

APARATURA

BADAWCZA I DYDAKTYCZNA

Efekt skalowy w laboratoryjnych badaniach hydraulicznych na przykładzie hydrantu o dużej wydajności

TOMASZ KAŁUŻA, PAWEŁ ZAWADZKI, GRZEGORZ JASZCZAK

**UNIwersytet Przyrodniczy w Poznaniu, Wydział Melioracji i Inżynierii Środowiska,
Katedra Inżynierii Wodnej i Sanitarnej**

Słowa kluczowe: badania hydrauliczne, podobieństwo, skala modelu, hydrant

STRESZCZENIE

Modelowanie hydrauliczne armatury sieci wodociągowych opiera się na teorii podobieństwa. Teoria ta umożliwia jakościowy i ilościowy opis zjawiska rzeczywistego na podstawie pomiarów otrzymanych w wyniku badania podobnego zjawiska na modelu laboratoryjnym. Mówiąc o podobieństwie dynamicznym wychodzi się z założenia, że rozpatruje się ruch cieczy w dwóch różnych układach podobnych do siebie geometrycznie, co w praktyce oznacza porównanie ruchu w naturze i na modelu. W pracy przedstawiono badania laboratoryjne hydrantu o dużej wydajności pomniejszonego trzykrotnie w stosunku do rzeczywistości. W trakcie badań mierzono natężenia przepływu wody i wysokości ciśnienia, na podstawie których wyznaczono współczynnik strat. Na podstawie wartości pomierzonych i obliczonych na modelu oszacowano parametry hydrauliczne w naturze.

The effect of scale in laboratory hydraulic studies on the example of high capacity hydrant research

Keywords: hydraulic research, similitude, model scale ratio, hydrant

ABSTRACT

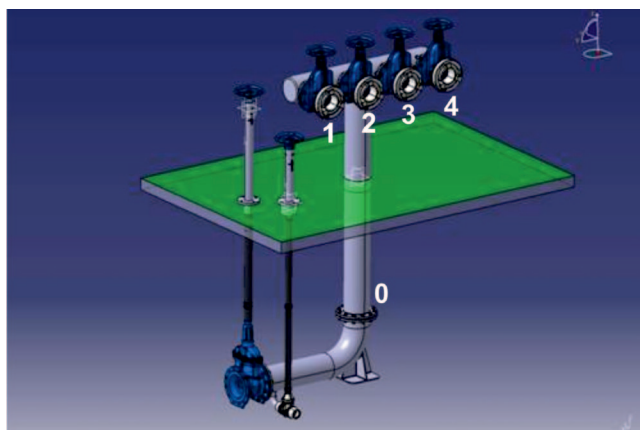
Hydraulic modelling of water pipeline fittings is based on the concept of similitude. This theory enables qualitative and quantitative recording of a real phenomenon on basis of measurements performed by examining a similar model phenomenon. While speaking of dynamic similitude it is assumed that liquid movement is analysed in two different systems resembling each other in terms of their geometry which in practice means the comparison of movement in nature and in a model. This paper presents an example of research of high capacity hydrant three times less than the actual. During the tests the flow rate and pressure of water are measured and the loss factor is determined. On the basis of the measured and calculated values for the model, hydraulic parameters in nature were estimated.

1. CEL I ZAKRES BADAŃ

Wykonane badania miały na celu określenie charakterystyki hydraulicznej hydrantu o dużej wydajności opracowanego w fabryce Armatury Hawle Spółka z o.o. Prototypowy hydrant to punkt poboru wody, instalowany jako istotny element ochrony przeciwpożarowej zbiorników paliw płynnych. Ze względu na gabaryty i możliwości techniczne laboratorium hydraulicznego, dostarczony prototyp stanowił model właściwego urządzenia. Urządzenie docelowe będzie zasilane z rurociągu o średnicy DN 300, a cztery wyjścia hydrantowe będą miały średnicę DN 150 (schemat urządzenia pokazano na Rysunku 1). Tymczasem badania prowadzono na modelu o średnicy odpowiednio DN 100 i DN 50. W warunkach laboratoryjnych geometryczna skala modelu w stosunku do natury wynosi 3.

