

Tadeusz SIWIEC*

Analiza hydrauliczna układu strumienic połączonych równolegle

Abstract

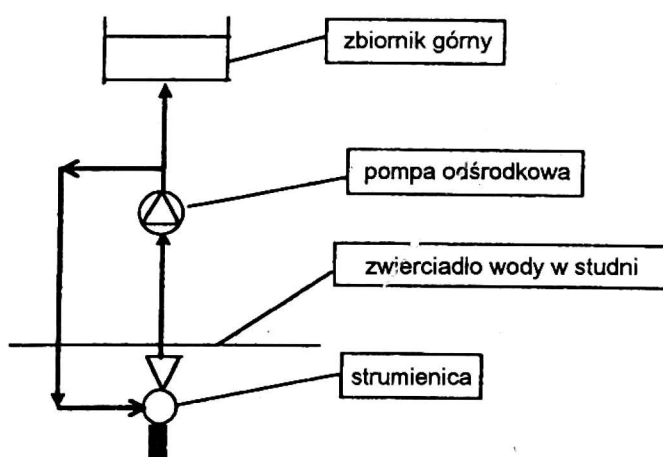
Hydraulic analyse of jets pump installation connected paralely. This paper describes a method for calculating the flows and head losses in the network of pipes and pump that make up the multi-jet installations that are used to dewater foundation excavations in fine soils. The constitutive equations modelling the system are derived. It is shown that the solution of these equations can be readily be obtained and this is demonstrated for an example of an installation with ten jet pumps driven by one centrifugal pump.

Key words : jet pump, jet pump installations, ejectors

Wstęp

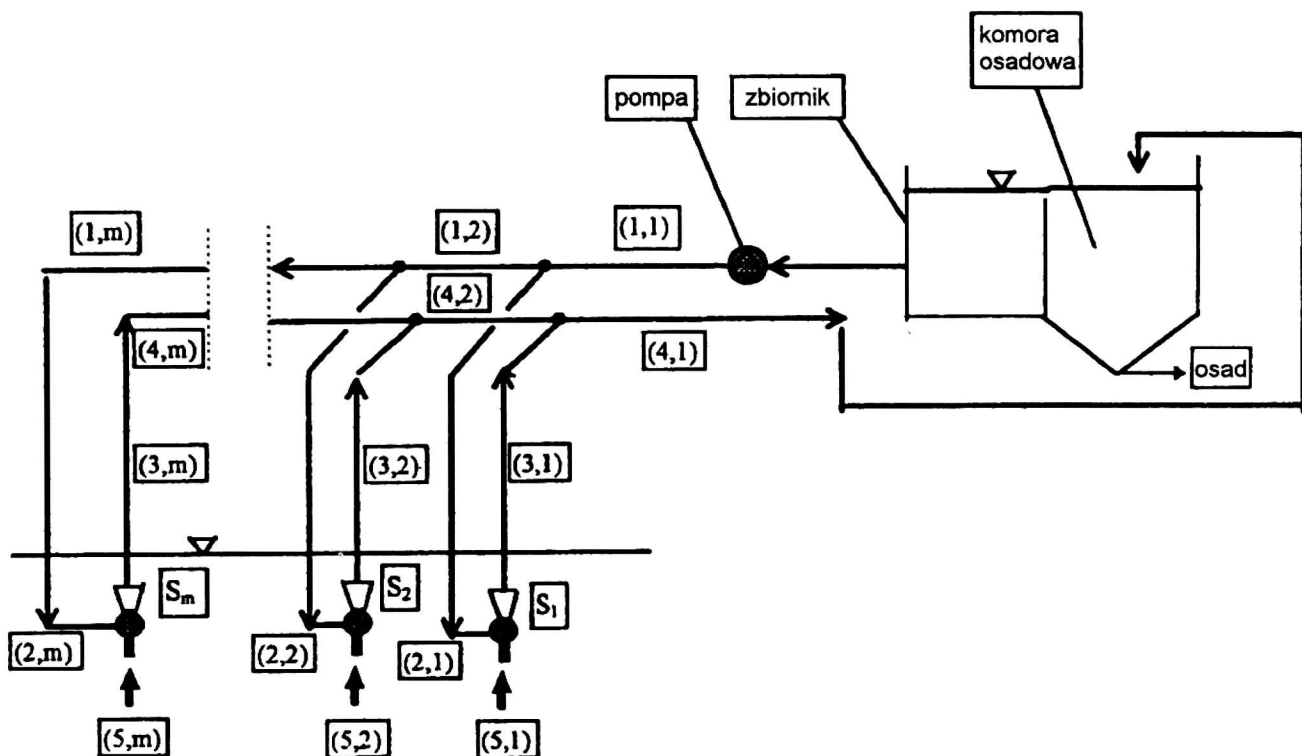
Układy pompowo-strumienicowe zbudowane z jednej pompy i jednej strumienicy są znane [Radha Krishna i Kumaraswamy 1975(A), Radha Krishna i Kumaraswamy 1975(B), Silvester i Mueller 1968, Siwiec 1990, Vogel 1979] i znalazły zastosowanie w różnych procesach technicznych, szczególnie tam, gdzie istnieje konieczność mieszania dwóch różnych mediów, oraz tam, gdzie mieszanie dwóch strumieni tego samego płynu nie wpływa destrukcyjnie na efekt

