak i praktycznego punktu widzenia istnieje potrzeba poznania, na ile takie podejście jest niezawodne.

Dostępna literatura pokazuje, że w ostatnich dekadach liczni badacze zwrócili uwagę na badanie stanów przejściowych w rurociągach składających się z rur o zmiennej średnicy i wykonanych z różnych materiałów [24 , 25 , 26 , 27 , 28 , 29 , 30 , 31 , 32 , 33]. W publikacjach [25 , 26 , 27 , 28 , 29] rozpatrywane są wyniki badań niestacjonarnego przepływu cieczy w lepkosprężystym układzie rurociągów o zmiennej średnicy i wykonanych z różnych materiałów. W [32 , 33] wprowadzono metodę opartą na analizie w dziedzinie częstotliwości wyznaczania prędkości równoważnej w układzie rurociągów składającym się z różnych rur połączonych szeregowo. Metodę tę można znaleźć również w monografii [34].

Autorzy [24] przeprowadzili numeryczne badanie wpływu zwężonego odcinka sprężystego rurociągu na uderzenie hydrauliczne, wykorzystując metodę MOC. Straty tarcia przejściowego uwzględniono, wykorzystując model tarcia Zielkego, mający zastosowanie w przepływie laminarnym, co jest bardzo rzadkie w praktyce inżynierskiej.

W [30] do rozwiązania równań opisujących uderzenie hydrauliczne wykorzystano schemat MacCormacka dla układu połączonych szeregowo rur sprężystych. W obliczeniach strat tarcia wykorzystano model Brunone'a. Uzyskane wyniki porównano z wynikami uzyskanymi za pomocą modelu MOC, natomiast porównania z wynikami eksperymentu dokonano tylko dla pojedynczego rurociągu o stałych parametrach (dotyczących geometrii i fali) na całej jego długości.

W [31] przedstawiono model matematyczny do obliczania przebiegu uderzenia hydraulicznego w układzie połączonych szeregowo sprężystych (stalowych) rur. W symulacjach numerycznych wykorzystano również schemat MacCormacka, przyjmując stałą prędkość fali ciśnienia równą danej konfiguracji rury, a obliczenia strat tarcia oparto na modelu Brunone'a. Obliczenia zweryfikowano eksperymentalnie poprzez dostosowanie parametrów przyjętego modelu tarcia.

W kontekście rurociągów o zmiennej średnicy należy zwrócić uwagę również na szereg prac, których głównym celem jest wykrywanie rozległych zatorów w rurociągach przy wykorzystaniu charakteru przebiegów falowych ciśnienia przejściowego (tj. technik opartych na testach przejściowego). Najczęściej modelem fizycznym w tym zagadnieniu jest odcinek o mniejszej średnicy włożony do rurociągu, a w celu wykrycia zatorów przeprowadza się analizę zmian ciśnienia w dziedzinie częstotliwości [35 , 36 , 37 , 38 , 39 , 40 , 41] lub w dziedzinie czasu [25 , 42 , 43 , 44]. Proponuje się również techniki wykrywania zatorów w rurociągach oparte na sprzężeniu tych dwóch podejść, tj. na testach przejściowych analizowanych w dziedzinie częstotliwości i dziedzinie czasu [45]. Do walidacji technik wykrywania stosuje się zarówno testy eksperymentalne, jak i numeryczne. Do przeprowadzenia testów numerycznych stosuje się metodę MOC lub inne metody rozwiązywania równań opisujących uderzenia hydrauliczne w rurociągach ze zwężeniami symulującymi rozległe blokady.

Na podstawie dostępnych publikacji należy zauważyć, że wyniki symulacji numerycznej uderzenia hydraulicznego z wykorzystaniem różnych modeli strat tarcia dla rurociągów sprężystych połączonych szeregowo i porównanie tych wyników z wynikami badań eksperymentalnych nie są zbyt częste. Przykłady artykułów prezentujących takie wyniki analizują kwestie błędów numerycznych generowanych przez schemat obliczeniowy w sposób powierzchowny i niedostateczny. Również zagadnienie wyznaczania prędkości fali ciśnieniowej w poszczególnych przewodach złożonego układu przepływowego nie jest przedmiotem wnikliwej analizy. Zazwyczaj proponowane rozwiązania opierają się na klasycznych metodach szacowania prędkości fali ciśnieniowej i ignorują wpływ tych metod na wyniki obliczeń.

Głównym celem pracy przedstawionej w tym artykule było przeprowadzenie badań laboratoryjnych uderzenia hydraulicznego w stosunkowo prostym układzie rurociągów składającym się z dwóch połączonych szeregowo rur miedzianych o różnych średnicach i względnych grubościach ścianek. Wyniki tych badań posłużyły do weryfikacji opracowanej numerycznej metody symulacji uderzenia hydraulicznego, uwzględniającej różne modele strat tarcia. Aby zapewnić odpowiednie warunki takiej weryfikacji, metoda oparta na MOC obejmuje specjalną procedurę umożliwiającą uniknięcie tłumienia numerycznego.

Podstawą tej metody jest precyzyjne określenie prędkości fali ciśnienia dla każdej z rur w złożonym systemie przepływowym. Jest to konieczne do doboru odpowiedniego rozmiaru siatki numerycznej, która dla wyznaczonych prędkości fali zapewni wyniki obliczeń bez tłumienia numerycznego.

Przyjmując, że rury w układzie przepływowym są cienkościenne, obliczenie prędkości fali ciśnieniowej w poszczególnych rurach można oprzeć na następującym wzorze [19]:

$$a_{i\_calc}=\sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1+\frac{K D_i}{E_i e_i} c_{1\_i}}}$$

ai_calc=Kρ1+KEiDieic1_i

(1)

Gdzie a_{i_calc} jest obliczeniową prędkością fali ciśnienia w i-ta rura [m/s], K jest modułem sprężystości cieczy [Pa], E_i jest modułem Younga dla materiału i-ta rura [Pa], ρ jest gęstością cieczy [kg/m3] , D_i jest wewnętrzną średnicą i-tej rury [m] i e_i to grubość ścianki i-tej rury [m]. Współczynnik c_{1_i} [-] zależy od metody naprawy i-ta rura:

- $c_{1\_i} = 1 - 0{,}5\nu_i$ dla rury zakotwiczonej tylko na jednym końcu;
- $c_{1\_i} = 1 - \nu_i^2$ dla rury zakotwiczonej na całej długości, zapobiegającej przemieszczaniu się osiowemu;
- $c_{1\_i} = 1$ dla rury zakotwiczonej za pomocą dylatacji na całej długości.

Gdzie ν_i [-] to współczynnik Poissona i-tego materiału rury.

Obliczenia prędkości fali ciśnienia przy użyciu równania (1) mogą być obarczone nawet kilkuprocentową (lub większą) niedokładnością, na którą wpływają przyjęte założenia [46]. Według nich:

- Wpływ FSI na zmianę prędkości propagacji fali ciśnienia nie jest brany pod uwagę. Brana jest pod uwagę jedynie quasi-statyczna odpowiedź konstrukcji rurociągu na falę ciśnienia;
- Moduł sprężystości objętościowej cieczy jest stały, niezależnie od zmian ciśnienia;
- Zmiany gęstości cieczy spowodowane ciśnieniem nie są brane pod uwagę – np. zakłada się, że ciecz nie jest mieszaniną wody i gazu;
- Zakłada się dwuwymiarowy stan naprężenia w powłoce rurociągu (rura cienkościenna);
- Sposób i wpływ podparcia i zamocowania rurociągu na prędkość fali ciśnieniowej uwzględnia się, stosując przybliżoną wartość c_1 współczynnik.

Przy odpowiedniej konfiguracji układu przepływu i sztywnym mocowaniu rurociągów wpływ FSI na prędkość fali ciśnienia można wyeliminować lub przynajmniej znacznie zmniejszyć. Zmienność modułu ściśliwości i gęstości pod wpływem ciśnienia dla płynu składającego się z mieszaniny wody i niewielkiej ilości powietrza może również stanowić nieistotny problem dla prędkości fali ciśnienia. Założenie traktowania rurociągu jako cienkościennego zależy od D_{outer}/e współczynnik. Zwykle przyjmuje się, że rurociągi o D_{outer}/e współczynnik nie mniejszy niż 20 można traktować jako cienkościenny, co oznacza, że przyjęcie dwuwymiarowego stanu naprężenia w takich przypadkach wpływa nieznacznie na określenie wartości prędkości fali ciśnieniowej. Ostatni wymieniony czynnik dotyczył zamocowania rurociągu i odpowiadającej mu prawidłowej wartości c_1 współczynnik ten ma największy wpływ na niepewność a oszacowano przy użyciu równania (1).

W związku z założeniami leżącymi u podstaw równania (1), w celu dokonania najbardziej wiarygodnej weryfikacji opracowanej w tej pracy numerycznej metody obliczeniowej, wyznaczenie prędkości fali ciśnieniowej dla układu składającego się z szeregu rur o różnych średnicach oparto na zmierzonych i zarejestrowanych zmianach ciśnienia wywołanych nagłym odcięciem przepływu. Dwie metody wyznaczania prędkości fali ciśnieniowej a_i, charakterystyczne dla poszczególnych rur tworzących układ, zaproponowano i wykorzystano w analizie numerycznej zjawiska uderzenia wodnego.

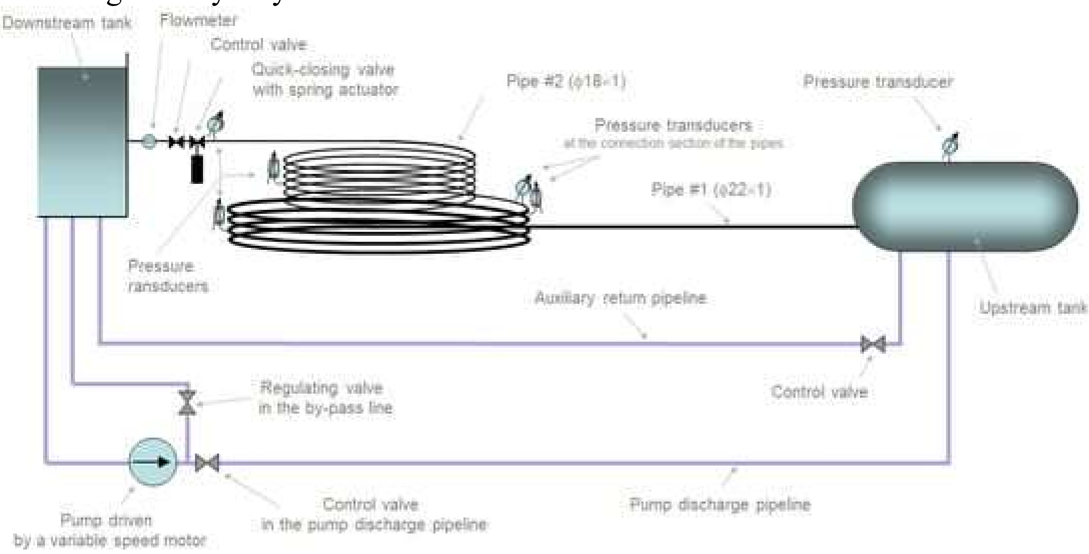
W kolejnych częściach artykułu opisano metodę numeryczną zastosowaną do symulacji zjawiska uderzenia hydraulicznego w układach złożonych, która uwzględnia quasi-stacjonarne i niestacjonarne modele strat tarcia. Metoda ta wykorzystuje oryginalną procedurę dyskretyzacji dziedziny rozwiązań, która pozwala uniknąć sztucznego tłumienia generowanego, zwykle przez schemat numeryczny. Jest to szczególnie ważne dla dokładnej weryfikacji modeli strat tarcia stosowanych w obliczeniach.

Model matematyczny stanowiący podstawę metody numerycznej został zweryfikowany za pomocą jakościowej analizy porównawczej pomiędzy wynikami pomiarów i obliczeń. Wnioski dały podstawę do oceny modeli strat tarcia użytych w obliczeniach zgodnie ze zgodnością wyników obliczeń i eksperymentów. Oceniono również uproszczone podejście do obliczania przebiegu zmian ciśnienia podczas uderzenia hydraulicznego, obejmujące wykorzystanie wielkości równoważnych.

Problem związany z występowaniem zjawiska uderzenia hydraulicznego dotyczy większości spotykanych w praktyce układów technologicznych. Wszędzie tam, gdzie układy te budowane są z rurociągów ciśnieniowych, zjawisko to powinno być bezwzględnie uwzględnione na etapie koncepcyjnym i projektowym. Ponadto należy zwrócić na nie szczególną uwagę podczas bieżącej eksploatacji takich układów, projektując odpowiednie procedury eksploatacyjne zapobiegające niekorzystnym skutkom wystąpienia uderzenia hydraulicznego i zapewniające bezpieczeństwo pracy tych układów. Szczególnie narażone na powstawanie uderzenia hydraulicznego są układy rurociągowe współpracujące z pompami, przewodami doprowadzającymi elektrowni wodnych oraz długie rurociągi transportowe, w których zainstalowano liczne armatury regulacyjne i odcinające mogące powodować to zjawisko. Układy takie budowane są zazwyczaj z licznych połączeń rurociągów o zmiennej średnicy i odgałęzień, co znacznie komplikuje analizę zjawisk przepływowych, w tym uderzeń hydraulicznych. Dlatego tak ważne jest rozpoznanie wpływu geometrii takich układów na charakterystykę przepływu ich elementów, a tym samym na przebieg tego zjawiska. Z tego punktu widzenia zaletą prezentowanych w artykule metod jest opracowanie szybkiego i praktycznego sposobu określania prędkości fali ciśnienia charakteryzującej poszczególne rurociągi wchodzące w skład analizowanego układu przepływowego.

2. Stojak laboratoryjny

Jednym z najważniejszych elementów pracy przedstawionej w tym artykule są badania laboratoryjne przeprowadzone na stanowisku badawczym zbudowanym w hali laboratoryjnej Instytutu Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku — **rysunek 1.** Stanowisko składa się z dwóch połączonych szeregowo rur miedzianych o następujących parametrach geometrycznych:



Rysunek 1. Stanowisko laboratoryjne do badania uderzeń hydraulicznych w szeregowo połączonych rurach o różnych średnicach.

- Rura nr 1: średnica wewnętrznaD_1D1= 20 mm, grubość ściankie_1e1= 1 mm, długośćL_1L1= 49,3 metra
- Rura nr 2: średnica wewnętrznaD_2D2= 16 mm, grubość ściankie_2e2= 1 mm, długośćL_2L2= 58,9 metra

Zmiana średnicy pomiędzy rurami następuje stopniowo.

Układ rurociągów zasilany jest ze zbiornika górnego (poziomo ułożony zbiornik ciśnieniowy cylindryczny o średnicy 2 m i objętości całkowitej równej 10 m3 · z poduszką powietrzną). Maksymalne ciśnienie w zbiorniku górnym, jakie można było utrzymać podczas testów, wynosiło 1,2 MPa ciśnienia bezwzględnego.

Woda z rurociągu kierowana jest do zbiornika dolnego (zbiornik otwarty do atmosfery o objętości całkowitej 8 m3 : kształt sześcianu o boku 2 m). Woda w stanowisku przepływa w obiegu zamkniętym — jest tłoczona ze zbiornika dolnego przez agregat pompowy wyposażony w napęd o zmiennej prędkości obrotowej poprzez rurociągi pomocnicze do zbiornika górnego. Ze zbiornika górnego przepływa przez układ rurociągów pomiarowych i rurociągi pomocnicze, które wraz z zainstalowaną armaturą regulacyjną służą do stabilizacji warunków początkowych podczas badań (ciśnienia i przepływu w układzie rurociągów pomiarowych).

Na końcu rurociągu pomiarowego (patrząc w kierunku przepływu wody, tj. na końcu rury nr 2) zamontowano zawór kulowy szybkozamykający, który umożliwia niemal stopniowe zamykanie przepływu wody. Wysoki stopień powtarzalności procesów zamykania zaworu uzyskano dzięki zastosowaniu specjalnego napędu sprężynowego. W testowanych przypadkach czas zamykania,T_cTc, było bliskie 2 ms.

Stanowisko laboratoryjne wyposażone jest w sześć przetworników ciśnienia zainstalowanych w początkowych, środkowych i końcowych odcinkach każdej rury, patrząc w kierunku przepływu początkowego, oraz w zbiorniku górnym. W artykule skupiono się na wynikach mierzonych przy zaworze (koniec rury nr 2), ponieważ tam uderzenie hydrauliczne jest najsilniejsze [**19** , **46**].