Doświadczenia prowadzono w Laboratorium Wodnym Katedry Inżynierii Wodnej i Sanitarnej Uniwersytetu Przyrodniczego w Poznaniu [1]. Zakres badań obejmował bezpośrednie pomiary: natężenia przepływu wody (strumienia objętości), q_v [m^3/s]; różnicy ciśnień, H [m]; temperatury wody, t [$^{\circ}C$].

Na podstawie pomiarów bezpośrednich określano: stratę ciśnienia p_v , współczynnik przepływu K_v oraz współczynnik oporu przepływu ξ . Wyniki stanowiły podstawę oceny efektywności prototypowego hydrantu.



Rysunek 1 Schemat badanego hydrantu o dużej wydajności

Figure 1 Scheme of tested high capacity hydrant

2. METODYKA BADAŃ

Stanowisko pomiarowe do badań hydrantu przedstawiono na Rysunku 2. Natężenie przepływu wody mierzono przepływomierzem elektro-

magnetycznym firmy Siemens SITRANS F M MAG-FLO typu MAG 5000 z dokładnością $\pm 0,5\%$ wielkości mierzonego przepływu. Badania prowadzono w warunkach ruchu ustalonego, przy zamkniętym obiegu wody, gdzie wartość ciśnienia warunkowana była elektronicznie ustaloną częstotliwością pracy pomp za pomocą falownika HYDROVAR HV 4.075 produkcji Vogel Lowara. Zakres natężeń przepływu w badaniach wynosił: $3\div 60$ l/s ($11\div 220$ m^3/h). Pomiary rozpoczynano od niewielkiego natężenia przepływu, które stopniowo było podnoszone co 3-5 l/s, aż do wartości przepływu maksymalnego.

Odczytu natężenia przepływu dokonywano na czytniku przepływomierza po zakończeniu regulacji i wytworzeniu się ustalonych warunków przepływu. Doświadczalnie określono, że czas 2-3 minut zużyty na zanotowanie wartości przepływu był wystarczający na ustabilizowanie się różnicy ciśnień i wskazań przetwornika ciśnieniowego.



Rysunek 2 Widok stanowiska badawczego w laboratorium

Figure 2 View of laboratory test station

Straty ciśnienia wody na stanowisku badawczym mierzono za pomocą przetwornika różnicy ciśnień firmy Siemens SITRANS P seria DS III z dokładnością $\pm 0,02\%$ zadanego zakresu pomiarowego. Średnice otworów do pomiaru ciśnienia oraz rozmieszczenie piezometrów przyjęto zgodnie z normą PN-EN 1267 [2]. Punkty pomiarowe umieszczono na kolumnie urządzenia w odległości dwóch średnic przewodu (ciśnienie wlotowe) oraz za zasuwą odpływu hydrantowego w odległości dziesięciu średnic przewodu (ciśnienie wylotowe). Ze względu na symetryczny rozkład wychodzących przewodów hydrantowych, przebadano jedno odejście zewnętrzne jak i wewnętrzne. W każdym przekroju pomiarowym zainstalo-

wano piezometry o średnicy otworu 4 mm. Temperaturę wody mierzono termometrem technicznym z dokładnością $\pm 1^\circ\text{C}$. W trakcie badań temperatura wody wahała się w zakresie $10^\circ\text{C} - 12^\circ\text{C}$. Współczynniki przepływu K_v oraz potrzebne przeliczenia wykonano zgodnie z zależnościami zawartymi w normie PN-EN 1267:

$$K_v = q_v \cdot \sqrt{\frac{p_0 \cdot \rho}{p_v \cdot \rho_0}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (1)$$

gdzie: q_v – strumień objętości [m^3/h],
 ρ – gęstość wody [kg/m^3],
 ρ_0 – gęstość wody w temperaturze 15°C [kg/m^3],
 p_v – strata ciśnienia w armaturze [bar],
 p_0 – ciśnienie normowe – 1 [bar].
 Na podstawie pomierzonej różnicy wysokości ciśnień H [m] stratę ciśnienia wyznaczano ze wzoru:

$$p_v = H \cdot \rho \cdot g \quad [\text{Pa}] \quad (2)$$

Warto zauważyć, że chociaż norma PN-EN 1267 oraz większość producentów armatury podają wartość współczynnika przepływu K_v w m^3/h lub l/min , to jednak w rzeczywistości jest to objętość cieczy, która w jednostce czasu przepłynie przez kształtkę, przy stracie ciśnienia wynoszącej 1 bar (lub inaczej jest to wielkość przepływu wyrażona w m^3/h powodująca spadek ciśnienia na zaworze wynoszący 1 bar = 0,1 MPa).