pracy lub jest wręcz pożądane. Jednym z przykładów ostatniego z wyliczanych zastosowań jest proces wydobywania wody ze studni wierconych. Taka instalacja zbudowana jest ze strumienicy umieszczonej wewnątrz studni poniżej poziomu wody i pompy odśrodkowej usytuowanej w obudowie studni lub w budynku w pobliżu otworu studni. Oba urządzenia muszą być połączone tak, żeby instalacja pozwalała na wydobywanie wody z głębokości większej niż wysokość ssania pompy. Przykładowy schemat takiego układu został przedstawiony na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat układu pompowo-strumienicowego

*Zakład Wodociągów i Kanalizacji Wiejskich SGGW, ul. Nowoursynowska 166, 02-787 Warszawa.



Rys. 2. Schemat układu wielostrumienicowego; S_1, \dots, S_m – strumienice, (1,1), ..., (1,m) – przewody główne tłoczące, (2,1), ..., (2,m) – przewody zasilające każdą strumienicę, (3,1), ..., (3,m) – przewody prowadzące strumień zasilający i zassany przez strumienicę, (4,1), ..., (4,m) – przewody zbierające strumienie tłoczne i zassane z poszczególnych strumienic, (5,1), ..., (5,m) – strumienie zassane przez każdą ze strumienic

Zasady obliczania parametrów hydraulicznych, projektowanie takich instalacji oraz algorytm programu komputerowego wraz z eksperymentalną weryfikacją zostały zawarte w rozprawie doktorskiej [Siwiec 1990].

Taki układ można zmodyfikować, łącząc jedną pompę odśrodkową z większą liczbą strumienic i wykorzystać do odwadniania wykopów szerokoprzestrzennych lub liniowych. Obecnie przy odwadnianiu wykopów stosuje się układ pomp montowanych w różnych miejscach, tak aby wywołane leje depresyjne wokół każdej z pomp obniżyły zwierciadło wody w wykopie poniżej jego dna. Rozwiązanie to jest dość kosztowne zarówno pod względem inwestycyjnym, jak i eksploatacyjnym, dlatego alternatywą może być układ wielostrumienicowy.