Każdy z przetworników ciśnienia wyprodukowanych przez KELLER Druckmesstechnik AG (Winterthur, Szwajcaria) został zamontowany na rurociągu za pomocą krótkiej (ok. 0,07 m) giętkiej rurki impulsowej, co pozwala na znaczne ograniczenie wpływu drgań konstrukcji rurociągu na mierzony sygnał ciśnienia. Niewielka długość rurek impulsowych w stosunku do całkowitej długości rurociągu oraz bardzo duża względna sztywność ich materiału (ok. 10-krotnie większa od powłoki rurociągu pomiarowego) zminimalizowały ich wpływ na mierzone zmiany ciśnienia podczas badanego zjawiska.

Do pomiaru ciśnienia bezwzględnego w zakresie (0–4) MPa abs zastosowano przetworniki ciśnienia o paśmie częstotliwości równym (0–2) kHz i klasie dokładności: ±0,1%. Charakterystyki przetworników sprawdzono przed badaniami oraz bezpośrednio po ich zakończeniu. Oszacowano (według [**47**]), że niepewność pomiarów ciśnienia wynosiła ok. 0,47 m wc (metrów słupa wody).

Do pomiaru przepływu wykorzystano przepływomierz turbinowy (producent: Turbines Inc. (Altus, OK, USA), typ: HA) o niedokładności pomiaru (maksymalnym błędzie pomiaru) wynoszącej 0,25% mierzonego natężenia przepływu w zakresie (0,5–10) m/s i 1% w zakresie (0,1–0,5) m/s. Wskazania przepływomierza sprawdzono przed i po testach metodą objętościową.

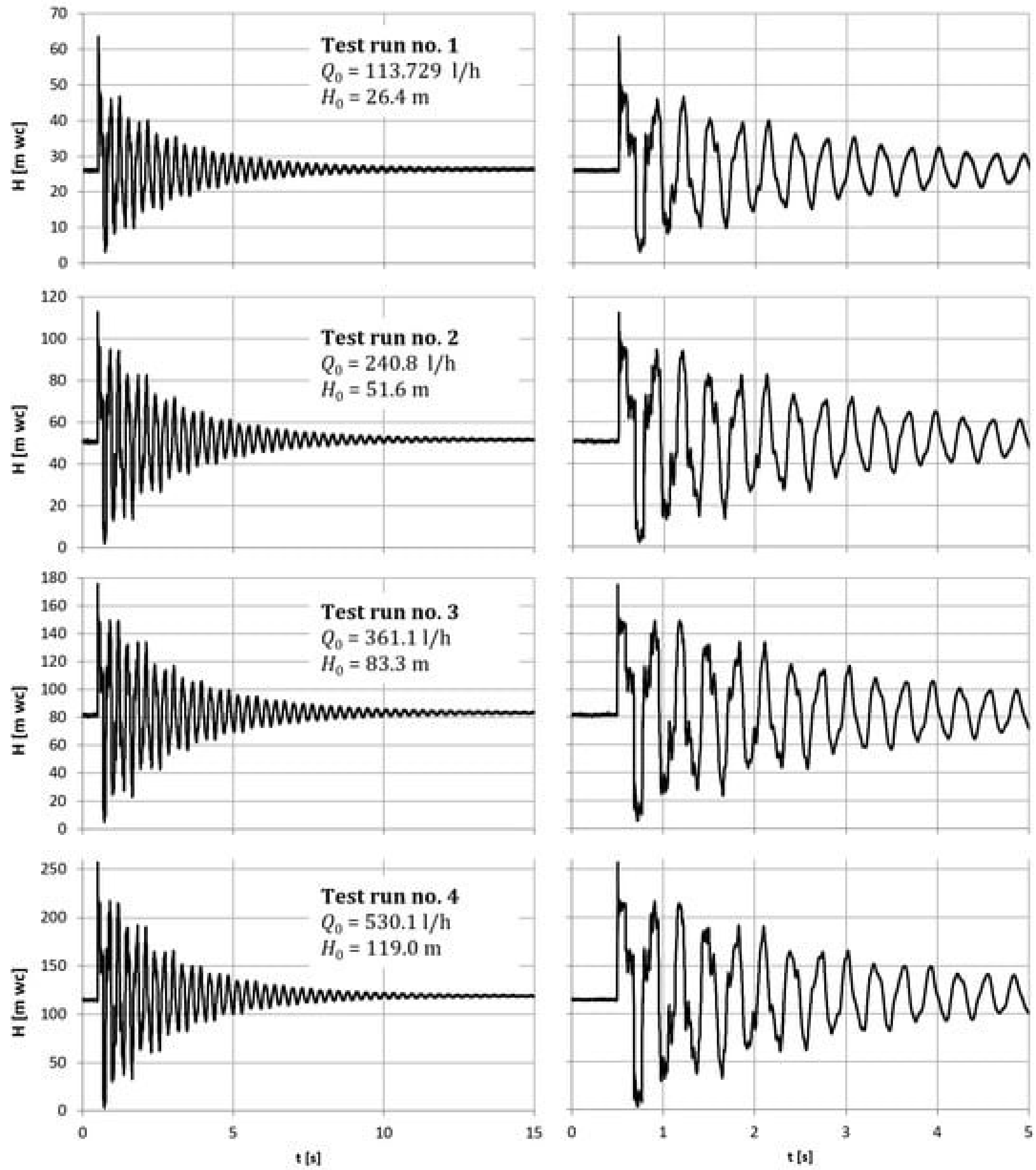
Stopień otwarcia szybkozamykającego zaworu kulowego monitorowano za pomocą jednoobrotowego potencjometru. Przed testami odczyty potencjometru zostały skalibrowane z odpowiednimi położeniami zaworu: odczyty sygnału potencjometru dla całkowicie zamkniętego położenia zaworu zdefiniowano jako 0% otwarcia, a odpowiednio sygnał dla całkowicie otwartego zaworu zdefiniowano jako 100% jego otwarcia. Czas zamknięcia zaworu określono na podstawie przebiegu zamknięcia zarejestrowanego w systemie akwizycji danych.

Niepewność w określaniu tego czasu jest pomijalnie mała i zależy od rozdzielczości potencjometru i rozdzielczości rejestracji danych.

Do rejestracji danych pomiarowych wykorzystano 16-bitową kartę pomiarową i aplikację opartą na oprogramowaniu DASYLab (v.2016) firmy DASYTEC System Daten Technik GmbH (Ludwigsburg, Niemcy). Sygnały pomiarowe rejestrowano z częstotliwością 20 kHz. Wybór tak wysokiej częstotliwości rejestracji otwiera możliwość przeprowadzenia przyszłych analiz zjawisk ujawniających się w zakresie wysokich częstotliwości (np. FSI). Do analizy sygnały te poddano obróbce, a częstotliwość obniżono do 1 kHz. Znacznie ułatwiło to prace związane z przetwarzaniem danych, a tym samym pozwoliło na przeprowadzenie wiarygodnej analizy zjawiska pod kątem założonych celów prowadzonych prac.

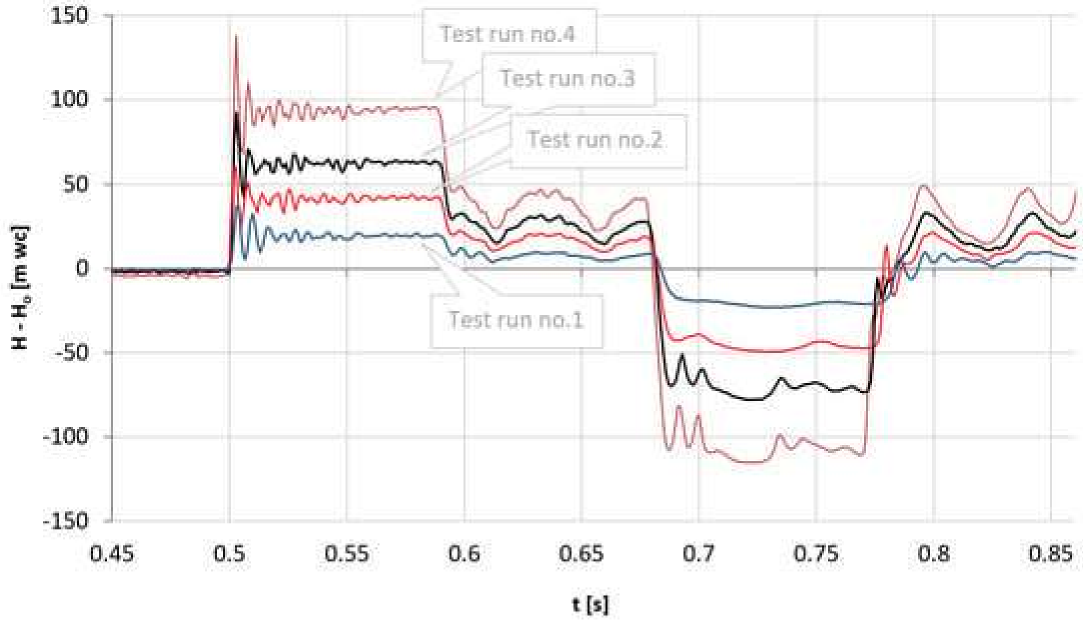
Przed testami stanowisko zostało starannie przepłukane i napełnione świeżą wodą z kranu, a następnie pozostawione bezczynnie przez pięć dni, aby zminimalizować wpływ powietrza zawartego w wodzie na badane zjawisko. Podczas postoju układ był otwarty — zawory w przewodach rurociągowych były otwarte, a ciśnienia między zbiornikiem górnym i dolnym wyrównane.

Wyniki pomiarów dla czterech wybranych przebiegów testowych uderzenia hydraulicznego przedstawiono na **rysunku 2.** Przedstawia on zmiany ciśnienia w przekroju najbliższym zaworowi szybkozamykającemu (**rysunek 1**). Zmiany te zarejestrowano przy różnych ciśnieniach wody w zbiorniku górnym (od 26,4 m sł. wody do 119 m sł. wody) i dla różnych przepływów początkowych (od ok. 114 l/h do ok. 530 l/h). Zestawienie tych fal ciśnienia pozwala na porównanie wpływu warunków początkowych na zakres i charakter rejestrowanych zmian ciśnienia podczas uderzenia hydraulicznego.



Rysunek 2. Przykłady zmian ciśnienia mierzonych przy zaworze dla różnych warunków początkowych (ciśnienie w zbiorniku przed zaworem,H_0H0i przepływ początkowy,Q_0Q0).

Występuje zjawisko interferencji tych fal, które można zaobserwować w nieregularnym kształcie fali, objawiającym się asymetrycznym przebiegiem z licznymi załamaniami, szczególnie na początku przebiegu, obejmującym od kilku do kilkunastu kolejnych amplitud (ok. pierwszych 7 s dla każdego analizowanego przebiegu ciśnienia). Wpływ określonej geometrii układu rurociągów hydraulicznych na przebieg zmian ciśnienia jest wyraźnie widoczny mniej więcej w połowie pierwszego piku ciśnienia, gdzie obserwuje się spadek średniego poziomu ciśnienia — **Rysunek 3.** Jest to głównie wynik przejścia fali ciśnienia z rury o mniejszej średnicy (rura nr 2 z zamontowanym na jej końcu zaworem szybkozamykającym) do rury o większej średnicy (rura nr 1). W przekroju zmiany średnicy fala ciśnienia ulega odbiciu, rozchodząc się jednocześnie w obu rurach.



Rysunek 3. Porównanie pierwszego okresu fali ciśnienia dla analizowanych przebiegów testu uderzenia wodnego.

Wahania ciśnienia, zarówno wysokoczęstotliwościowe, towarzyszące głównie pierwszemu wzrostowi ciśnienia, jak i niskoczęstotliwościowe, obserwowane np. między ~0,6 s a ~0,7 s, nałożone na główne zmiany ciśnienia uderzenia hydraulicznego, mogą być związane z różnymi czynnikami. Do najważniejszych, oprócz warunków geometrycznych rurociągu (skokowa zmiana średnicy między dwoma rurami), należy zaliczyć zjawiska związane z oddziaływaniem fal rozchodzących się w cieczy i materiale konstrukcji rurociągu (zjawisko FSI [12]), a także oddziaływanie mocowań rurociągu lub obecność powietrza w cieczy. Dwa ostatnie czynniki objawiają się stosunkowo niskoczęstotliwościowymi zmianami ciśnienia (porównywalnymi do głównych zmian ciśnienia związanych z uderzeniem hydraulicznym). Wysokoczęstotliwościowe zmiany ciśnienia obserwowane głównie na początku przebiegów testowych są najprawdopodobniej związane z ruchem zaworu odcinającego, który zatrzymuje się uderzając z dużą prędkością w zderzak. Uderzenie to generuje drgania rozchodzące się w konstrukcji zaworu i przenoszące się na konstrukcję rurociągu. W efekcie dochodzi do zjawiska FSI i obserwowanej fali ciśnienia nakładającej się na główne zmiany ciśnienia. Jednak doświadczenia autorów pokazują, że zastosowane rurki impulsowe i sposób zamocowania przetwornika, niezależnie od konstrukcji rurociągu, znacząco zmniejszają wpływ tego zjawiska na mierzony sygnał ciśnienia w stosunku do sytuacji, w której przetworniki byłyby zamontowane bezpośrednio na ściance rurociągu.

Badania eksperymentalne przeprowadzono w warunkach, które ze względu na założenia początkowe uznano za niemające istotnego wpływu na główny cel pracy, tj. opracowanie metody wiarygodnego wyznaczania prędkości propagacji fali ciśnienia w pojedynczych przewodach rurowych oraz eksperymentalną weryfikację niestacjonarnych modeli tarcia wykorzystywanych do symulacji zjawiska uderzenia hydraulicznego w złożonych układach rurociągowych. Uzyskane wyniki przedstawione w dalszej części artykułu potwierdziły słuszność tych założeń.

3. Określenie prędkości fali ciśnienia w badanym układzie

Aby wykonać obliczenia dotyczące uderzenia hydraulicznego w analizowanym układzie przepływowym, konieczna jest znajomość prędkości rozchodzenia się fali ciśnienia w poszczególnych przewodach o różnych średnicach. Jednym z możliwych sposobów określenia tej prędkości w badanych przypadkach jest wykorzystanie teorii Joukowskiego [48], która wiąże pierwszą amplitudę ciśnienia (maksymalny przyrost) z początkową prędkością przepływu i prędkością fali ciśnienia:

$$\Delta H_1 = \frac{a \cdot V_0}{g} = \frac{4\, a \cdot Q_0}{g \cdot \pi D^2} \qquad (2)$$

Gdzie ΔH_1 jest pierwszą amplitudą ciśnienia [m wc] ($\Delta H_1 = H_1 - H_{init}$), H_1 jest wysokością ciśnienia pierwszego wzrostu ciśnienia spowodowanego uderzeniem hydraulicznym [m wc], H_{init} jest wysokością ciśnienia w stanie ustalonym początkowym przed uderzeniem hydraulicznym [m wc], V_0 jest początkową średnią prędkością przepływu [m/s], Q_0 jest początkowym przepływem objętościowym [m^3 / s] i a jest prędkością fali ciśnienia [m/s].

Wzór (2) jest poprawny w przypadkach, gdy odcięcie przepływu cieczy w rurociągu następuje w czasie T_c, który nie jest dłuższy niż czas trwania fali ciśnienia krążącej tam i z powrotem wzdłuż rurociągu, w którym zainstalowany jest zawór szybkozamykający, tj. w czasie równym połowie okresu T fali ciśnienia w tym rurociągu:

$$T_c \leq \frac{T}{2} \;\rightarrow\; T_c \leq \frac{2L}{a} \qquad (3)$$

Gdzie T jest okresem fali ciśnienia [s] ($T = 4L/a$) I L jest długością rurociągu [m].