Współczynniki oporu przepływu ξ określono zgodnie z zależnościami zawartymi w normie PN-EN 1267 [2]:

$$\xi = \frac{2 \cdot p_v}{\rho \cdot u^2} \quad [-] \quad (3)$$

gdzie: u – średnia prędkość przepływu wody [m/s],
 ρ – gęstość wody [kg/m^3],
 p_v – strata ciśnienia w armaturze [Pa].
 Z równania ciągłości określono średnią prędkość przepływu wody:

$$u = \frac{q_v}{A} \quad [\text{m}/\text{s}] \quad (4)$$

gdzie: A – oznacza pole przekroju przewodu [m^2].
 Obliczono także wartość liczby Reynoldsa Re , którą definiujemy następująco [3]:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (5)$$

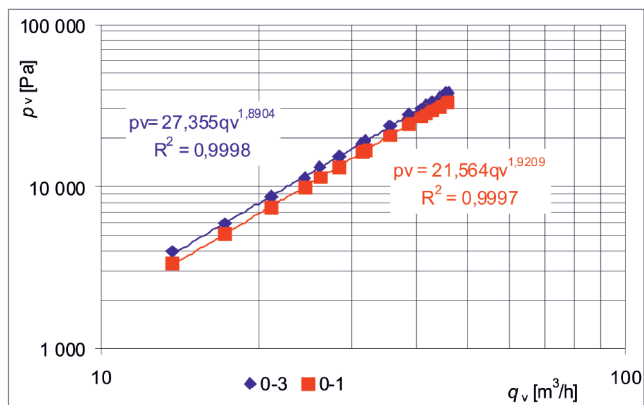
gdzie: d – średnica przekroju rurociągu [m],
 ν – kinematyczny współczynnik lepkości cieczy [m^2/s].

3. BADANIA LABORATORYJNE

W pierwszym etapie badań punktu poboru wody założono równoległą pracę wszystkich czterech wyjść hydrantowych. Z racji symetrycznego rozmieszczenia wyjść hydrantowych, badania wykonano dla jednego odejścia zewnętrznego (oznaczone jako 0-1) oraz jednego odejścia wewnętrznego (oznaczone jako 0-3). Badania obejmowały 17 serii pomiarowych dla przepływów od ok. 15 l/s do 60 l/s dla każdego odejścia. W drugim etapie sprawdzono działanie urządzenia przy wydatku z tylko jednego odejścia hydrantowego, osobno dla 0-1 lub 0-3. Badania obejmowały tu 11 serii pomiarowych dla przepływów od ok. 3 l/s do 20 l/s .

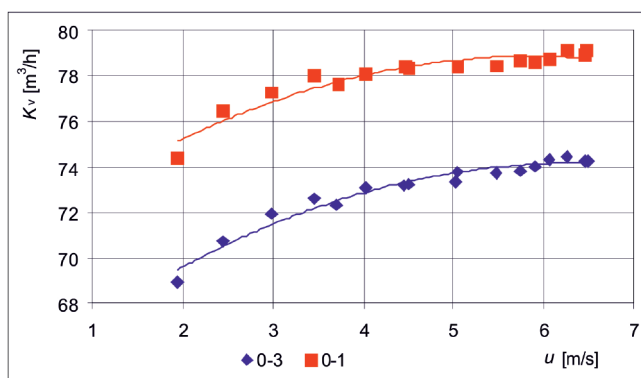
Dla każdej serii pomiarowej wyznaczano średnią wartość natężenia przepływu (w oparciu o 15 odczytów z przepływomierza) oraz średnią wartość strat ciśnienia w armaturze na podstawie 15 odczytów z przetwornika różnicy ciśnień. Gęstość wody przyjęto dla temperatury 12°C . Wielkości przepływów q_v wyrażonych w m^3/h i wartości strat ciśnienia przeliczone na N/m^2 przedstawiono w układzie logarytmicznym (Rys. 3). Zależność między wielkością przepływu a wartościami strat przedstawiono na rysunku w postaci funkcji potęgowej. Na wykresie przedstawiono zależności zarówno dla odejścia zewnętrznego (0-1), jak i odejścia wewnętrznego (0-3). Zależności te nieznacznie się różnią. Nieco większe straty odnotowano na odejściu wewnętrznym, co może być związane z większą turbulencją strumienia zaraz za połączeniem z kolumną dopływową lub pewną różnicą w przepływach (w badaniach założono stałą wartość przepływu na każdym odpływie).