Teoria

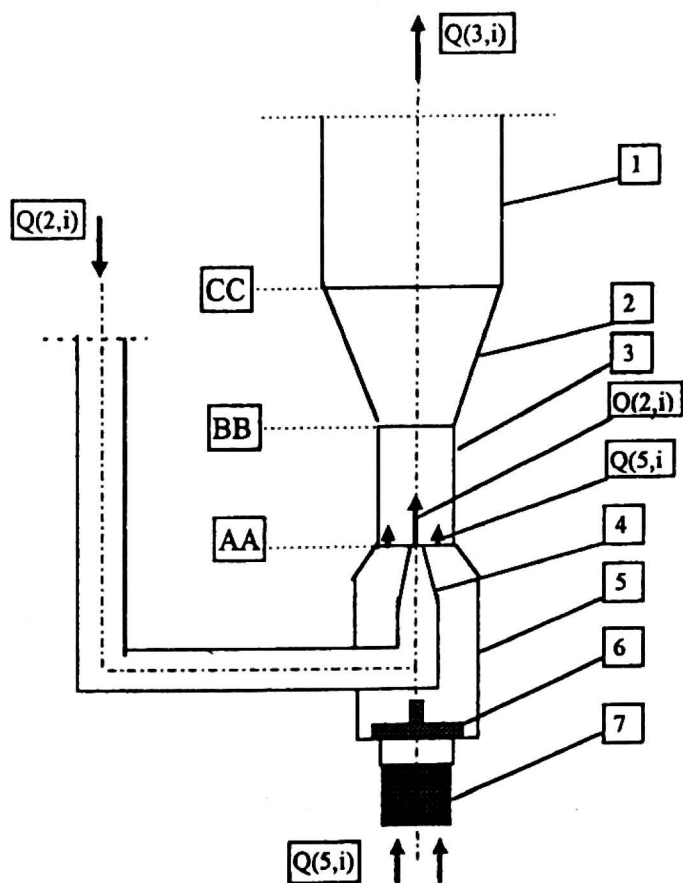
Układ wielostrumienicowy składa się ze zbiornika, pompy odśrodkowej i zestawu strumienic $S_1, S_2 \dots S_m$ połączonych przewodami o odpowiedniej numeracji. Schemat przykładowego układu został przedstawiony na rysunku 2.

Woda ze zbiornika pobierana jest przez pompę odśrodkową i tłoczona przewodem głównym o numeracji (1,i) do odcinków zasilających strumienicę o numeracji (2,i). Strumień zasilający wytwarza w strumienicy podciśnienie, zassając wodę z zewnątrz układu, np. z gruntu, której strumienicę oznaczono (5,i). Mieszanka obu strumieni, zasilającego i zassanego, płynie rurociągami o numeracji (3,i) do przewodu powrotnego o numeracji poszczególnych odcinków (4,i). Prze-

wodem powrotnym woda dopływa do zbiornika i cykl się powtarza. Jeżeli woda zasysana z gruntu będzie zawierała znaczną ilość zawieszin mineralnych, to koniecznością staje się budowa zbiornika dwukomorowego, którego pierwsza komora stanowi osadnik, natomiast druga – magazyn wody dla układu. Nadwyżka wody ze zbiornika musi być odprowadzana do kanalizacji lub w inne miejsce poza terenem odwadnianym.

Idea zasysania wody przez strumienicę i jej zasada działania zostały przedstawione na rysunku 3.

Woda o natężeniu $Q(2,i)$ wpływa do strumienicy przez dyszę zasilającą 4 o



Rys. 3. Schemat budowy strumienicy: 1 – przewód tłoczny, 2 – dyfuzor, 3 – komora mieszania, 4 – dysza zasilająca, 5 – komora ssąca, 6 – zawór zwrotny, 7 – kosz ssawny; AA, BB, CC – odpowiednie przekroje

małym przekroju otworu wylotowego. W wyniku takiego przewężenia wzrasta jej prędkość, a w konsekwencji spada ciśnienie. Jeśli dobierze się tak prędkość wypływu, że ciśnienie wokół strumienia zasilającego $Q(2,i)$ spadnie poniżej atmosferycznego, to wówczas z komory 5 zostanie zasysany inny strumień wody nazywany strumieniem zasysanym. Strumień zasysany $Q(5,i)$ dostaje się do wnętrza strumienicy przez kosz ssawny 7 i zawór zwrotny 6.