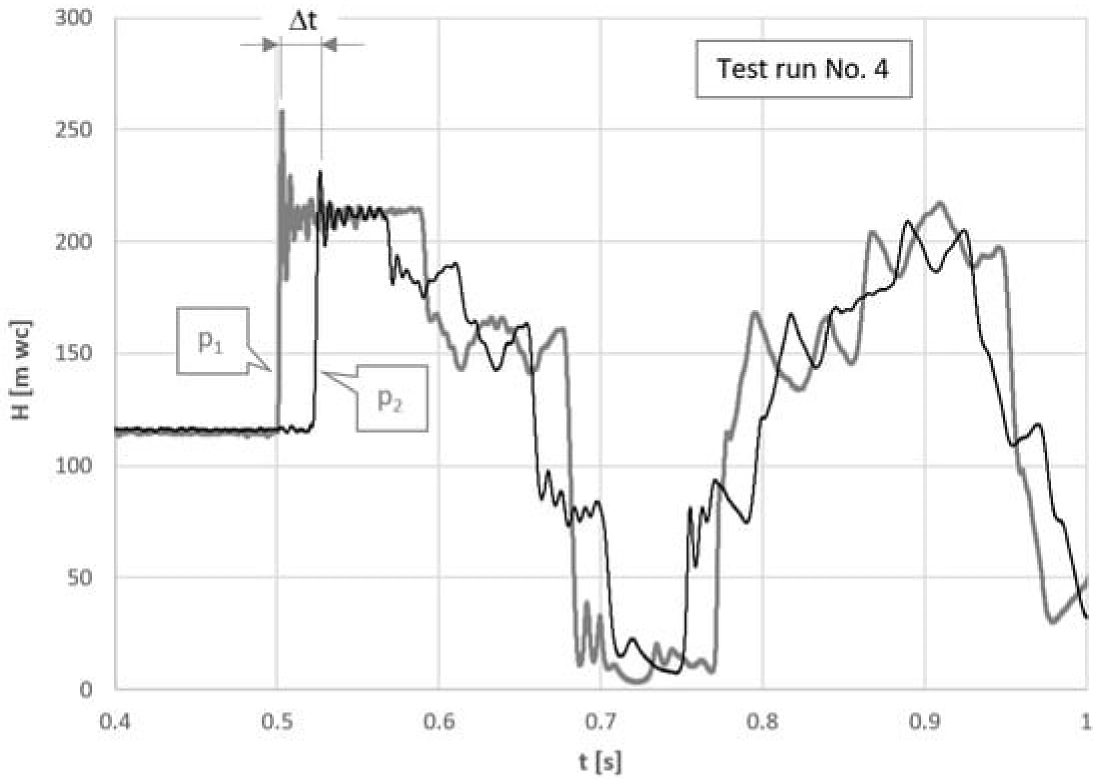
W analizowanym układzie laboratoryjnym spełniony jest warunek Równania (3): czas zamknięcia zaworu T_c jest około 50 razy krótszy niż stosunek $2L/a$ dla rurociągu nr 2. Dlatego analiza niepewności określenia czasu zamknięcia zaworu, która jest bardzo mała w zależności od rozdzielczości potencjometru i akwizycji danych, jest nieistotna w odniesieniu do analizy przeprowadzonej w tym artykule.

Głównym problemem tej metody jest to, że wymaga ona znajomości dokładnych wartości Q_0 I ΔH_1 aby móc dokładnie określić prędkość fali a korzystając z równania (2). Jak pokazano na **rysunku 3** , ze względu na oscylacje ciśnienia o wysokiej częstotliwości, najbardziej prawdopodobny wynik niekorzystnego wpływu drgań w konstrukcji wywołanych nagłym zamknięciem zaworu odcinającego, nie jest możliwe określenie wartości ΔH_1 z wymaganą dokładnością. Ponadto określenie przepływu początkowego może być obarczone znacznym błędem wynikającym z klasy dokładności zastosowanego przetwornika pomiaru przepływu. Dlatego w artykule zaproponowano metodę określania prędkości rozprzestrzeniania się fali ciśnienia opartą na pomiarze czasu przejścia fali ciśnienia między dwoma przekrojami, w których mierzono zmiany ciśnienia podczas badań.

W dalszej części artykułu przedstawiono drugą metodę, która wykorzystuje częstotliwość swobodnych oscylacji ciśnienia mierzonych w końcowej fazie ich tłumienia w badanym układzie rurociągowym do wyznaczania prędkości fali ciśnienia. Metodę tę zastosowano również do analizowanych przypadków uderzenia hydraulicznego.

3.1. Metoda nr 1

Wyposażenie stanowiska laboratoryjnego w pomiary ciśnienia w kilku przekrojach rurociągu pomiarowego otworzyło możliwość określenia prędkości rozchodzenia się fali ciśnienia w układzie za pomocą pomiaru czasu przejścia fali ciśnienia między dwoma odcinkami, w których wykonywano pomiary ciśnienia. Po szczegółowych analizach sygnałów pomiarowych postanowiono wykorzystać w tym celu sygnały pomiarowe z przetwornika zainstalowanego bezpośrednio przy zaworze (przetwornik nr 1) oraz przetwornika zainstalowanego w około połowie rurociągu nr 2 (przetwornik nr 2) — Rysunek **1.** W przypadku pozostałych sygnałów zbyt duże zniekształcenia sygnału, objawiające się wahaniami ciśnienia pochodzącymi głównie z odbić fal od przekroju zmian średnicy, ale także z efektów FSI, uniemożliwiły ich wykorzystanie w tej metodzie. Z uwagi na fakt, że w miarę trwania zjawiska uderzenia hydraulicznego zniekształcenia te pojawiają się również w sygnałach z przetworników nr 1 i 2, analizę można było przeprowadzić tylko dla pierwszego wzrostu ciśnienia po zamknięciu zaworu — **Rysunek 4** .



Rysunek 4. Sygnały pomiaru ciśnienia w dwóch mierzonych odcinkach rury nr 2: p_1—pomiar ciśnienia na zaworze; p_2—pomiar ciśnienia w około połowie rury nr 2.

Odległość między **sekcją 1** a **sekcją 2** pomiaru ciśnienia wynosiła Δl = 29,392 m. Korzystając z następującej podstawowej zależności:

$$a = \frac{\Delta l}{\Delta t} \tag{4}$$

wartość prędkości rozprzestrzeniania się fali ciśnienia w rurze nr 2 $a = a_{2\_mierz}$ można określić na podstawie wartości Δt oznaczający czas przejścia fali pomiędzy przekrojami pomiarowymi.

Aby oszacować prędkość fali ciśnienia w rurze nr 1 (a_{1_est}), który jest podłączony do zbiornika wlotowego, wartość prędkości fali ciśnienia w rurze nr 2 (a_{2_mierz}) można określić na podstawie analizy przedstawionej na **rysunku 4.** W tym celu można zastosować następujący wzór:

$$\frac{a_{1\_est}}{a_{2\_mierz}} = \sqrt{\frac{1 + \frac{D_2}{e_2}\cdot\frac{K}{E_2}c_{1\_2}}{1 + \frac{D_1}{e_1}\cdot\frac{K}{E_1}c_{1\_1}}} \tag{5}$$

Wzór (5) opiera się na równaniu (1) i uwzględnia fakt, że rurociągi użyte podczas testów są wykonane z tego samego materiału (miedzi) i są podparte w ten sam sposób, a założenia leżące u ich podstaw należy uznać za uzasadnione. W rozpatrywanym przypadku rura nr 1 (D_1 = 0,02 M, e_1 = 0,001 m) i rura nr 2 (D_2 = 0,016 M, e_2 = 0,001 m) są wykonane z tego samego materiału ($E_1 = E_2 = E = 120 \cdot 10^9$ w przypadku miedzi) i są sztywno przymocowane do fundamentu w podobny sposób ($c_{1\_1} = c_{1\_2} = c_1 = 1 - \nu^2$ wynosi 0,8775 przy użyciu współczynnika Poissona dla rur miedzianych $\nu = 0{,}35$). Współczynnik prędkości fali określony wzorem (5), obliczony dla $K = K_{woda} = 2{,}21 \cdot 10^9$ Pa (przy wodzie w temperaturze 23 °C i ciśnieniu ok. 100 m słupa wody [49]) wynosi ok. 0,975.

W tabeli 1 przedstawiono wartości prędkości fali ciśnienia wyznaczone przy pomocy równań (4) i (5) dla obu rur układu pomiarowego. Wartości te odnoszą się do czterech przebiegów testowych różniących się warunkami początkowymi (wartości Q_0 I H_0). The uncertainty of these quantities is mainly related to the time resolution of the recorded pressure oscillations. Therefore, the relative uncertainty will depend on the time interval that is being measured. In the analyzed cases, the time of the pressure wave passage between two measurement sections reaches values on the order of 10^{-2} s. Taking into account the recording frequency of measurement signals (20 kHz), this means that estimated relative uncertainty of measuring a_{1_est} and a_{2_meas} resulting from the procedure based on Equations (4) and (5) does not exceed 0.2% (the uncertainty of measuring the distance Δl between the transducers, which is estimated at about 0.015%, was omitted).

Table 1. Parameters of selected test runs with pressure wave speed determined using method #1.

From all of the results presented in Table 1, attention is drawn to their quite clear dependence on the pressure in the upstream tank, H_0, which indicates that higher speed of pressure wave propagation relates to the runs carried out at higher levels of this pressure. The most likely cause of this effect is discussed later in the paper.

3.2. Method #2

The direct effect of the configuration of the hydraulic pipeline system is the resultant frequency of pressure oscillations (free vibrations) observed at the end of the transient phenomenon—Figure 5. Based on the analysis of the pressure wave period for this phase of the phenomenon (averaged value from 20 selected final cycles of pressure oscillation in its developed phase, for which the impact of the change in diameter is insignificant and their shape is much more regular than for oscillations in the initial phase of the water hammer), the resultant wave speed a_{r_meas} was determined and its values are summarized in Table 2.

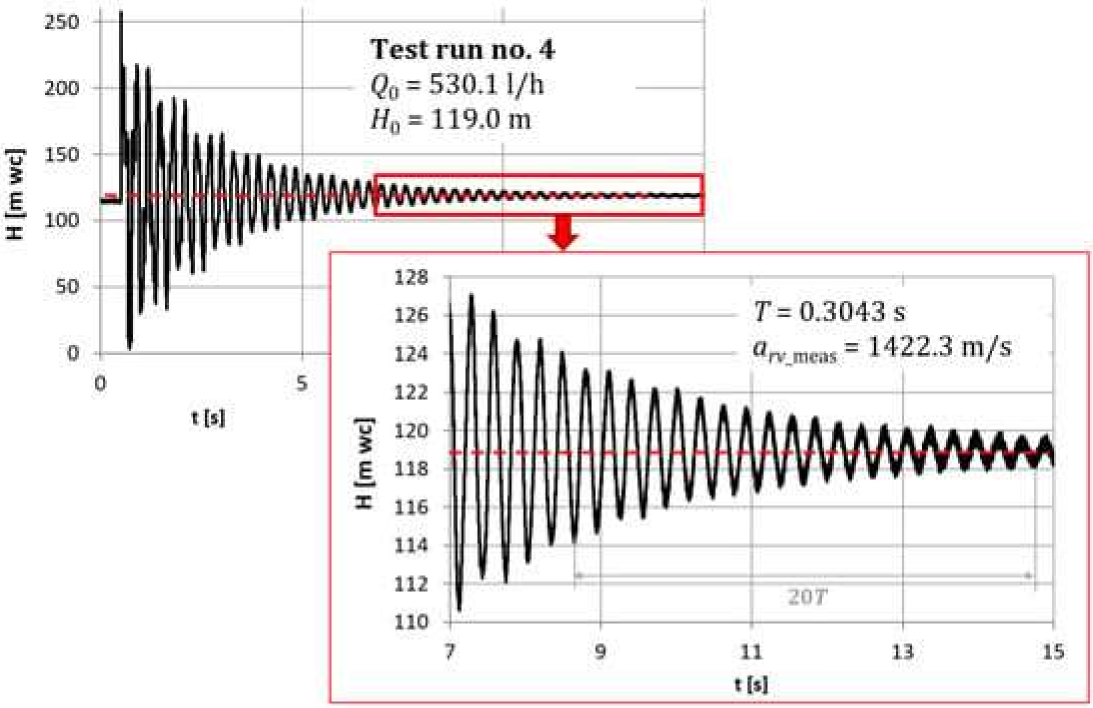
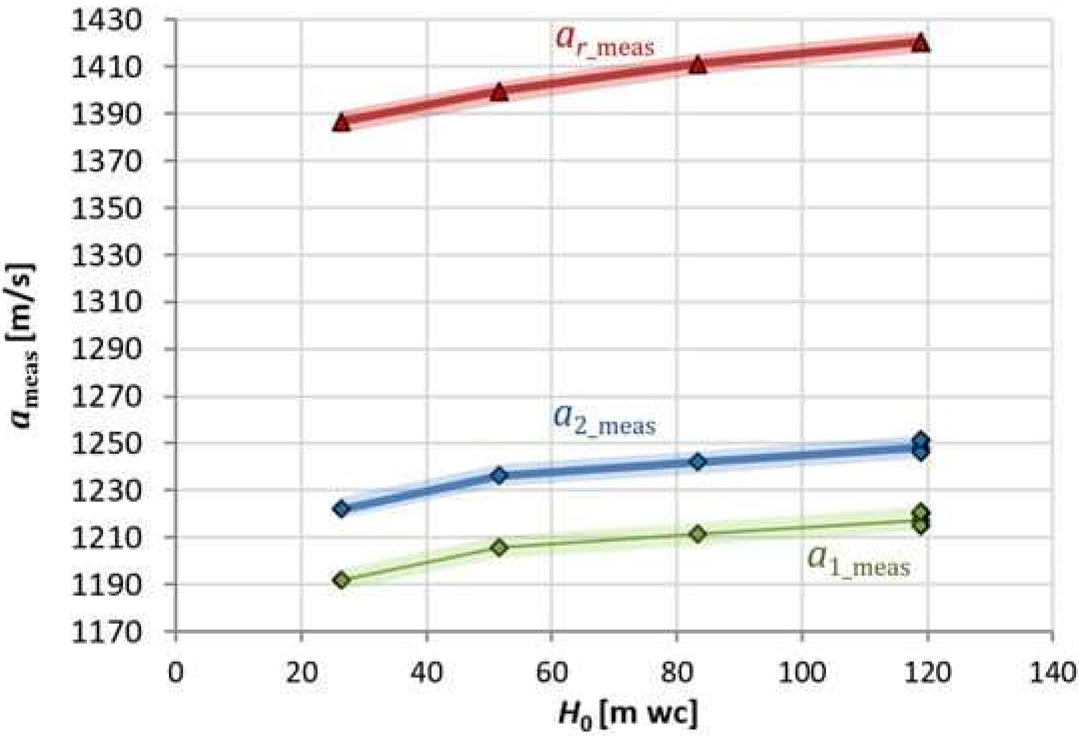


Figure 5. The method #2 of determining the resultant speed of the pressure wave (a_{r_meas}ar_meas) in a system composed of two pipes of different diameters.

Table 2. Parameters of selected measurement runs tested on a laboratory stand together with data for determining the resultant pressure wave speed of the pipeline composed of two pipes with different diameters.

The comparison of the results summarized in Table 1 and Table 2 and presented in Figure 6 shows that the determined resultant wave speed a_{r_meas}ar_meas, similarly to the speed in individual sections determined using method #1, also depends on the level of equilibrium pressure (pressure in the upstream tank), H_0H0. Efekt ten jest powszechnie znany i wielokrotnie potwierdzony badaniami naukowymi (np. w [46]). Wynika on z faktu, że w cieczy (w tym przypadku wodzie) znajduje się pewna objętość nierozpuszczonego w niej powietrza, głównie w postaci mikropęcherzyków. Objętość ta, choć zwykle niewielka, może odpowiadać za znaczną zmianę modułu sprężystości objętościowej, jak również gęstości cieczy wodno-powietrznej. Obie te wielkości wpływają na prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia, zmniejszając ją w stosunku do prędkości w cieczy bez powietrza. Ponadto, ze względu na znaczną ściśliwość powietrza, zmiana ciśnienia cieczy powoduje zmianę proporcji objętości powietrza do objętości cieczy. Przekłada się to na zmiany modułu sprężystości objętościowej i gęstości cieczy, co z kolei powoduje zmiany prędkości rozchodzenia się fali ciśnienia w tych warunkach (tj. większe ciśnienie zmniejsza objętość mikropęcherzyków powietrza w cieczy, co zwiększa prędkość rozchodzenia się fali ciśnienia). Szacuje się w przybliżeniu, że w analizowanych przypadkach zawartość powietrza może stanowić mniej niż 10−3 % całkowitej objętości płynu przy ciśnieniu standardowym [46].