Na podstawie wzoru (1) obliczono wartości współczynnika K_v dla wszystkich 17 serii pomiarowych. Wartości te rosły wraz ze wzrostem prędkości przepływu (Rys. 4). Dopiero przy wartościach przepływu powyżej 35 m^3/h stabilizowała się wartość oporów przepływu. Odzwierciedlało się to w trakcie badań ustaleniem wartości współczynnika K_v na poziomie $K_v = 74 \text{ m}^3/\text{h}$ (odejście 0-3) i $K_v = 79 \text{ m}^3/\text{h}$ (odejście 0-1). Wartości te, choć nieznacznie, ale się różnią, co wynika z opisanych wcześniej różnic w stratach ciśnienia. Względna niepewność pomiaru dla obu pomiarów była równa 0,40%. Średnia wartość współczynnika przepływu została wyznaczona na podstawie serii pomiarowych przy największych prędkościach (powyżej ok. 4,5 m/s) (Rys. 4).



Rysunek 3 Zależność strat ciśnienia p_v od natężenia przepływu q_v dla odejścia zewnętrznego (0-1) oraz odejścia wewnętrznego (0-3) hydrantu

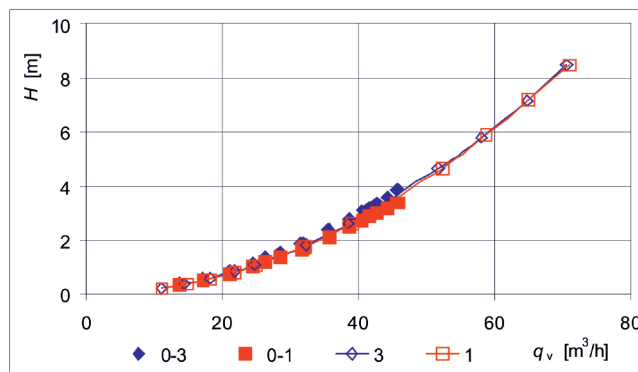
Figure 3 Relationship between pressure loss p_v and volume rate of flow q_v for external (0-1) and internal (0-3) service pipe of hydrant



Rysunek 4 Wartości współczynnika K_v w zależności od prędkości przepływu u dla odejścia zewnętrznego (0-1) oraz odejścia wewnętrznego (0-3) hydrantu

Figure 4 Relationship between flow capacity coefficient K_v and flow velocity u for external (0-1) and internal (0-3) service pipe of hydrant

W celu wyznaczenia ostatecznej wartości współczynnika K_v w drugim etapie badań sprawdzono działanie urządzenia przy wydatku tylko jednego odejścia hydrantowego (przy zamknięciu trzech zasuw). Przebadano osobno otwarcie odpływu 1 i 3. Wyniki w postaci zależności strat ciśnienia od wartości natężenia przepływu zestawiono z wynikami przy równoległej pracy wszystkich hydrantów (wszystkie zasuwy otwarte) w wariantach 0-1 i 0-3 (Rys. 5). Na podstawie wykonanych badań wykazano, że straty ciśnienia przy osobnym otwarciu odejścia zewnętrznego i wewnętrznego dla identycznych wartości przepływu są takie same. Zależność straty ciśnienia od przepływu dla odpływu 1 i 3 przebiega pośrodku między wartościami przy równoległej pracy wszystkich hydrantów (wszystkie zasuwy otwarte) w wariantach 0-1 i 0-3. Jako ostateczną wartość współczynnika K_v