Obydwa strumienie o różnych natężeniach przepływu i różnych prędkościach wpływają do komory mieszania 3, gdzie następuje ich wymieszanie i uśrednienie prędkości. W celu zmniejszenia strat hydraulicznych w dalszych częściach instalacji zmniejsza się prędkość strumienia sumarycznego przez zainstalowanie przed przewodem tłocznym 1 dyfuzora 2. Strumień $Q(3,i)$ stanowi sumę strumienia zasilającego $Q(2,i)$ i zasysanego $Q(5,i)$.

Z literatury znane są różne, mniej lub bardziej dokładne, metody obliczania układów pompowo-strumienicowych [Goliński i Troskoleński 1979, Ługovskoj 1969, Radha Krishna i Kumaraswamy 1975(A), Radha Krishna i Kumaraswamy 1975(B), Silvester 1968], jednak najbardziej ogólne podejście zostało zaprezentowane w pracy Siwca (1990) oraz w wytycznych do projektowania [Siwiec 1989]. Metoda ta [Siwiec 1990] polega na wykorzystaniu równań energii oraz zasady zachowania pędu.

Można ją wykorzystać do analizy układu wielostrumienicowego, którego schemat został przedstawiony na rysunku 2.

Całkowitą energię strumienia zasilającego w przekroju AA każdej strumienicy można wyrazić przez układ równań (1):

$$\begin{aligned}
 z_k - h(1,1) + Hu - h(2,1) - hn(1) &= \\
 &= H_{eAA}(1) \\
 z_k - h(1,1) + Hu - h(1,2) - h(2,2) - \\
 - hn(2) &= H_{eAA}(2) \quad (1) \\
 \text{-----} \\
 z_k - h(1,1) + Hu - h(1,2) - \dots - h(1,m) - \\
 - h(2,m) - hn(m) &= H_{eAA}(m)
 \end{aligned}$$

gdzie :

z_k – rzędna statycznego poziomu zwierciadła wody w zbiorniku,

$h(i,j)$ – straty hydrauliczne w rurociągach obliczane z równania (2),

Hu – użyteczna wysokość podnoszenia pompy,

$hn(j)$ – straty hydrauliczne w dyszy zasilającej każdej strumienicy,

$H_{eAA}(j)$ – napór hydrauliczny strumienia zasilającego w przekroju AA każdej strumienicy.

Straty hydrauliczne w każdym rurociągu można obliczyć ze wzoru (2). Jest to wzór Darcy'ego-Weisbacha przyjęty w normie (PN-72/M-34034) jako standardowy.

$$\begin{aligned}
 h(i,j) &= \left[\sum \zeta(i,j) + \frac{\lambda(i,j) \cdot l(i,j)}{d(i,j)} \right] \times \\
 &\times \frac{8 \cdot Q^2(i,j)}{\pi^2 \cdot g \cdot d^4(i,j)} \quad (2)
 \end{aligned}$$

gdzie:

$\sum \zeta(i,j)$ – suma współczynników oporów miejscowych,

$\lambda(i,j)$ – współczynnik oporów liniowych, obliczany ze wzoru Colebrooke'a i White'a [PN-72/M-34034],

$l(i,j)$ – długość odpowiednich rurociągów,

$d(i,j)$ – średnica odpowiednich rurociągów,

$Q(i,j)$ – natężenie przepływu w odpowiednich rurociągach.

Z kolei całkowita energia strumienia zasysanego przez każdą strumienicę może być wyrażana w przekroju AA, podobnie jak poprzednio, przez układ równań (3) zamieszczony poniżej:

$$\begin{aligned}
 z_0 - h_s(1) &= H_{sAA}(1) \\
 z_0 - h_s(2) &= H_{sAA}(2) \\
 \text{-----} \\
 z_0 - h_s(m) &= H_{sAA}(m)
 \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

z_0 – rzędna statycznego zwierciadła wody w zbiorniku dolnym, np. w wykopie,

$h_s(i)$ – straty hydrauliczne w komorze ssawnej strumienicy,

H_{sAA} – napór hydrauliczny strumienia zasysanego w przekroju AA każdej strumienicy.