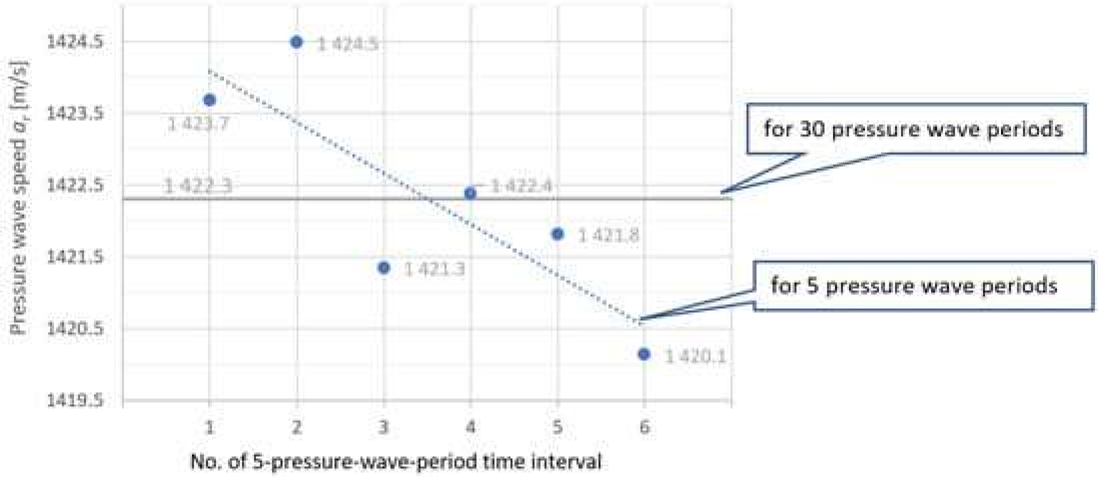


Rysunek 6. Prędkość fali ciśnienia dla rur nr 1 i nr 2 (a_{1_est}a1_est,a_{2_mierz}a2_meas) wyznaczone metodą nr 1 (opartą na pomiarze czasu przejścia fali ciśnienia pomiędzy dwoma kolejnymi przekrojami rury) i prędkością (a_{r_meas}ar_meas) wypadkowej fali ciśnienia (w rozwiniętej fazie oscylacji).

Warto zauważyć, że wypadkowa prędkość fali,a_{r_meas}ar_meas, jest o 7–10% wyższa od wartości prędkościa_{2_mierz}a2_measi aż o 10–13% oda_{1_est}a1_estokreślono stosując odpowiednio równania (4) i (5) (metoda nr 1). Ponadto wartośća_{r_meas}ar_measjest tylko o 4–7% mniejsza od prędkości dźwięku w wodzie (1487,4 m/s w warunkach testowych).

Określenie wartościa_{r_meas}ar_measjest obarczony porównywalną absolutną niepewnością co do ustaleniaa_{1_est}a1_estIa_{2_mierz}a2_measkorzystając z równań (4) i (5). Dzieje się tak, ponieważ w przypadku określania prędkości falia_{r_meas}ar_measstosując metodę nr 2, niepewność względna nie zależy wyłącznie od liczby swobodnych oscylacji, które zostaną wzięte pod uwagę przy określaniu średniego okresu fali ciśnienia. Musi ona również uwzględniać zmianę częstotliwości fali w trakcie zjawiska.

Wiadomo, że tarcie powoduje spadek częstotliwości fali w miarę trwania zjawiska stanu przejściowego. **Załącznik A** przedstawia przybliżoną analizę wpływu tłumienia na zmianę częstotliwości fali — analiza została przeprowadzona przy założeniu liniowego spadku tłumienia i wykazała pomijalny, ok. 0,05%, wpływ takiego tłumienia na zmniejszenie częstotliwości drgań liniowo tłumionych w stosunku do drgań nietłumionych. W przypadku uderzenia hydraulicznego tarcie jest nieliniowe, co oznacza, że częstotliwość fali ciśnienia podczas tego zjawiska, a tym samym również prędkość propagacji fali ciśnienia, zależy od jej czasu trwania. Aby oszacować ten efekt, zastosowano metodę nr 2 opartą na pomiarze czasu dla sześciu kolejnych pięciookresowych przedziałów czasowych. Ponadto prędkości fali ciśnienia określone na tej podstawie porównano z wartością określoną dla 30 okresów fali. Wyniki przedstawione na **rysunku 7** potwierdzają spadek prędkości propagacji fali ciśnienia wraz z czasem trwania zjawiska. Należy jednak zachować ostrożność w interpretacji tych wyników ze względu na obserwowane rozproszenie wartości prędkości wokół linii trendu. Może to być związane z faktem, że w analizowanej fazie oscylacji ciśnienia wpływ zmian średnicy przewodów w układzie przepływowym na przebieg zmian ciśnienia może być nadal obecny. Należy jednak podkreślić, że rozrzut ten jest niewielki (osiągający maksymalnie 2,5 m/s, tj. ok. 0,15% wartości średniej) i potwierdza, że zastosowanie metody nr 2 opartej na średniej wartości częstotliwości z kilkudziesięciu okresów fali ciśnienia w jej końcowej fazie nie wpływa istotnie na wyniki tej metody. Należy to uwzględnić przy określaniu niepewności metody, która powinna wynosić ok. 0,2% dla analizowanych przypadków, tj. jak dla metody nr 1.



Rysunek 7. Porównanie prędkości rozprzestrzeniania się fali ciśnienia mierzonej od końcowej fazy uderzenia hydraulicznego przy wykorzystaniu czasu trwania 30 okresów fali i 6 kolejnych okresów 5-falowych.

Odpowiednie pasmo niepewności metody nr 1 określone zgodnie z [47], wraz z pasmem niepewności metody nr 2, oceniono na podstawie powyższych rozważań i przedstawiono na rysunku 6 .

Ilość a_{r_meas} może być wykorzystana do określenia prędkości propagacji fali ciśnienia w poszczególnych odcinkach rurociągu. Wymaga to założenia, że wartość ta odpowiada wartości prędkości propagacji, a_e, który charakteryzowałby prosty układ hydrauliczny, złożony z jednolitego rurociągu o równoważnych, stałych parametrach geometrycznych (średnica, grubość ścianki) i materiałowych (jednolitych na całej długości) równoważnych układowi rzeczywistemu według analizy uderzenia hydraulicznego. Podejście oparte na zastąpieniu rzeczywistych układów zbudowanych z szeregu rur równoważnym rurociągiem jest bardzo powszechne w praktyce, zwłaszcza w zagadnieniach związanych z rozległymi sieciami przesyłowymi, gdzie pożądane jest szybkie i wiarygodne oszacowanie skutków uderzenia hydraulicznego. W literaturze zaleca się przeprowadzanie takiej uproszczonej analizy, zachowując podobieństwo sił bezwładności i tarcia oraz okresu czasu przejścia fali ciśnienia [19 , 20 , 23]. Zgodnie z tą zasadą prędkość fali ciśnienia w równoważnym rurociągu, a_e, (wynikająca z założenia, że okres fali jest zachowany w każdym indywidualnym odcinku) jest funkcją zależną od parametrów geometrycznych (długości, pola przekroju) oraz od prędkości fali ciśnienia w danym odcinku. i-tego odcinka rurociągu. Założenie $a_e = a_{r\_meas}$ i znajomość pełnej geometrii rzeczywistego układu, otwiera szansę na określenie wartości prędkości fali ciśnienia w poszczególnych rurach wchodzących w skład złożonego układu rurociągów. Ważność wyników uzyskanych tą procedurą zależy od zastosowanego równoważnego modelu rurociągu, jak pokazano poniżej. Jedna z propozycji takiego modelu opiera się na następującej zależności [19 , 23]:

$$a_e = \sum L_i \Big/ \sum \frac{L_i}{a_i} \qquad (6)$$

W tym modelu prędkość a_e ma wartość pośrednią pomiędzy wartościami a_i dla poszczególnych rur systemu rurociągów. Jednakże taki wynik, zakładając, że wartość a_e powinien dobrze przybliżać wartość prędkości a_{r_meas} wypadkowej fali ciśnienia, jest sprzeczna z wynikami eksperymentu przedstawionymi w **tabeli 1** i **tabeli 2** oraz na **rysunku 6.** Dlatego w dalszych obliczeniach, w oparciu o [**33** , **34**], zastosowano alternatywną metodę wyznaczania prędkości równoważnej w układzie rurociągów składającym się z różnych rur połączonych szeregowo.

Zgodnie z tą metodą wartość a_e można obliczyć, korzystając z liniowej analizy opartej na transformacie Laplace'a systemu zbudowanego z szeregowo połączonych rur. Związek, który wyłania się z tej analizy, jest następujący:

$$\frac{4L_e}{a_e}=\frac{2\pi}{\omega_e}\rightarrow a_e=\frac{2}{\pi}L_e\omega_e \quad (7)$$

Gdzie ω_e jest częstotliwością kołową oscylacji ciśnienia (indeks e oznacza „system równoważny”):

$$\omega_e=\frac{2\pi}{T_e}, \quad (8)$$

co w przypadku dwóch rur połączonych szeregowo spełnia następujące równanie [**33** , **34**]:

$$\frac{a_1 A_2}{a_2 A_1}\cdot\tan\frac{\omega_e L_1}{a_1}\cdot\tan\frac{\omega_e L_2}{a_2}=1 \quad (9)$$

Inne symbole w równaniach (7)–(9) oznaczają: a_1 Lub a_2 jest rzeczywistą charakterystyką prędkości fali ciśnienia dla każdej pojedynczej rury [m/s]; A_1 Lub A_2 jest powierzchnią przekroju poprzecznego każdej pojedynczej rury [m^2] ($A = 0{,}25\,\pi\cdot D^2$); L_1 Lub L_2 jest długością pojedynczej rury [m]; L_e jest równoważną długością szeregowo połączonego systemu rur, będącą sumą długości poszczególnych elementów systemu [m]; i T_e jest okresem fali [s].

Należy podkreślić, że powyższa analiza nie uwzględnia pełnego wpływu strat tarcia na parametry uderzenia hydraulicznego. Pominięcie tzw. oporu jednostkowego przewodu nie oznacza całkowitego wykluczenia strat z analizy, a jedynie zmniejszenie ich wpływu, co objawia się m.in. zmianą częstotliwości fali. Jak jednak pokazuje dalsza analiza, takie założenie ma pomijalny wpływ na prędkość fali w badanym układzie.

Gdy wartości a_1 I a_2 są znane, równanie (9) umożliwia określenie wartości ω_e i w konsekwencji wartość równoważnej prędkości rozprzestrzeniania się fali, a_e.

Z drugiej strony, przy znanych parametrach geometrycznych rur, tj. A_1, A_2 I L_1 I L_2 i stosunek a_1/a_2 podane przez Równanie (5) można wykorzystać powyższą procedurę do numerycznego określenia wartości prędkości rozprzestrzeniania się ciśnienia w poszczególnych odcinkach rurociągu a_1 I a_2 zgodnie z równaniem (9) dla danej wartości ω_e.

Wartości prędkości fali ciśnieniowej w poszczególnych przewodach układu rurociągów, obliczone zgodnie z opisaną procedurą dla analizowanych przebiegów testowych, przedstawiono w **tabeli 3.** Wartości te porównano z wartościami prędkości fali ciśnieniowej w poszczególnych przewodach wyznaczonymi metodą nr 1 na podstawie równań (4) i (5). Różnice między porównywanymi wartościami wynoszą średnio ok. 0,08% i maks. 0,1% (mieści się to w przedziałach niepewności oszacowanych dla metody nr 1 i nr 2). Porównanie wyników uzyskanych dwiema analizowanymi metodami potwierdza pozytywną weryfikację metody nr 2.

Tabela 3. Wartości prędkości fali ciśnieniowej w układzie rurociągowym — porównanie wartości uzyskanych metodą nr 1 i metodą nr 2.

Należy zauważyć, że w tej metodzie, w przeciwieństwie do metody nr 1, wystarczy znać zmiany ciśnienia tylko w jednym przekroju pomiarowym, co sprawia, że metoda nr 2 jest znacznie atrakcyjniejsza w stosowaniu niż metoda nr 1 w kontekście analizy i określania prędkości rozprzestrzeniania się fali ciśnienia w układach złożonych z rur połączonych szeregowo, przynajmniej w przypadku mniej złożonych układów przepływowych składających się z kilku rurociągów połączonych szeregowo.

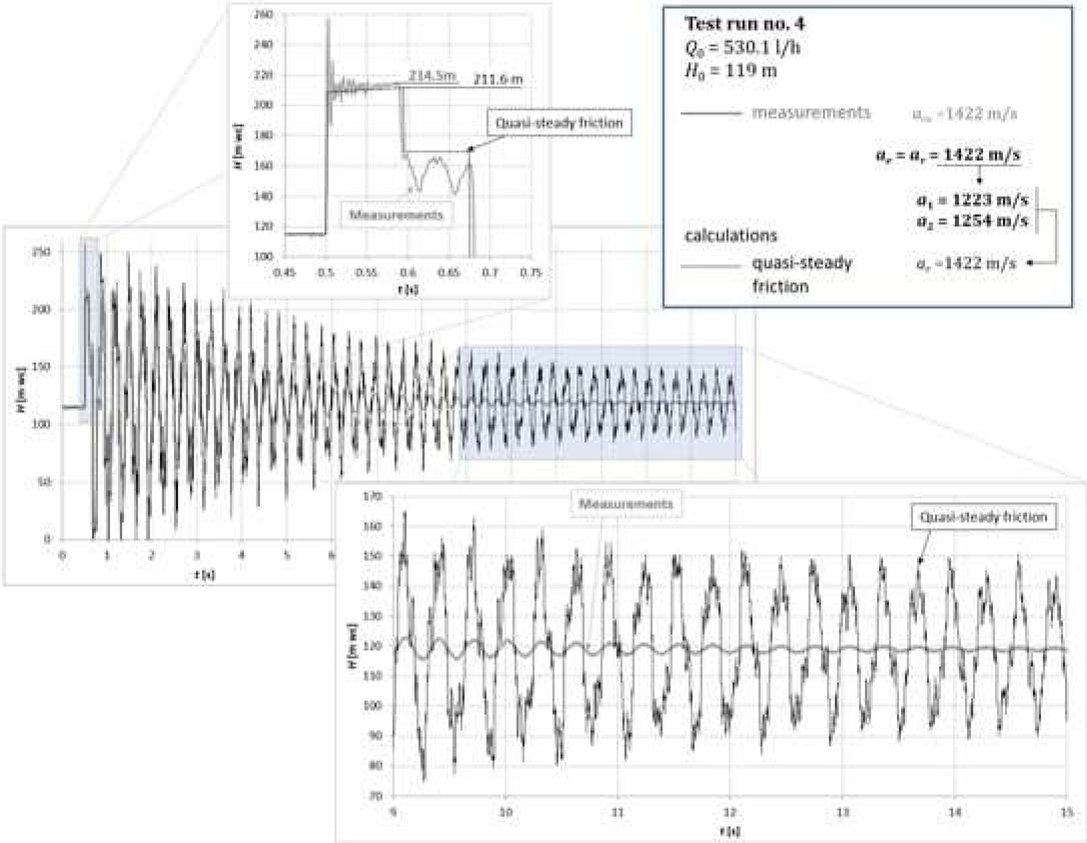
4. Weryfikacja metody symulacji uderzeń wodnych w systemach rurociągowych składających się z rur o różnych średnicach połączonych szeregowo

Analizę numeryczną zjawiska uderzenia hydraulicznego powstającego w wyniku szybkiego odcięcia przepływu w układzie dwóch połączonych szeregowo rur o różnych średnicach przeprowadzono przy użyciu własnego programu komputerowego. Algorytm tego programu oparty jest na metodzie charakterystyk i uwzględnia niestacjonarność strat tarcia według kilku dostępnych modeli. Program został pozytywnie zweryfikowany na podstawie licznych porównań jego wyników z wynikami eksperymentów, również tych przeprowadzonych w laboratorium IMP [3 , 5 , 6 , 50]. W programie zastosowano specjalną procedurę dyskretyzacji domeny rozwiązań, która skutecznie eliminuje negatywny wpływ tłumienia numerycznego na wyniki obliczeń, utrzymując warunek CFL w całej siatce charakterystyk [51]. Szczegóły dotyczące tej procedury oraz ogólny opis MOC przedstawiono w **Załączniku B.** Konsekwencją zastosowania specjalnej procedury dyskretyzacji domeny rozwiązań jest, oprócz braku tłumienia numerycznego (**rys. A2**), również brak wrażliwości proponowanej metody numerycznej na zmiany gęstości siatki. Ważne jest jednak, aby w celu wykorzystania w obliczeniach parametrów każdego z szeregowo połączonych przewodów układu hydraulicznego jak najbardziej zbliżonych do parametrów zadanych/rzeczywistych, konieczna jest odpowiednio gęsta siatka numeryczna (istotne jest uzyskanie odpowiednio małej różnicy między wartością rzeczywistą a zadaną).*a*aI*a*siatkaagridużyte w obliczeniach — **Załącznik B**).