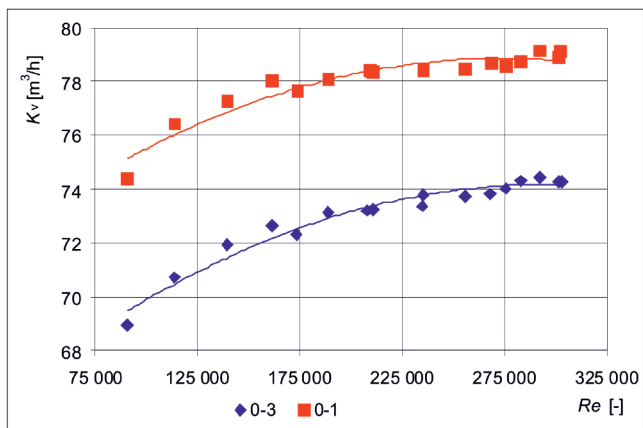


Rysunek 5 Zależność strat wysokości ciśnienia H od przepływu q_v dla odejścia zewnętrznego (0-1) oraz odejścia wewnętrznego (0-3) hydrantu w porównaniu z wartościami dla przepływu w pojedynczych przewodach 1 i 3

Figure 5 Relationship head loss H versus volume rate of flow q_v for external (0-1) and internal (0-3) service pipe of hydrant in comparison with the values for single pipes 1 and 3

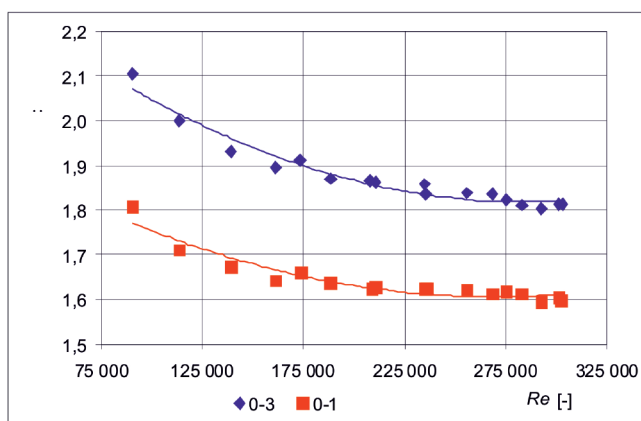
dla modelu punktu poboru wody dużej wydajności można przyjąć wartość średnią $K_v = 76 \text{ m}^3/\text{h}$. W przypadku opisywanych badań minimalna wartość liczby Reynoldsa wynosiła ok. $9,1 \cdot 10^4$, była więc większa od minimalnej wartości dopuszczalnej $4,0 \cdot 10^4$ wymaganej według normy PN-EN 1267. Wartość dopuszczalna uzasadniona jest potrzebą uzyskania wysokich wartości różnic ciśnień, co wpływa na dokładność pomiarów. W przypadku prowadzonych badań minimalna różnica wskazań piezometrów wynosiła 0,35 m, co przy wartości dokładności $\pm 0,001 \text{ m}$ oceny strat ciśnienia jest wystarczające. Zależność współczynnika K_v od liczby Reynoldsa Re dla hydrantu o dużej wydajności dla odejścia zewnętrznego (0-1) oraz odejścia wewnętrznego (0-3) przedstawiono na Rysunku 6. Powyżej $Re = 2,4 \cdot 10^4$ wartości współczynnika K_v stabilizują się i przyjmują stałe wartości, podobnie jak w przypadku zależności od prędkości przepływu (Rys. 4).

Na podstawie równania (2) wyznaczono wartości współczynnika oporu przepływu. Na Rysunku 7 przedstawiono zależność współczynnika oporu przepływu ξ od liczby Reynoldsa. Wartości współczynnika oporu zmieniały się (spadały) wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa (Rys. 8). Powyżej $Re = 2,4 \cdot 10^4$ wartości współczynnika oporu ξ stabilizują się i przyjmują stałe wartości na poziomie $\xi = 1,82$ (odejście 0-3) i $\xi = 1,61$ (odejście 0-1). Względna niepewność pomiaru dla obu pomiarów była równa 1,68%. Ostateczna wartość współczynnika przepływu została wyznaczona podobnie jak dla współczynnika K_v jako wartość średnia $\xi = 1,72$.