Napór hydrauliczny w przekroju BB dla strumienia wylotowego z każdej strumienicy można opisać następująco :

$$\begin{aligned}
 z_k + h(4,1) + h(3,1) + hd(1) &= \\
 &= H_{BB}(1) \\
 z_k + h(4,1) + h(4,2) + h(3,2) + \\
 + hd(2) &= H_{BB}(2) \quad (4) \\
 \text{-----} \\
 z_k + h(4,1) + \dots + h(4,m) + h(3,m) + \\
 + hd(m) &= H_{BB}(m)
 \end{aligned}$$

gdzie:

$hd(i)$ – straty hydrauliczne w dyfuzorze,
 H_{BB} – napór hydrauliczny strumienia w przekroju BB każdej strumienicy.

Zasilający i zasysany strumień między przekrojami AA i BB w każdej strumienicy ulegają wymieszaniu, tak że w przekroju BB otrzymuje się strumień o uśrednionej prędkości. Takie zjawisko opisuje zasada zachowania pędu wyrażona równaniem (5):

$$\begin{aligned} & \frac{Q^2(2,i) \cdot \rho}{F_{eAA}(i)} + p_{AA}(i) \cdot F_{eAA}(i) + \\ & + \frac{Q^2(5,i) \cdot \rho}{F_{sAA}(i)} + p_{AA}(i) \cdot F_{sAA}(i) = \\ & = \frac{Q^2(3,i) \cdot \rho}{F_{BB}(i)} + p_{BB}(i) \cdot F_{BB}(i) + \\ & + \zeta_k \frac{Q^2(3,i) \cdot \rho}{2 \cdot F_{BB}(i)} \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie:

$Q(2,i)$ – natężenie przepływu strumienia zasilającego,

$Q(5,i)$ – natężenie przepływu strumienia zasysanego,

$Q(3,i)$ – natężenie przepływu mieszaniny strumienia zasilającego i zasysanego,

$F_{eAA}(i)$ – pole przekroju dyszy zasilającej,

$p_{AA}(i)$ – ciśnienie w przekroju AA,

$F_{sAA}(i)$ – pole przekroju dyszy chwytającej,

$p_{BB}(i)$ – ciśnienie w przekroju BB,

$F_{BB}(i)$ – pole przekroju komory mieszania,

ρ – gęstość wody,

ζ_k – współczynnik oporów miejscowych w komorze mieszania.

Zakładając, że grubość ścianki wylotu dyszy zasilającej jest bardzo mała, czyli:

$$F_{eAA}(i) + F_{sAA}(i) = F_{BB}(i) \quad (6)$$

i przekształcając równanie (5), otrzymuje się wyrażenie opisujące spadek ciśnienia na długości komory mieszania:

$$\begin{aligned} & \frac{p_{BB}(i)}{\rho \cdot g} - \frac{p_{AA}(i)}{\rho \cdot g} = \\ & = \frac{Q^2(2,i)}{g \cdot F_{eAA}(i) \cdot F_{BB}(i)} + \\ & + \frac{Q^2(5,i)}{g \cdot F_{sAA}(i) \cdot F_{BB}(i)} - \\ & - \frac{Q^2(3,i)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(i)} \cdot (2 + \zeta_k) \end{aligned} \quad (7)$$

Napór hydrauliczny w przekrojach AA i BB, z definicji, można wyrazić:

$$\begin{aligned} H_{eAA}(i) &= z_{AA}(i) + \frac{p_{AA}(i)}{\rho \cdot g} + \\ & + \frac{Q^2(2,i)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(i)} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} H_{sAA}(i) &= z_{AA}(i) + \frac{p_{AA}(i)}{\rho \cdot g} + \\ & + \frac{Q^2(5,i)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(i)} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} H_{BB}(i) &= z_{BB}(i) + \frac{p_{BB}(i)}{\rho \cdot g} + \\ & + \frac{Q^2(3,i)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(i)} \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie: $z_{AA}(i)$ i $z_{BB}(i)$ – rzędne przekrojów, odpowiednio AA i BB.