Obliczenia przebiegów ciśnienie–czas uzyskane przy użyciu opracowanej metody numerycznej porównano z przebiegami zarejestrowanymi w trakcie badań na stanowisku laboratoryjnym w celu sprawdzenia ich zbieżności. W pracy skupiono się na zmianach ciśnienia w przebiegach zachodzących w przekroju poprzecznym bezpośrednio przy zaworze szybkozamykającym. Obliczenia wykonano z uwzględnieniem modeli quasi-stacjonarnych (opartych na prawie Hagena–Poiseuille'a i wzorze Colebrooka–White'a) i niestacjonarnych (efektywna wersja modelu Vardy'ego i Browna [52 , 53] oraz dwie wersje modelu Brunone'a i in. [54 , 55]) strat tarcia opisanych szczegółowo w Załączniku **B.**

4.1. Weryfikacja metody numerycznej przy użyciu modelu strat tarcia quasi-stacjonarnego

Obliczenia przeprowadzone w celu przeprowadzenia analizy porównawczej zostały wykonane dla przebiegu nr 4 (warunki początkowe przedstawiono w **tabeli 1**) i wraz z zmierzonymi wysokościami ciśnienia przedstawiono na **rysunku 8** .



Rysunek 8. Porównanie wahań ciśnienia mierzonych na zaworze (próba nr 4) z obliczoną falą ciśnienia otrzymaną przy zastosowaniu quasi-stacjonarnego modelu strat tarcia dla prędkości fali w rurach połączonych szeregowo wyznaczonej na podstawie równania (9).

Ponieważ analiza prędkości propagacji fali ciśnienia wyznaczonej metodą nr 1 i metodą nr 2 wykazała wysoki stopień ich zgodności, przeprowadzono weryfikację obliczeń wykonanych przy użyciu modeli strat tarcia dla wyników uzyskanych metodą łatwiejszą w użyciu, tj. proponowaną metodą nr 2 (na podstawie równania (9) – **tabela 3**):a_1a1= 1223 m/s ia_2a2= 1254 m/s dla rury o większej i mniejszej średnicy.

Siatka numeryczna użyta w obliczeniach (regularna siatka prostokątna) miała 446 węzłów wzdłuż osi x rur (206 dla rury nr 1 i 240 dla rury nr 2) i 76 642 węzłów wzdłuż osi czasu (czas symulacji).t_{max}tmax= 15 s). Szczegóły dotyczące metody dyskretyzacji obszaru rozwiązania znajdują się w **Załączniku B.** Zgodnie z **Rysunkiem A1** siatka w każdym rurociągu jest identyczna, ale różni się wymiarami komórek siatki. Wymiary komórek wzdłużxx-oś (oś rurociągów), zdefiniowana zgodnie z relacją$\Delta x_i = \Delta t_i \cdot a_{i_siatka}$Δxi=Δti·ai_grid, Gdzie$a_{i_siatka}$ ai_gridjest zdefiniowany w Równaniu (A25) i wygląda następująco:

- Dla rury nr 1:Δx_1= 0,2393 m Δx1=0.2393 m
- Dla rury nr 2:Δx_2= 0,2454 m Δx2=0.2454 m

Wymiary siatki wzdłużtt-oś dla obu rurociągów ($\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t$)Δt1=Δt2=Δt)były równe$\Delta t = 1{,}957 \cdot 10^{-4}$SΔt=1.957·10−4sDzięki takiemu doborowi rozmiaru siatki względny błąd odwzorowania prędkości fali w poszczególnych rurach wynosił$|\varepsilon_{a1}|$|εa1|= 0,02%,$|\varepsilon_{a2}|$|εa2|= 0,01% dla poszczególnych rur (równanie (A26) w **Załączniku B**). Należy tutaj podkreślić, że przedstawione powyżej względne błędy odwzorowania prędkości fali w poszczególnych rurach nie generują tłumienia numerycznego, a jedynie wpływają na rozbieżności pomiędzy zestawem ($a_i$ai) i obliczone (a_{i_siatka}ai_grid) wartości prędkości propagacji fali ciśnienia. Błędy z tym związane są nie mniejsze niż dziesięciokrotnie mniejsze od niepewności metod nr 1 i nr 2 wyznaczania prędkości a_i z danych pomiarowych, więc nie mają istotnego wpływu na wyniki obliczeń i wnioski formułowane na późniejszym etapie analizy.

W celu sprawdzenia algorytmu obliczeniowego obliczenia wykonano z wykorzystaniem quasi-stacjonarnego modelu strat tarcia (obliczenia wykonano z wykorzystaniem prawa Hagena-Poiseuille'a i wzoru Colebrooka-White'a, przyjmując wartość gęstościρρ=998,97 kg/m3 i lepkość dynamiczna$\mu = 0{,}938 \cdot 10^{-3}$μ=0.938·10−3Pa·s dla wody w temperaturze 23 °C i przy założeniu bezwzględnej chropowatości powierzchni wewnętrznej rury miedzianej$k_r$kr= $2 \cdot 10^{-6}$ m — patrz równania (A11)–(A13) w **dodatku B**).

Porównanie wyników pomiarów i obliczeń, wykonanych przy wykorzystaniu quasi-stacjonarnego modelu strat tarcia, przedstawionego na **rysunku 8** , wykazało brak zgodności między nimi w zakresie zmian amplitud ciśnienia w czasie i kształtu fali ciśnienia. Charakterystyczne dla obliczonej fali ciśnienia są liczne odbicia falowe, utrzymujące się przez cały czas symulacji, natomiast fala zmierzona wykazuje łagodny, sinusoidalny przebieg w rozwiniętej fazie oscylacji ciśnienia.

Obserwacje te potwierdzają powszechnie znane cechy quasi-stacjonarnego modelu strat tarcia, który poza pierwszymi kilkoma amplitudami ciśnienia nie pozwala na dokładną symulację zjawiska uderzenia hydraulicznego. Należy jednak zauważyć, że w przedstawionym przypadku wyniki obliczeń wykazują dobrą zgodność co do wartości pierwszej amplitudy ciśnienia (z wyłączeniem pików ciśnienia o wysokiej częstotliwości) — obliczenia pokazują, że główna zmiana ciśnienia z uderzenia hydraulicznego (mierzona jak pokazano na **rysunku 8**) jest niedoszacowana tylko o około 1%.

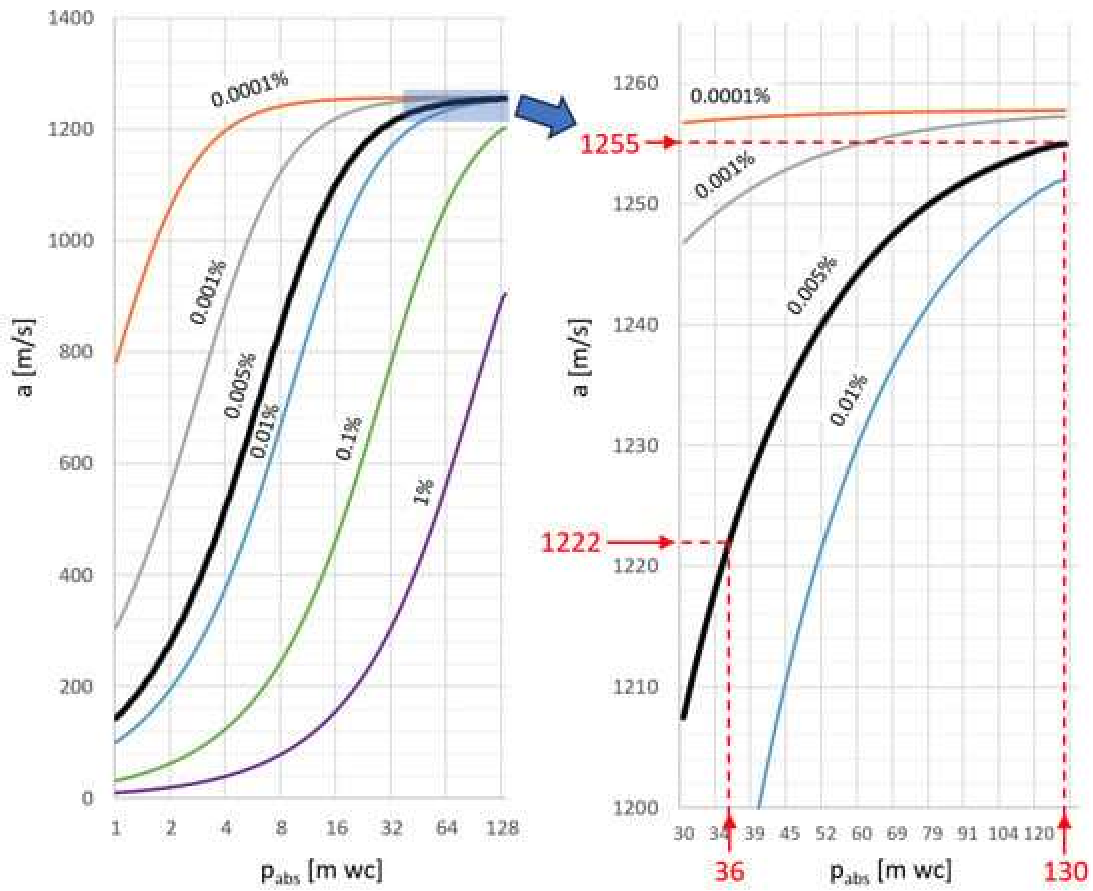
Należy jednak zauważyć, że wyniki obliczeń uzyskane przy wykorzystaniu quasi-stacjonarnego modelu tarcia wykazują bardzo dobrą zgodność z częstotliwościami zmierzonej fali ciśnienia – okres fali, który wyznaczono na podstawie opracowanej fazy oscylacji ciśnienia, wynosi ok. 0,3043 s zarówno dla zmierzonej, jak i obliczonej fali ciśnienia.

Potwierdza to słuszność założeń leżących u podstaw proponowanej metody nr 2 wyznaczania wartości prędkości fali ciśnienia w poszczególnych rurach w oparciu o model równoważny rurociągu opisany w [**33**].

4.2. Weryfikacja metody numerycznej z wykorzystaniem modeli niestacjonarnych strat tarcia

Główny zakres tej pracy skupił się na weryfikacji niestacjonarnych modeli tarcia użytych do symulacji uderzenia hydraulicznego w analizowanym układzie składającym się z rur o różnych średnicach połączonych szeregowo. Oczekiwana lepsza zgodność amplitud ciśnienia pomiędzy pomiarami i obliczeniami z niestacjonarnymi modelami tarcia została potwierdzona dla wydajnej wersji modelu Vardy'ego i Browna (Vardy and Brown efficient) oraz modelu Brunone'a i in. w wersji 1 (zk_3k3współczynnik obliczony z równania (A18) – Brunone i in. wer. 1) i wersji 2 (ze stałą wartościąk_3k3współczynnik dostosowany do przebiegu referencyjnego – w przypadku przebiegu testowego nr 4 przyjęto wartość tego współczynnika$k_3 = 0{,}045$k3=0.045– Brunone i in. wer. 2). Modele te poddano również weryfikacji eksperymentalnej w poprzednich badaniach autorów dla jednorodnego rurociągu o stałych parametrach [**3**].

Wyniki obliczeń dla opisanych powyżej modeli Vardy'ego i Browna oraz Brunone'a i in. ver. 1 przedstawiono na **rysunku 9.** Pod względem jakości fala ciśnienia symulowana przy użyciu modelu Vardy'ego i Browna wykazuje znacznie lepszą zgodność z pomiarami niż obliczenia wykonane przy użyciu modelu Brunone'a i in. ver. Model Vardy'ego i Browna generuje falę, która w fazie rozwiniętej oscylacji jest regularna, bardzo podobna do fali mierzonej. W przypadku modelu Brunone'a i in. ver. 1 fala ciśnienia jest znacznie bardziej nieregularna, co wskazuje, że kombinacja rur o skokowej zmianie średnicy wpływa na obliczoną falę ciśnienia w całym analizowanym czasie symulacji. Oznacza to, że kształt tej fali znacząco różni się od fali odniesienia (mierzonej), zwłaszcza w fazie rozwiniętej oscylacji ciśnienia. Ponadto należy zwrócić uwagę na lepszą zgodność fali ciśnienia symulowanej przy użyciu modelu Vardy'ego i Browna z pomiarami, głównie pod względem tłumienia fali.



Rysunek 9. Analiza zawartości frakcji gazowej w cieczy podczas badań laboratoryjnych.

Porównanie wyników obliczeń z wynikami pomiarów wykazało, że okres obliczeniowej fali ciśnienia,TT, w zależności od użytego modelu, przedstawia się następująco:

- ok. 0,309 s dla efektywnego modelu Vardy'ego i Browna,
- ok. 0,310 s dla modelu Brunone et al. wer. 1.

Oznacza to, że częstotliwość fali symulowanej przy użyciu tych modeli strat tarcia jest niższa o prawie 1,7% i 1,8%, odpowiednio, od częstotliwości fali mierzonej podczas testów. Wypadkowa prędkość fali$a_r$arw przypadku obliczeń wynosiła 1398 m/s dla efektywnego modelu Vardy'ego i Browna oraz 1397 m/s dla modelu Brunone'a i in. wer. 1. Wartości te są mniejsze od wypadkowej wartości prędkości dla zmierzonej fali (1422 m/s). Ta rozbieżność nie może być wynikiem tłumienia fali ciśnienia i jego nieistotnego wpływu na częstotliwość fali ciśnienia, jak pokazano w analizie przedstawionej na rysunku 7 i w załączniku A. Biorąc pod uwagę wyniki tych analiz, można stwierdzić, że tłumienie fali ciśnienia wywołane tarciem, ponieważ jest znikomo małe, nie może być uważane za przyczynę obserwowanej niezgodności i należy założyć, że różnice te najprawdopodobniej wynikają z właściwości zastosowanych modeli strat tarcia. Jednak potwierdzenie tej tezy wymaga dodatkowych badań i analiz. Niemniej jednak należy podkreślić, że istnieje bardzo duża zgodność z pomiarami uwzględniającymi współczynnik tłumienia uzyskany przy użyciu efektywnego modelu Vardy'ego i Browna, a różnice w prędkości propagacji fali ciśnienia są stosunkowo niewielkie. Oznacza to, że model ten, oprócz walorów teoretycznych, wydaje się mieć duży potencjał zastosowania w praktyce inżynierskiej.

5. Dyskusja

Szczegółowej analizie poddano wyniki badań eksperymentalnych przedstawionych w niniejszym artykule, przeprowadzonych na stanowisku wyposażonym w rurociąg miedziany składający się z dwóch rur o różnych średnicach połączonych szeregowo. Dzięki zastosowaniu dwóch różnych metod określania prędkości fali ciśnienia w układzie z danych eksperymentalnych wykazano m.in., że wielkość ta zależy od poziomu ciśnienia w zbiorniku zasilającym. Za najbardziej prawdopodobną przyczynę tego zjawiska uznano obecność w wodzie pewnej ilości mikropęcherzyków gazu (powietrza), których nie udało się całkowicie wyeliminować przed badaniami, mimo pozostawienia wody w stanie spoczynku przez kilka dni.