Rysunek 6 Wartości współczynnika K_v w zależności od liczby Reynoldsa Re dla odcinka zewnętrznego (0-1) oraz odcinka wewnętrznego (0-3) hydrantu

Figure 6 Relationship between flow capacity coefficient K_v and Reynolds number Re for external (0-1) and internal (0-3) service pipe of hydrant



Rysunek 7 Wartości współczynnika oporów ξ w zależności od liczby Reynoldsa Re dla odcinka zewnętrznego (0-1) oraz odcinka wewnętrznego (0-3) hydrantu

Figure 7 Relationship between loss coefficient ξ and Reynolds number Re for external (0-1) and internal (0-3) service pipe of hydrant

4. WYKORZYSTANIE TEORII PODOBIEŃSTWA

Modelowanie hydrauliczne sieci wodociągowych opiera się na teorii podobieństwa [4, 5]. Teoria ta umożliwia jakościowy i ilościowy opis zjawiska rzeczywistego na podstawie pomiarów otrzymanych w wyniku badania podobnego zjawiska modelowego. Mówiąc o podobieństwie dynamicznym wychodzi się z założenia, że rozpatruje się ruch cieczy w dwóch różnych układach podobnych do siebie geometrycznie, co w praktyce oznacza porównanie ruchu w naturze i na modelu. Najogólniejsze prawo podobieństwa dynamicznego dwóch układów znane jest jako prawo Newtona, jednak spełnienie w nim warunku po-

dobieństwa w całej rozciągłości w praktyce jest bardzo trudne, gdyż wymaga doboru cieczy o różnych gęstościach. Dlatego w szczególnych przypadkach korzysta się z prawa Froude'a (dla przepływów ze swobodnym zwierciadłem wody) lub prawa Reynoldsa, które ma zastosowanie przy przepływach w przewodach pod ciśnieniem.

Dla modelowania przepływów płynów lepkich w rurociągach podstawowe znaczenie ma prawo Reynoldsa, które brzmi: „W dwóch podobnych przepływach cieczy rzeczywistych, w których siły tarcia wewnętrznej wywierają decydujący wpływ na przebieg zjawiska, liczba Reynoldsa ma tę samą wartość”. W idealnym modelu przepływu w przewodach pod ciśnieniem powinno więc być zachowane prawo podobieństwa Reynoldsa [4]:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = idem \quad (6)$$

oznaczenia jak we wz. (5).

Podobieństwo dynamiczne wymaga zachowania podobieństwa geometrycznego. Biorąc pod uwagę dwa geometrycznie podobne układy: rzeczywisty **N** o naturalnych wymiarach i modelowy **M** o wymiarach zmniejszonych, powiemy, że podobieństwo geometryczne będzie zachowane, gdy dla każdego z dwu odcinków o długości L_N i L_M spełniona jest zależność:

$$L_N = \lambda \cdot L_M \quad (7)$$

gdzie: λ – skala geometryczna.

W konsekwencji prawa Reynoldsa i przyjęcia skali geometrycznej (liniowej) otrzymujemy skalę poszczególnych elementów ruchu cieczy. Skalę liniową modelu fizycznego wybrano kierując się możliwościami technicznymi i maksymalnym wydatkiem pomp w laboratorium wodnym Katedry Inżynierii Wodnej i Sanitarnej. Przyjęto średnice rurociągu doprowadzającego na modelu $d_M = 100$ mm zamiast średnicy rzeczywistej $d_N = 300$ mm, stąd geometryczna skala liniowa:

$$\lambda = \frac{d_N}{d_M} = \frac{300}{100} = 3 \quad (8)$$

Model wykonano bez skażenia skali. Przy zastosowaniu tej samej cieczy możemy wyrazić kryterium prawdopodobieństwa w postaci równości stosunków:

$$\frac{u_N \cdot d_N}{\nu} = \frac{u_M \cdot d_M}{\nu} \quad (9)$$

Wynika z niego skala prędkości:

$$\frac{u_N}{u_M} = \frac{1}{\lambda} = \lambda^{-1} \quad (10)$$

oraz skala natężeń przepływu wody:

$$\frac{Q_N}{Q_M} = \frac{u_N A_N}{u_M A_M} = \lambda^{-1} \cdot \lambda^2 = \lambda \quad (11)$$

Skalę sił można wyrazić w postaci stosunku:

$$\frac{F_N}{F_M} = \frac{\mu \cdot u_N \cdot D_N}{\mu \cdot u_M \cdot D_M} = \lambda^{-1} \cdot \lambda = 1 \quad (12)$$

a następnie skalę dla ciśnienia:

$$\frac{p_N}{p_M} = \frac{\frac{F_N}{A_M}}{\frac{F_M}{A_N}} = \frac{F_N \cdot A_M}{F_M \cdot A_N} = 1 \cdot \lambda^{-2} = \frac{1}{\lambda^2} \quad (13)$$