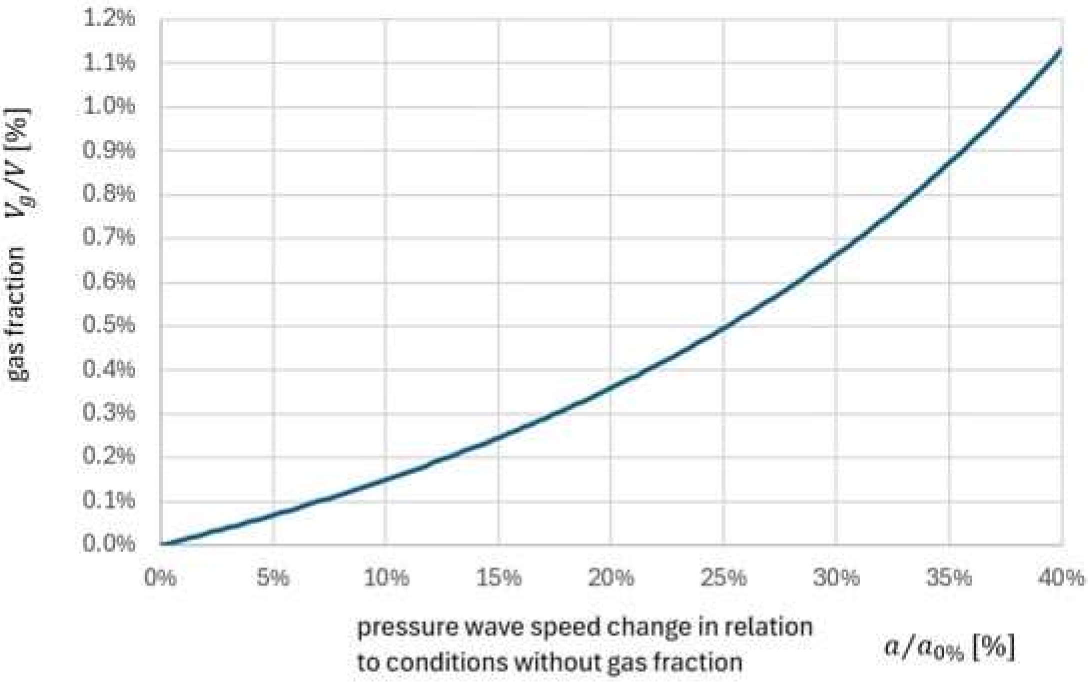
Obecność nierozpuszczonego powietrza może wprowadzać dodatkową niepewność do wyników uzyskanych za pomocą proponowanych metod. Niepewność tę można zminimalizować, przeprowadzając szczegółową analizę wpływu zawartości powietrza na prędkość fali ciśnienia zgodnie z metodologią przedstawioną w [**46**] (rozdział 8-2, s. 139–142). Opiera się ona na zależności zmian prędkości fali ciśnienia od poziomu ciśnienia i zawartości frakcji gazowej w mieszaninie powietrze–woda. Zależność ta wynika z uwzględnienia zmian modułu sprężystości objętościowej i gęstości spowodowanych obecnością powietrza w wodzie. Znajduje to odzwierciedlenie we wzorze na prędkość fali ciśnienia, który po pewnych założeniach upraszczających wykazuje swoją zależność od geometrii rurociągu (D,e) i moduł Younga materiału rurociągu (E), jak również na module sprężystości objętościowej cieczy (wody)K, ciśnienie absolutnep_{abs}a zawartość frakcji gazowej określono na podstawie stosunku objętości gazu do całkowitej objętości mieszaniny gazowo-wodnejV_g/V:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1+\frac{KD}{Ee}+\frac{V_g}{V}\frac{K}{p_{abs}}}} \qquad (10)$$

Analiza przeprowadzona dla różnych wartościV_g/Vwspółczynniki przedstawiono na **rysunku 9** i dotyczą zmian prędkości fali ciśnienia w rurociągu nr 2. Zmiany prędkości fali ciśnienia mierzone podczas eksperymentu metodą nr 1 w warunkach ciśnieniap_{abs}w trakcie badań laboratoryjnych (na głębokości od 36 m n.p.m. do 130 m n.p.m.) udało się określić zawartość gazu w mieszaninie gazowo-wodnej na poziomie ok.V_g/V= 0,005%.

Jak wynika z przedstawionej analizy, zawartość powietrza w warunkach laboratoryjnych powoduje zmianę prędkości propagacji o ±1,3%. Zakres tych zmian uzasadnia stwierdzenie, że zawartość nierozpuszczonego powietrza w wodzie występującej w warunkach laboratoryjnych nie wprowadza istotnej niepewności do przedstawionych rozważań.

Zależność prędkości fali ciśnienia od udziału gazu w cieczy pokazano na **rysunku 10.** Warto podkreślić, że przy dużej zawartości gazu zmiana prędkości fali szybko wzrasta, ale w zakresie do$V_g/V = 0{,}15\,\%$, zmiana ta nie jest większa niż 10%.



Rysunek 10. Zmiana prędkości fali ciśnienia w zależności od frakcji gazu w płynie.

Należy podkreślić, że zmiana prędkości fali ciśnienia wraz ze zmianą objętości gazu, zwłaszcza przy niskich$V_g/\,V$Vg/V, nie wpływa na niepewność proponowanych metod, ponieważ opierają się one na precyzyjnych pomiarach czasu (metoda nr 1 określa prędkość fali ciśnienia na podstawie czasu przejścia fali między dwoma przekrojami rurociągu, podczas gdy metoda nr 2 opiera się na okresie fali w fazie swobodnych oscylacji).

Wyniki badań wskazują na stosunkowo wysoką częstotliwość wahań ciśnienia swobodnego (dla rurociągu o pełnej długości)$L = L_1 + L_2$L=L1+L2) w końcowej (rozwiniętej) fazie uderzenia hydraulicznego. Jego wartość w badanych na stanowisku przypadkach była wyższa od wyników z teorii propagacji fali ciśnieniowej w pojedynczych rurach, bez uwzględnienia procesu ich wzajemnego oddziaływania. Efekt ten nie jest zgodny z niektórymi modelami równoważnymi zakładającymi, że dla układów złożonych z wielu rur o różnych średnicach i/lub cechach materiałowych, równoważna prędkość fali ciśnieniowej (równa prędkości fali wypadkowej) wynika z zasady zachowania całkowitego czasu przejścia fali w poszczególnych rurach. Oznacza to, że według takich modeli równoważna prędkość fali ciśnieniowej powinna mieć wartość pośrednią między wartościami prędkości dla poszczególnych szeregowo połączonych rur. Przeprowadzone badania przedstawione w niniejszym artykule wykazały, że dla rozwiniętej fazy uderzenia hydraulicznego wyniki te nie potwierdziły się — zmierzone wartości prędkości fali wypadkowej dla końcowego etapu przebiegu ciśnienia w badanych przypadkach były istotnie wyższe od wartości prędkości fali charakterystycznych dla każdej pojedynczej rury.

Wyniki obliczeń wykonanych metodą charakterystyk ze specjalną procedurą dyskretyzacji obszaru rozwiązań, pozwalającą na wyeliminowanie tłumienia numerycznego, potwierdziły, że dla konfiguracji stanowiska laboratoryjnego obliczeniowa fala ciśnienia wypadkowa charakteryzuje się również prędkością fali przewyższającą każdą z prędkości fali obliczonych dla poszczególnych przewodów.

W artykule zaproponowano procedurę wyznaczania prędkości fali ciśnienia w poszczególnych przewodach układu rurociągowego na podstawie odczytanej z pomiarów wypadkowej prędkości fali ciśnienia oraz przy wykorzystaniu odpowiednich rozważań teoretycznych dotyczących modelu równoważnego przedstawionego w [33 , 34].

Zaproponowaną metodę zweryfikowano na podstawie wyników uzyskanych metodą wyznaczania prędkości propagacji fali ciśnienia w poszczególnych przewodach układu przepływowego, wykorzystującą czas przejścia fali ciśnienia pomiędzy sąsiednimi odcinkami pomiarowymi. Wykazano, że niepewności obu metod są porównywalne, przy czym proponowana metoda wymaga znajomości tylko jednego przebiegu zmian ciśnienia, co czyni ją atrakcyjną zwłaszcza pod względem jej praktycznego zastosowania. Dzięki tej procedurze oraz wykorzystaniu niestacjonarnych modeli strat tarcia, metoda symulacji numerycznej uzyskuje wyniki o wysokiej zgodności z wynikami pomiarów.

W artykule zaproponowano dwie metody, których wyniki są bardzo podobne. Metoda nr 2, która wykorzystuje pomiar fazy końcowej swobodnych oscylacji ciśnienia, jest jednak łatwiejsza w użyciu z praktycznego punktu widzenia. Wynika to z faktu, że pozwala ona na określenie prędkości fali ciśnienia w poszczególnych rurociągach układu przepływowego na podstawie pojedynczego pomiaru ciśnienia w dowolnym wybranym przekroju poprzecznym układu przepływowego (im bliżej zaworu odcinającego powodującego uderzenie hydrauliczne, tym lepiej, ale nie jest to warunek konieczny dla tej metody). Metoda nr 1 wymaga pomiaru ciśnienia w dwóch przekrojach poprzecznych jednego rurociągu, najlepiej w rurociągu, w którym przepływ jest odcinany przez zawór. Podczas gdy w praktyce układy przepływowe zazwyczaj nie są wyposażone w wygodnie zainstalowany sprzęt pomiarowy, metoda nr 1 może być bardziej problematyczna w użyciu niż metoda nr 2.

Wzrost złożoności konstrukcji układu zwiększa poziom złożoności przy stosowaniu proponowanych metod wyznaczania prędkości fali w poszczególnych elementach rurociągu. Metodę nr 2 można stosować w przypadku układów składających się z większej liczby rurociągów połączonych szeregowo, stosując bardziej ogólną wersję równania (9) w następującej formie [33]:

$$\sum_{i=1}^{n-1}\left[\frac{a_i}{A_i}\cdot\tan\frac{\omega L_i}{a_i}\sum_{j=i+1}^{n}\left(\frac{A_j}{a_j}\cdot\tan\frac{\omega L_j}{a_j}\right)\right]=1 \qquad (11)$$

Gdzie n jest liczbą rurociągów połączonych szeregowo ($n > 1$) I i, j są indeksami poszczególnych rurociągów.

W przypadku bardzo złożonych układów przepływowych rozwiązanie równania (11) i określenie prędkości fali ciśnienia dla poszczególnych rurociągów może być dość problematyczne. Dlatego w takiej sytuacji skuteczną alternatywą może być zastosowanie metody nr 1. Należy jednak pamiętać, że warunkiem zastosowania tej metody jest wykonanie dwóch pomiarów ciśnienia w odpowiednio oddalonych od siebie przekrojach jednego rurociągu.

Na podstawie wyników analizy weryfikacyjnej metody numerycznej wykazano, że przebiegi obliczeniowe oparte na niestacjonarnych modelach strat tarcia wykazują wysoki stopień zgodności w przewidywaniu szybkości tłumienia fal ciśnienia, przy czym stwierdzono rozbieżności rzędu kilku procent w niedoszacowaniu częstotliwości symulowanej fali ciśnienia w porównaniu z zarejestrowaną podczas badań laboratoryjnych. Z drugiej strony, zastosowanie quasi-stacjonarnego modelu strat tarcia wykazało dość dobrze znaną niezgodność między obliczonymi i zmierzonymi przebiegami pod względem zmian amplitud ciśnienia w czasie i kształtu fal ciśnienia, ale stwierdzono niemal idealną zgodność między częstotliwościami fali mierzonej i fal obliczonych z wykorzystaniem tego modelu. Dlatego teza, że obserwowany efekt kilkuprocentowej redukcji częstotliwości fal ciśnienia symulowanych za pomocą niestacjonarnych modeli strat tarcia wynika z właściwości tych modeli, jest uzasadniona. Zagadnienie to wymaga dalszych prac w celu poprawy dokładności obliczeń uzyskanych za pomocą niestacjonarnych modeli w zakresie częstotliwości fal ciśnienia.

6. Wnioski

W artykule zaproponowano metody wyznaczania prędkości rozchodzenia się fali ciśnienia w rurociągach połączonych szeregowo. Przeprowadzone analizy potwierdziły wiarygodność wyników uzyskanych przy ich zastosowaniu. Ze względu na prostotę metod są one wygodnymi narzędziami, które z powodzeniem można stosować w praktyce inżynierskiej do wiarygodnego przewidywania przebiegu zjawiska uderzenia hydraulicznego.

Dodatkowym celem niniejszej pracy była weryfikacja niestacjonarnych modeli tarcia w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzonych dla sprężystego układu rurociągowego składającego się z dwóch szeregowo połączonych rur o różnych średnicach. Eksperymentalnie zweryfikowana metoda numeryczna (niegenerująca tłumienia numerycznego) wraz z metodą wyznaczania prędkości propagacji fali ciśnienia (charakteryzującą się niską niepewnością) z danych pomiarowych, pozwalają na osiągnięcie warunków obiektywnej oceny analizowanych modeli tarcia. Wyniki niniejszej pracy stanowią wkład zarówno do oceny metod modelowania tarcia, jako jednego z najtrudniejszych zagadnień w tej dziedzinie badań, jak i do badań eksperymentalnych zjawiska uderzenia hydraulicznego w złożonych układach hydraulicznych oraz aspektów praktycznych związanych z tym zjawiskiem.

Wskazane w artykule obszary badawcze wymagające dalszych prac są istotne w kontekście metod umożliwiających jak najdokładniejszą symulację uderzeń hydraulicznych w rzeczywistych układach przepływowych. Pozytywna weryfikacja takich metod numerycznych pozwoli m.in. na (1) zmniejszenie niepewności szacowania wytrzymałości doraźnej i zmęczeniowej układów ciśnieniowych, (2) przygotowanie odpowiedniego projektu układów przepływowych, (3) uwzględnienie doboru odpowiedniej armatury do regulacji i odcinania przepływu oraz (4) aktywną kontrolę zjawiska uderzeń hydraulicznych i zabezpieczenie przed ich niebezpiecznymi skutkami.

Wkład autorów

Konceptualizacja, ML i AA; metodologia, ML i AA; oprogramowanie, ML; walidacja, ML; analiza formalna, ML i AA; badanie, ML; zasoby, ML; gromadzenie danych, ML; pisanie — przygotowanie oryginalnego projektu, ML; pisanie — recenzja i edycja, AA; wizualizacja, ML Wszyscy autorzy przeczytali i zaakceptowali opublikowaną wersję manuskryptu.

Finansowanie

Badania te nie były finansowane ze środków zewnętrznych.

Oświadczenie Rady ds. Przeglądu Instytucjonalnego

Nie dotyczy.

Oświadczenie o świadomej zgodzie

Nie dotyczy.

Oświadczenie o dostępności danych

Dane potwierdzające wyniki tego badania są dostępne u autora korespondencyjnego na uzasadnioną prośbę.

Podziękowanie

Badania te zostały przeprowadzone w ramach prac statutowych Instytutu Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk.

Konflikty interesów

Autorzy deklarują brak konfliktu interesów.

Załącznik A. Analiza wpływu tłumienia fali ciśnieniowej na prędkość fali

W dwóch wyżej wymienionych metodach wyznaczania prędkości fali ciśnieniowej w każdej z rur połączonych szeregowo, wpływ tłumienia fali został pominięty lub znacznie ograniczony. Tłumienie, zgodnie z teorią drgań, zmniejsza ich częstotliwość. Traktując fale ciśnieniowe jako drgania tłumione, można oszacować wpływ współczynnika tłumienia na redukcję częstotliwości, czyli redukcję prędkości fali [56 , 57].

Częstotliwość kołową tłumionych drgań wyznacza się ze wzoru:

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

(A1)

Przyjmując, że fala ciśnienia zaobserwowana podczas badań laboratoryjnych jest przykładem drgań liniowo tłumionych, można założyć, że częstotliwość kołowa tych drgań jest związana z częstotliwością kołową drgań nietłumionych, ω_0, zgodnie z następującą relacją:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$$

(A2)

Gdzie h jest współczynnikiem tłumienia stanowiącym wykładnik funkcji opisującej zmianę w czasie amplitudy drgań tłumionych liniowo:

$$A(t) \propto e^{-ht}$$

(A3)

Z (8) i (A2) wynika, że częstotliwość kołową drgań nietłumionych można wyznaczyć w następujący sposób:

$$\omega_0 = \sqrt{\omega^2 + h^2} = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 + h^2}$$

(A4)

Współczynnik tłumienia h w wykładniku funkcji (A3) można zdefiniować następująco:

$$h = \frac{\delta}{2T} = \frac{\delta\omega}{\pi}$$

(A5)

Stały logarytmiczny spadek tłumienia, δ, charakterystyczny dla tego typu drgań, definiuje się następująco:

$$\delta = \ln\frac{|A_i|}{|A_{i+1}|}$$

(A6)

Przedstawione definicje (A2)–(A6) pokazują, że wpływ tłumienia na częstotliwość kołową można obliczyć następująco:

$$\omega_0 - \omega = \frac{2}{T}\left(\sqrt{\pi^2 + \ln^2\frac{|A_i|}{|A_{i+1}|}} - \pi\right)$$

(A7)

Przykładowa analiza rozwiniętej fazy przebiegu uderzenia hydraulicznego przedstawiona na rysunku 5 (główny tekst pracy) wykazała, że stosunek kolejnych amplitud drgań wynosi średnio ~1,1, co oznacza, że dla okresu fali T = 0,3043 s, udział tłumienia w częstotliwości kołowej wynosi:

$$\frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \cong 0{,}05\ \% \tag{A8}$$

Załącznik B. Metoda numeryczna

Równania opisujące zjawisko uderzenia wodnego, które są wykorzystywane w tej pracy, mają następującą postać [19]:

- Równanie ciągłości:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g}\frac{\partial V}{\partial x} = 0 \tag{A9}$$

- Równanie pędu:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g\frac{\partial H}{\partial x} + g \cdot J = 0 \tag{A10}$$

Gdzie:

- V—prędkość przepływu w rurze [m/s];
- H—ciśnienie [m słupa wody];
- J—straty ciśnienia jednostkowego [-];
- a—prędkość fali ciśnieniowej [m/s];
- x—współrzędna wzdłuż osi rury [m];
- t—współrzędna czasowa [s];
- g—przyspieszenie grawitacyjne [m/s^2].

Składową strat ciśnienia jednostkowego można przedstawić za pomocą wzoru Darcy'ego–Weisbacha:

$$J = f\frac{1}{D}\cdot\frac{V|V|}{2g} \tag{A11}$$

gdzie współczynnik tarcia, f, jest definiowany w zależności od modelu strat tarcia użytego w obliczeniach. W tej pracy wykorzystano następujące modele:

- Model quasi-stacjonarny, w którym wartość współczynnika f oblicza się za pomocą:
  - Prawo Hagena–Poiseuille'a dla przepływów laminarnych Re ≤ 2320 [58]:

$$f = \frac{64}{Re} \tag{A12}$$

  - Wzór Colebrooka-White'a (Colebrook 1939) dla warunków przepływu przejściowego i turbulentnego $Re > 2320$:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{2.51}{Re\sqrt{f}} + \frac{k_r}{3.71\,D}\right) \tag{A13}$$

Gdzie:

- Re—Liczba Reynoldsa: $Re = VD\rho/\mu$ [-];
- ρ—gęstość cieczy [kg·m^{-3}];
- μ—współczynnik lepkości dynamicznej [Pa·s];
- k_r—bezwzględna chropowatość powierzchni wewnętrznej rury [m];

- Niestacjonarne modele tarcia:

○

Model Vardy'ego i Browna [52], w którym składowa strat obliczana jest na podstawie historii zmian przepływu. Zakres zastosowań tego modelu obejmuje rury gładkie i przepływy turbulentne. Model został pozytywnie zweryfikowany przez autorów w [3]. W obliczeniach uwzględniono wydajną wersję tego modelu, przygotowaną przez Vítkovského i in. [53], która pozwala na znaczną redukcję wymagań obliczeniowych. Zgodnie z tym modelem składowa strat jednostkowych tarcia w równaniu (A11) ma następującą postać:

$$J(t) = f 1 D \cdot V(t) \mid V(t) \mid 2 \text{ tyg.} + 16.00 \rho\, g D^2 \int_{t0} \partial V \partial t^* W(t - t^*)\, Dt^* \mathrm{JT=F1D \cdot VTVT2G+16\mu\rho GD2\int 0T\partial V\partial T^*WT-T^*DT^*}$$

(A14)

Gdzie:

- WW—funkcja ważenia zdefiniowana w dziedzinie czasu bezwymiarowego$\tau = 4\, \mu\, t\, /\, \rho D^2$τ=4μT/ρD2w formie:

$$W(\tau) = A^* e^{-B^* \tau} \tau - - \sqrt{} \mathrm{W\tau=A^*mi-B^*\tau\tau}$$

(A15)

Do:

- A^*=12mam$_w\pi$mam$_{l\,a\,m}$−−−−−√A*=12mamżπmamjaAM,
- B^*=$R\, e_\kappa$12,86B*=Rmiκ12,86,
- κ = l g (15,29 ·$R\, e$− 0,0567)κ=jaG15.29·Rmi−0,0567,
- mam$_w$mamż—lepkość kinematyczna przy ścianie rurociągu [m 2 /s],
- mam$_{l\,a\,m}$mamjaAM—lepkość kinematyczna laminarna [m 2 /s].

W propozycji Vitkovského et al. funkcja ważenia$W$Wjest przybliżana za pomocą następującego wyrażenia:

$$W(\tau) \approx W_{app}(\tau) = \sum_{k=1}^{N} A^* m^*{}_k e^{-(n^*{}_k + B^*)\tau} \mathrm{W\tau\approx WAPP\tau=\sum k=1NA^*Mk^*mi-Nk^*+B^*\tau}$$

(A16)

gdzie współczynniki$m^*{}_k$Mk*I$n^*{}_k$Nk*Dok=(1,2,...,10)k=(1,2,…,10)weź wartości z **Tabeli A1** :

Tabela A1. Wartości współczynników do obliczenia funkcji ważenia zgodnie z (A16).

- ○

W modelu Brunone'a i in. [54 , 55] składowa strat obliczana jest na podstawie chwilowych wartości prędkości przepływu i przyspieszenia przepływu. Zgodnie z tym modelem składowa strat tarcia jednostkowego w równaniu (A11) ma następującą postać:

$$J(t) = f 1 D \cdot V(t) |V(t)| 2 g + k 3 g (\partial V \partial t - a \partial V \partial x) \mathrm{JT=F1D \cdot VTVT2G+k3G\partial V\partial T-A\partial V\partial X}$$

(A17)

W obliczeniach uwzględniono dwie wersje tego modelu:

■

W pierwszej (uniwersalnej) wersjik_3k3współczynnik, który jest podstawowym elementem tego modelu, obliczany jest ze wzoru zaproponowanego przez Vardy'ego i Browna [52], który uzależnia jego wartość od wartości natężenia przepływu:

$k_3=(2B^*−−\sqrt{})^{−1}$k3=2B*−1

(A18)

■

W drugiej (najbardziej popularnej) wersji wartośćk_3k3współczynnik dobierany jest w sposób gwarantujący jak najlepsze dopasowanie przebiegu obliczeniowego do przebiegu mierzonego.

W zastosowanej metodzie charakterystyk równania (A9) i (A10) przekształca się w układ równań różniczkowych zwyczajnych opisanych na liniach charakterystyk**C**$_+$C+I**C**$_-$C−, wzdłuż którego rozprzestrzenia się zaburzenie w cieczy:

−For **C**$_+$:dV+gadH+gJ·dt=0−FoR C+:DV+GADH+GJ·DT=0

(A19)

−For **C**$_-$:dV−gadH+gJ·dt=0−FoR C−:DV−GADH+GJ·DT=0

(A20)

Aby zintegrować układ równań (A19) i (A20), stosuje się schemat aproksymacji różnic skończonych pierwszego rzędu:

−For **C**$_+$:$(V_P−V_A)+ga(H_P−H_A)+(gJ)_A·\Delta t=0$−FoR C+:VP−VA+GAHP−HA+GJA·ΔT=0

(A21)

−For **C**$_-$:$(V_P−V_B)−ga(H_P−H_B)+(gJ)_B·\Delta t=0$−FoR C−:VP−VB−GAHP−HB+GJB·ΔT=0

(A22)

Charakterystyczne linie opisują następujące równania:

C$_+$:dxdt=a ;C+:DXDT=A ;

(A23)

C$_-$:dxdt=−aC−:DXDT=−A

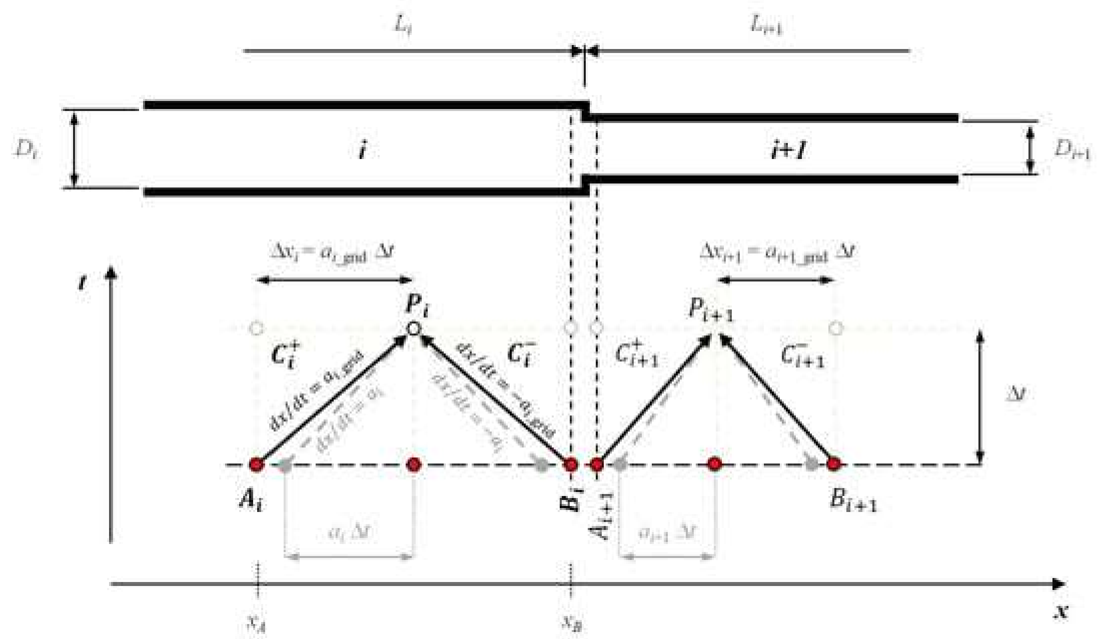
(A24)

Zastosowana metoda wykorzystuje siatkę prostokątną — **Rysunek A1** . Aby zapewnić stabilność obliczeń bez generowania tłumienia numerycznego, konieczne jest zastosowanie procedury dyskretyzacji domeny rozwiązania, która zapewnia spełnienie następującego warunku [**51**]:

$\Delta x \Delta t$=aΔXΔT=A

(A25)

Ten warunek musi być spełniony dla każdego$i$I-tej rury analizowanego systemu rurociągów.



Rysunek A1. Dyskretyzacja dziedziny rozwiązań w metodzie charakterystyk.

Dyskretyzacja domeny rozwiązań, która zachowuje geometrię rury, wymaga, aby długości poszczególnych rur były całkowitą wielokrotnością numerycznej długości kroku,ΔxΔX, wyznaczone dla tych rur zgodnie z warunkiem (A25). Ponadto, w celu wyeliminowania błędów w interpolacji wartości funkcji pomiędzy węzłami siatki, przyjmuje się, że krok czasowy symulacji,ΔtΔT, jest taka sama dla wszystkich rur połączonych szeregowo:

$$L_i = m_i \cdot \Delta x_i = m_i \cdot a_i \Delta t$$ LI=MI·ΔXI=MI·AIΔT

(A26)

Warunki (A25) i (A26) wskazują na konieczność odpowiedniej korekty siatki numerycznej poprzez korektę wartości prędkości fali ciśnieniowej w poszczególnych przewodach,a_iAIW wyniku takiego dopasowania uzyskano nowe wartości prędkości fali ciśnienia,a_{i_siatka}AI_GRID, są określane dla siatek należących do każdej$i$I-tych analizowanych rur:

$$a_{i\_\text{siatka}} = a_i + \Delta a_i$$ AI_GRID=AI+ΔAI

(A27)

Odpowiednie wartościΔx_iΔXIΙΔtΔTsiatki charakteryzujące dobiera się w taki sposób, aby zminimalizować błąd określony następującym wzorem:

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^{n} \Delta a_i | a_i \rightarrow \min$$ ε=∑I=1NΔAIAI → MIN

(A28)

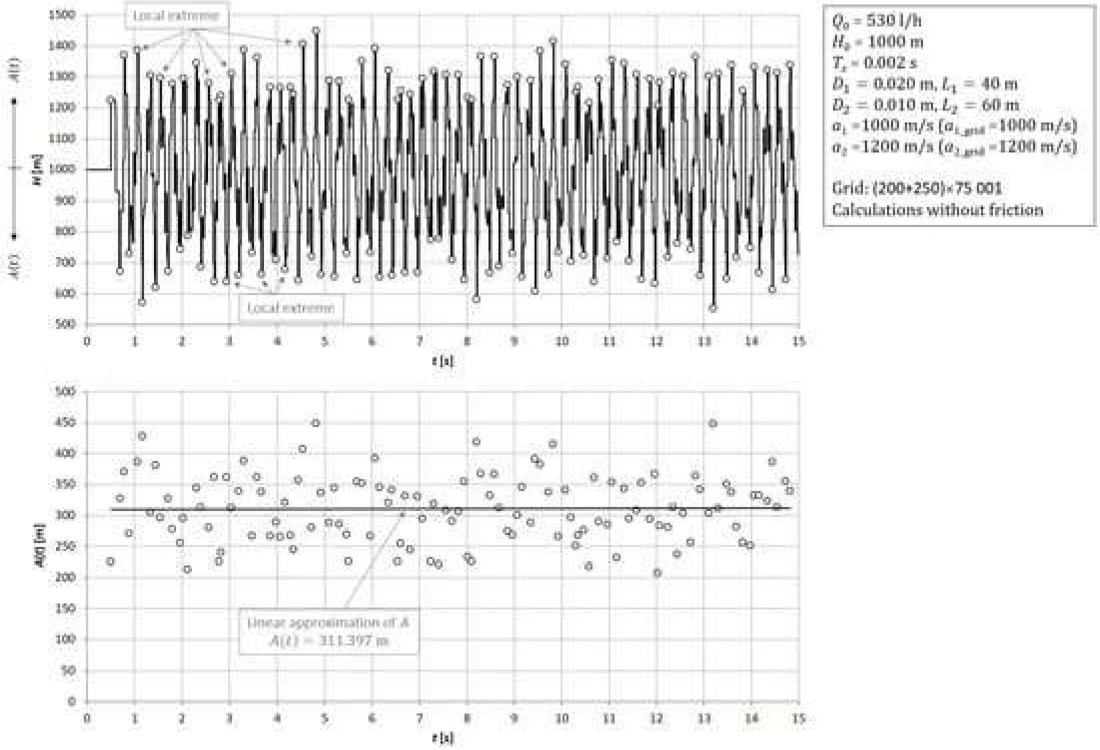
Ilośćεεjest miarą niedopasowania siatki numerycznej do danych parametrów geometrycznych i prędkości fali ciśnienia w poszczególnych rurach.

Potwierdzenie, że zastosowana metoda dyskretyzacji domeny rozwiązania nie generuje sztucznego tłumienia numerycznego, przedstawiono na rysunku A2 (natychmiastowe zamknięcie zaworu, konfiguracja układu przepływowego zgodnie z informacjami zawartymi w tabeli zamieszczonej na rysunku A2). Wyniki obliczeń fali ciśnienia uzyskane dla przypadku bez tarcia pokazują stałą amplitudę zmian.

Obliczenia dla różnych gęstości siatki numerycznej dla konfiguracji układu przepływowego, jak w przypadku beztarcia przedstawionym na rysunku A2, również potwierdziły, że ten parametr nie wpływa na uzyskane wyniki. W testach zastosowano następujące gęstości siatki:

- rozmiar siatki 72 × 12 000 (0,864·10 ^{6} węzłów: Δt = 0,00125 s , Δx_1= 1,25 m , Δx_2= 1,5m ΔT=0,00125 S, ΔX1=1,25 M, ΔX2=1,5 M)
- rozmiar siatki 180 × 30 000 (5,4·10 ^{6} węzłów: Δt = 0,0005 s , Δx_1= 0,5 m , Δx_2= 0,6m ΔT=0,0005 S, ΔX1=0,5 M, ΔX2=0,6 M)
- rozmiar siatki 450 × 75 000 (33,75·10 ^{6} węzłów: Δt = 0,0002 s , Δx_1= 0,2 m , Δx_2= 0,24m ΔT=0,0002 S, ΔX1=0,2 M, ΔX2=0,24 M)

Uzyskane wyniki nie wykazały żadnych widocznych różnic w generowanych przebiegach numerycznych uderzenia hydraulicznego.



Rysunek A2. Zmiany ciśnienia na zaworze podczas uderzenia hydraulicznego w dwóch połączonych szeregowo rurach o różnych średnicach. Obliczenia dla przypadku bez tarcia, z wykorzystaniem własnej metody dyskretyzacji domeny rozwiązań. **Górny** wykres — zmiany ciśnienia w czasie; **Dolny** wykres — zmiany amplitud ciśnienia w czasie i ich liniowe przybliżenie.