Wykorzystując zależność (13) można wyznaczyć skalę wysokości ciśnienia lub strat wysokości ciśnienia:

$$\frac{H_N}{H_M} = \frac{\frac{p_N}{\rho \cdot g}}{\frac{p_M}{\rho \cdot g}} = \frac{p_N}{p_M} = \frac{1}{\lambda^2} \quad (14)$$

a następnie korzystając z zależności (10) i (14) skalę współczynnika przepływu K_v :

$$\frac{K_{vN}}{K_{vM}} = \frac{Q_N \cdot \sqrt{\frac{\rho}{H_N \cdot \rho_0}}}{Q_M \cdot \sqrt{\frac{\rho}{H_M \cdot \rho_0}}} = \frac{Q_N}{Q_M} \cdot \sqrt{\frac{H_M}{H_N}} = \lambda \cdot \sqrt{\lambda^2} = \lambda \cdot \lambda = \lambda^2 \quad (15)$$

oraz współczynnika straty lokalnej:

$$\frac{\xi_N}{\xi_M} = \frac{\frac{2 \cdot g \cdot H_N}{u_N^2}}{\frac{2 \cdot g \cdot H_M}{u_M^2}} = \frac{2 \cdot g \cdot H_N}{u_N^2} \cdot \frac{u_M^2}{2 \cdot g \cdot H_M} = \frac{H_N}{H_M} \cdot \left(\frac{u_M}{u_N}\right)^2 = \frac{1}{\lambda^2} \cdot \lambda^2 = \frac{\lambda^2}{\lambda^2} = 1 \quad (16)$$

Na podstawie wyznaczonych na modelu wartości współczynnika przepływu i współczynnika oporu szacować można parametry hydrauliczne urzą-

dzenia w skali naturalnej. W przypadku współczynnika przepływu [wz. (8) i wz. (15)] otrzymujemy:

$$K_{vN} = \lambda^2 \cdot K_{vM} = 3^2 \cdot 76 = 684 \text{ m}^3/\text{h} \quad (17)$$

natomiast w przypadku współczynnika oporu [wz. (8) i wz. (15)]:

$$\xi_N = 1 \cdot \xi_M = 1 \cdot 1,72 = 1,72 \quad (18)$$

5. PODSUMOWANIE

Badania modelowe pozwalają w prostszy i szybszy sposób wyznaczyć parametry hydrauliczne urządzeń prototypowych. Zastosowane precyzyjne urządzenia pomiarowe – przepływomierz i miernik różnicy ciśnień – mogą być stosowane w warunkach badań laboratoryjnych, ponieważ gwarantują dokładne i wiarygodne pomiary. Przeprowadzone badania charakterystyk hydraulicznych prototypowego hydrantu o dużej wydajności pozwoliły wyznaczyć wartości współczynnika przepływu K_v , jak i współczynnika oporu ξ dla modelu urządzenia wykonanego w skali 1:3. Wykorzystując teorię podobieństwa dynamicznego

użyto uzyskane wartości do oszacowania charakterystyk hydraulicznych dla urządzenia w skali naturalnej.

Uwzględniając maksymalne bezwzględne niepewności pomiarowe, wartości współczynników

hydrantu w skali naturalnej możemy określić

na $K_v = 684 \pm 3 \text{ m}^3/\text{h}$ i $\xi = 1,72 \pm 0,03$. Wartości te pozwalają na oszacowanie

rzeczywiste wielkości strat i oporów hydraulicznych, które powodować będzie działające urządzenie.

LITERATURA

- [1] Kałuża T., Pawlak M., Jaszczak G., Zawadzka J., Sprawozdanie z badań wartości współczynnika K_v prototypu punktu poboru wody dużej wydajności. Katedra Inżynierii Wodnej i Sanitarnej, Maszynopis 299/2011, Uniwersytet Przyrodniczy w Poznaniu.
- [2] Polska Norma PN-EN 1267: Armatura przemysłowa. Badania oporu przepływu wody. PKN, sierpień 2002.
- [3] Mitosek M., Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2001, s. 47-56.
- [4] Czetwertyński E., Hydraulika i hydromechanika. PWN, Warszawa, 1958, s. 85-95.
- [5] Franzini J. B., Finnemore E. J., Fluid mechanics with engineering applications. WCB/McGraw-Hill, 1997, pp. 240-263.