Odniesienia

1. Meniconi, S.; Duan, HF; Brunone, B.; Ghidaoui, MS; Lee, PJ; Ferrante, M. Dalsze postępy w modelowaniu szybko zwalniającego przepływu turbulentnego w rurach. *J. Hydraul. Eng.* **2014** , *140* , 4014028. [Google Scholar] [CrossRef]
2. Mitosek, M.; Szymkiewicz, R. Tłumienie i wygładzanie fal w niestacjonarnym przepływie w rurach. *J. Hydraul. Eng.* **2012** , *138* , 619–628. [Google Scholar] [CrossRef]
3. Adamkowski, A.; Lewandowski, M. Eksperymentalne badanie niestacjonarnych modeli tarcia do symulacji przepływu w rurociągach w stanie przejściowym. *ASME J. Fluid Eng.* **2006** , *128* , 1351–1363. [Google Scholar] [CrossRef]

4. Duan, HF; Ghidaoui, MS; Lee, PJ; Tung, YK Znaczenie niestacjonarnego tarcia dla rozmiaru i długości rury w stanach przejściowych płynu w rurze. *J. Hydraul. Eng.* **2012** , *138* , 154–166. [Google Scholar] [CrossRef]
5. Adamkowski, A.; Lewandowski, M. Nowa metoda numerycznego przewidywania rozdzielania się kolumny cieczy towarzyszącego przejściom hydraulicznym w rurociągach. *ASME J. Fluid Eng.* **2009** , *131* , 071302-1–071302-11. [Google Scholar] [CrossRef]
6. Adamkowski, A.; Lewandowski, M. Badanie stanów przejściowych hydraulicznych w rurociągu z rozdzieleniem kolumny. *ASCE J. Hydraul. Eng.* **2012** , *138* , 935–944. [Google Scholar] [CrossRef]
7. Adamkowski, A.; Lewandowski, M.; Marcinkiewicz, J. Nowa metoda numerycznego przewidywania uderzenia wodnego z separacją kolumnową — porównanie z eksperymentem i programem Relap5. W: Proceedings of the 17th International Conference on Nuclear Engineering, Bruksela, Belgia, 12–16 lipca 2009; s. 1–8. [Google Scholar]
8. Karadžic, U.; Bulatovic, V.; Bergant, A. Uderzenie wodne wywołane zaworem i rozdzielenie kolumny w urządzeniu rurociągowym. *Stroj. Vestn.-J. Mech. Eng.* **2014** , *60* , 742–754. [Google Scholar] [CrossRef]
9. Chen, Q.; Wang, L. Produkcja dużych pojedynczych pęcherzyków kawitacyjnych metodą zatrzymania rurowego. *Chin. Phys.* **2014** , *13* , 564. [Google Scholar]
10. Oliveira, GM; Franco, AT; Negrão, COR Model matematyczny dla młota płynów lepko-plastycznych. *J. Fluids Eng. Trans. ASME* **2016** , *138* , 011301. [Google Scholar] [CrossRef]
11. Pezzinga, G.; Brunone, B.; Cannizzaro, D.; Ferrante, M.; Meniconi, S.; Berni, A. Dwuwymiarowe cechy modeli lepkosprężystych stanów przejściowych rur. *J. Hydraul. Eng.* **2014** , *140* , 04014036. [Google Scholar] [CrossRef]
12. Henclik, S. Numeryczne modelowanie uderzenia wodnego z interakcją płynu i konstrukcji w rurociągu z podporami lepkosprężystymi. *J. Fluids Struct.* **2018** , *76* , 469–487. [Google Scholar] [CrossRef]
13. Adamkowski, A.; Henclik, S.; Janicki, W.; Lewandowski, M. Wpływ sztywności podpór rurociągu na przebieg uderzenia wodnego. *Eur. J. Mech. B/Fluids* **2017** , *61* , 297–303. [Google Scholar] [CrossRef]
14. Keramat, A.; Tijsseling, AS; Hou, Q.; Ahmadi, A. Interakcja płynu ze strukturą a lepkosprężystość ścianki rury podczas uderzenia wodnego. *J. Fluids Struct.* **2012** , *28* , 434–455. [Google Scholar] [CrossRef]
15. Ivljanin, B.; Stevanovic, VD; Gajic, A. Uderzenie wodne z nierównowagowym uwolnieniem gazu. *Int. J. Press. Vessel. Pip.* **2018** , *165* , 229–240. [Google Scholar] [CrossRef]
16. Hatcher, TM; Vasconcelos, JG Szczytowe skoki ciśnienia i tłumienie ciśnienia po nagłym sprężeniu kieszeni powietrza. *J. Hydraul. Eng.* **2017** , *143* , 04016094. [Google Scholar] [CrossRef]
17. Bergant, A.; Tijsseling, A.; Kim, Y.; Karadžic, U.; Zhou, L.; Lambert, M.; Simpson, A. Niestabilne ciśnienie pod wpływem uwięzionej kieszeni powietrznej w rurociągach wypełnionych cieczą. *Stroj. Vestn.-J. Mech. Eng.* **2018** , *64* , 501–512. [Google Scholar]
18. Lee, NH; Martin, CS Eksperymentalne i analityczne badanie uwięzionego powietrza w rurze poziomej. W Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, CA, USA, 18–23 lipca 1999; s. 1–8. [Google Scholar]

19. Wylie, EB; Streeter, VL; Suo, L. *Przejściowe stany płynów w układach* ; Prentice Hall: Hoboken, NJ, USA, 1993. [Google Scholar]
20. Zaruba, J. *Waterhammer w systemach rurociągowych* ; Rozwój nauki o wodzie; Elsevier: Amsterdam, Holandia, 1993; Tom 43. [Google Scholar]
21. Raczynski, A.; Kirkpatrick, W.; Rehnstrom, D.; Boulos, P.; Lansey, K. Opracowywanie systemów hydraulicznych i równoważnych jakości wody. W: Proceedings of the 10th Annual Water Distribution Systems Analysis Conference, Kruger National Park, South Africa, 17–20 sierpnia 2008. WDSA2008. [Google Scholar]
22. Mohammed, HI; Gad, AAM Wpływ uproszczenia sieci rurociągów na zjawisko uderzenia wodnego. *J. Eng. Sci. Assiut Univ.* **2012** , *40* , 1625–1647. [Google Scholar]
23. Adamkowski, A. Analiza przepływu przejściowego w rurach z odcinkami rozszerzającymi się lub kurczącymi. *ASME J. Fluid Eng.* **2003** , *125* , 716–722. [Google Scholar] [CrossRef]
24. Wu, T.; Ferng, C.-C. Wpływ nierównomiernego przekroju przewodu na uderzenie wodne. *Acta Mech.* **1999** , *137* , 137–149. [Google Scholar] [CrossRef]
25. Meniconi, S.; Brunone, B.; Ferrante, M. Interakcja fal ciśnienia uderzenia wodnego przy zmianach przekroju poprzecznego w szeregu w rurach lepkosprężystych. *J. Fluids Struct.* **2012** , *33* , 44–58. [Google Scholar] [CrossRef]
26. Triki, A. Kontrola uderzenia wodnego w przepływie w rurociągach pod ciśnieniem przy użyciu krótkiego odcinka polimerowego. *Acta Mech.* **2016** , *227* , 777–793. [Google Scholar] [CrossRef]
27. Ferrante, M. Przejścia w szeregu dwóch rur polimerowych z różnych materiałów. *J. Hydraul. Res.* **2021** , *59* , 810–819. [Google Scholar] [CrossRef]
28. Kubrak, M.; Malesińska, A.; Kodura, A.; Urbanowicz, K.; Stosiak, M. Przejściowe stany hydrauliczne w lepkosprężystym systemie rurociągów z nagłymi zmianami przekroju poprzecznego. *Energies* **2021** , *14* , 4071. [Google Scholar] [CrossRef]
29. Kubrak, M.; Kodura, A.; Malesińska, A.; Urbanowicz, K. Uderzenie wodne w rurach stalowo-plastikowych połączonych szeregowo. *Woda* **2022** , *14* , 3107. [Google Scholar] [CrossRef]
30. Wan, W.; Huang, W. Symulacja młota wodnego w układzie rur szeregowych przy użyciu schematu marszu czasowego MacCormacka. *Acta Mech.* **2018** , *229* , 3143–3160. [Google Scholar] [CrossRef]
31. Malesińska, A.; Kubrak, M.; Rogulski, M.; Puntorieri, P.; Fiamma, V.; Barbaro, G. Symulacja uderzenia wodnego w systemie rurociągów stalowych ze nagłą zmianą przekroju poprzecznego. *J. Fluids Eng.-Trans. ASME* **2021** , *143* , 091204. [Google Scholar] [CrossRef]
32. Malesińska, A.; Rogulski, MW; Puntorieri, P.; Barbaro, G.; Kowalska, BE Prędkość równoważna w uderzeniu wodnym dla rurociągów połączonych szeregowo. *J. Pipeline Syst. Eng. Pract.* **2020** , *11* , 04019039. [Google Scholar] [CrossRef]
33. Malesińska, A.; Rogulski, M.; Puntorieri, P.; Barbaro, G.; Kowalska, BE Wykorzystanie prędkości równoważnej do oszacowania maksymalnego wzrostu ciśnienia w rurach szeregowych podczas uderzeń wodnych — symulacje numeryczne w programie Matlab. *Int. J. Comp. Meth. Exp. Meas.* **2019** , *7* , 22–32. [Google Scholar]
34. Chaudhry, MH *Applied Hydraulic Transients* , wyd. 3; Springer: Nowy Jork, NY, USA, 2014. [Google Scholar] [CrossRef]

35. Duan, HF; Lee, PJ; Ghidaoui, MS; Tung, YK Rozszerzone wykrywanie blokad w rurociągach przy użyciu analizy odpowiedzi częstotliwościowej systemu. *J. Water Resour. Plan. Manag.* **2012** , *138* , 55–62. [Google Scholar] [CrossRef]
36. Duan, HF; Lee, PJ; Kashima, A.; Lu, J.; Ghidaoui, MS; Tung, YK Rozszerzona detekcja zatorów w rurach z wykorzystaniem odpowiedzi częstotliwościowej systemu: analiza analityczna i weryfikacja eksperymentalna. *J. Hydraul. Eng.* **2013** , *139* , 763–771. [Google Scholar] [CrossRef]
37. Duan, HF; Lee, PJ; Ghidaoui, MS; Tuck, J. Interakcja fal przejściowych z blokadą i rozszerzona detekcja blokady w elastycznych rurociągach wodnych. *J. Fluids Struct.* **2014** , *46* , 2–16. [Google Scholar] [CrossRef]
38. Louati, M.; Meniconi, M.; Ghidaoui, MS; Brunone, B. Badanie eksperymentalne mechanizmu przesunięcia częstotliwości własnej w zablokowanym systemie rur. *J. Hydraul. Eng.* **2017** , *143* , 04017044. [Google Scholar] [CrossRef]
39. Louati, M.; Meniconi, S.; Ghidaoui, MS; Brunone, B. Rezonans typu Bragga w zablokowanym systemie rur i jego wpływ na zmianę częstotliwości własnej. *J. Hydraul. Eng.* **2018** , *141* , 04017056. [Google Scholar] [CrossRef]
40. Lee, PJ; Duan, HF; Tuck, J.; Ghidaoui, M. Numeryczne i eksperymentalne badanie wpływu szerokości pasma sygnału na ocenę rurociągu przy użyciu przejściowych przepływów cieczy. *J. Hydraul. Eng.* **2015** , *141* , 04014074. [Google Scholar] [CrossRef]
41. Tuck, J.; Lee, PJ; Davidson, M.; Ghidaoui, MS Analiza sygnałów przejściowych w prostych systemach rurociągów z rozległą blokadą. *J. Hydraul. Res.* **2013** , *51* , 623–633. [Google Scholar] [CrossRef]
42. Brunone, B.; Ferrante, M.; Meniconi, S. Dyskusja na temat wykrywania częściowych blokad w pojedynczych rurociągach. *J. Hydraul. Eng.* **2008** , *134* , 872–874. [Google Scholar] [CrossRef]
43. Meniconi, S.; Brunone, B.; Ferrante, M.; Massari, C. Fale ciśnienia ostrego o małej amplitudzie do diagnozowania systemów rurowych. *Water Resour. Manag.* **2011** , *25* , 79–96. [Google Scholar] [CrossRef]
44. Massari, C.; Yeh, TC; Ferrante, M.; Brunone, B.; Meniconi, S. Stochastyczne podejście do rozszerzonej detekcji częściowej blokady w rurociągach lepkosprężystych: eksperymenty numeryczne i laboratoryjne. *J. Water Supply Res. Technol.* **2015** , *64* , 583–595. [Google Scholar] [CrossRef]
45. Meniconi, S.; Duan, HF; Lee, PJ; Brunone, B.; Ghidaoui, MS; Ferrante, M. Eksperymentalne badanie sprzężonych technik testowania stanów przejściowych w dziedzinie częstotliwości i czasu w celu wykrywania częściowych blokad w rurociągach. *J. Hydraul. Eng.* **2013** , *139* , 1033–1040. [Google Scholar] [CrossRef]
46. Wylie, EB; Streeter, VL *Fluids Transients* ; McGraw-Hill: Nowy Jork, NY, USA, 1978. [Google Scholar]
47. *ISO/IEC GUIDE 98-3:2008* ; Niepewność pomiaru — część 3: Przewodnik po wyrażaniu niepewności pomiaru (GUM:1995). ISO: Genewa, Szwajcaria, 2008.
48. Joukowsky, N. Über den hydraulischen Stoss in Wasserleitungsröhren [O wstrząsach hydraulicznych w rurach wodociągowych]. W *Mémoires de l'Académie Impériale des Sciences de St.-Pétersbourg* ; 8. seria; Académie des sciences de Saint-Pétersbourg: St. Petersburg, Rosja, 1900; Tom 9, s. 1–71. (w języku niemieckim) [Google Scholar]
49. Bahadori, A.; Vuthaluru, HB Prognozowanie modułu sprężystości objętościowej i współczynnika rozszerzalności objętościowej wody do badania szczelności

rurociągów. *Int. J. Press. Vessel. Pip.* **2009** , *86* , 550–554. [Google Scholar] [CrossRef]
50. Adamkowski, A.; Lewandowski, M. Charakterystyka kawitacji zaworów odcinających w numerycznym modelowaniu stanów przejściowych w rurociągach z rozdzieleniem kolumn. *ASCE J. Hydraul. Eng.* **2014** , *141* , 04014077. [Google Scholar] [CrossRef]
51. Courant, R.; Friedrichs, K.; Lewy, H. Über die partiellen Differenzengleichungen der mathematischen Physik (O równaniach różnic cząstkowych fizyki matematycznej). *Matematyka. Anna.* **1928** , *100* , 32–74. (W języku niemieckim) [Google Scholar] [CrossRef]
52. Vardy, AE; Brown, JMB Przejściowe tarcie turbulentne w przepływach w gładkich rurach. *J. Sound Vib.* **2003** , *259* , 1011–1036. [Google Scholar] [CrossRef]
53. Vítkovský, J.; Stephens, M.; Bergant, A.; Lambert, M.; Simpson, AR Efektywne i dokładne obliczanie niestacjonarnego tarcia Zielkego i Vardy'ego-Browna w stanach przejściowych rurociągów. W: Proceedings of the 9th International Conference on Pressure Surges, Chester, UK, 24–26 marca 2004; Murray, SJ, red.; BHR Group: Shahapur, Indian, 2004; Tom II, s. 405–419. [Google Scholar]
54. Brunone, B.; Golia, UM; Greco, M. Modelowanie szybkich stanów przejściowych metodami numerycznymi. W: Proceedings of the International Meeting on Hydraulic Transients with Water Column Separation, 9th Round Table, IAHR, Walencja, Hiszpania, 4–6 września 1991; s. 273–280. [Google Scholar]
55. Brunone, B.; Golia, UM; Greco, M. Kilka uwag na temat równania pędu dla szybkich stanów przejściowych. W: Proceedings of the International Meeting on Hydraulic Transients with Column Separation, 9th Round Table, IAHR, Walencja, Hiszpania, 4–6 września 1991; s. 140–148. [Google Scholar]
56. Thomson, WT *Teoria wibracji z zastosowaniami* , wyd. 4; CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 1993. [Google Scholar] [CrossRef]
57. Meirovitch, L. *Podstawy wibracji* ; McGraw-Hill: Nowy Jork, NY, USA, 2001; s. 806. [Google Scholar]
58. Sutera, SP; Skalak, R. Historia prawa Poiseuille'a. *Annu. Rev. Fluid Mech.* **1993** , *25* , 1–19. [Google Scholar] [CrossRef]