Jeśli odejmiemy się odpowiednie równania układu (3) i (4) od układu równań (1), to otrzyma się:

$$\begin{aligned}
 z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(2,1) - \\
 - hn(1) + hs(1) = H_{eAA}(1) - \\
 - H_{sAA}(1) \\
 z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(1,2) - \\
 - h(2,2) - hn(2) + hs(2) = \\
 = H_{eAA}(2) - H_{sAA}(2) \quad (11)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(1,2) - \\
 \dots - h(1,m) - h(2,m) - hn(m) + \\
 + hs(m) = H_{eAA}(m) - H_{sAA}(m)
 \end{aligned}$$

oraz

$$\begin{aligned}
 Hu - h(1,1) - h(2,1) - hn(1) - \\
 - h(4,1) - h(3,1) - hd(1) = \\
 = H_{eAA}(1) - H_{BB}(1) \\
 Hu - h(1,1) - h(1,2) - h(2,2) - \\
 - hn(2) - h(4,1) - h(4,2) - h(3,2) - \\
 - hd(2) = H_{eAA}(2) - H_{BB}(2) \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Hu - h(1,1) - h(1,2) - \dots - h(1,m) - \\
 - h(2,m) - hn(m) - h(4,1) - \dots - \\
 - h(4,m) - h(3,m) - hd(m) = \\
 = H_{eAA}(m) - H_{BB}(m)
 \end{aligned}$$

Jeśli wstawi się równania (8), (9) i (10) do równań (11) i (12), to otrzymuje się

$$\begin{aligned}
 z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(2,1) - \\
 - hn(1) + hs(1) - \frac{Q^2(2,1)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(1)} + \\
 + \frac{Q^2(5,1)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(1)} = 0 \\
 z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(1,2) - \\
 - h(2,2) - hn(2) + hs(2) - \\
 - \frac{Q^2(2,2)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(2)} + \\
 + \frac{Q^2(5,2)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(2)} = 0 \quad (13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(1,2) - \dots - \\
 - h(1,m) - h(2,m) - hn(m) + hs(m) - \\
 - \frac{Q^2(2,m)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(m)} + \\
 + \frac{Q^2(5,m)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(m)} = 0
 \end{aligned}$$

oraz

$$\begin{aligned}
 Hu - h(1,1) - h(2,1) - hn(1) - \\
 - h(4,1) - h(3,1) - hd(1) + z_{BB}(1) - \\
 - z_{AA}(1) + \frac{p_{BB}(1)}{\rho \cdot g} - \frac{p_{AA}(1)}{\rho \cdot g} + \\
 + \frac{Q^2(3,1)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(1)} - \\
 - \frac{Q^2(2,1)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(1)} = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Hu - h(1,1) - h(1,2) - h(2,2) - \\
- hn(2) - h(4,1) - h(4,2) - h(3,2) - \\
- hd(2) + z_{BB}(2) - z_{AA}(2) + \\
+ \frac{p_{BB}(2)}{\rho \cdot g} - \frac{p_{AA}(2)}{\rho \cdot g} + \\
+ \frac{Q^2(3,2)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(2)} - \\
- \frac{Q^2(2,2)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(2)} = 0
\end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned}
----- \\
Hu - h(1,1) - \dots - h(1,m) - h(2,m) - \\
- hn(m) - h(4,1) - \dots - h(4,m) - \\
- h(3,m) - hd(m) + z_{BB}(m) - \\
- z_{AA}(m) + \frac{p_{BB}(m)}{\rho \cdot g} - \frac{p_{AA}(m)}{\rho \cdot g} + \\
+ \frac{Q^2(3,m)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(m)} - \\
- \frac{Q^2(2,m)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(m)} = 0
\end{aligned}$$

Łącząc równania (13) i (14) według odpowiedniej numeracji, otrzymuje się – wraz z charakterystyką pompy – kompletny układ równań. W tym układzie występuje różnica wysokości ciśnień między przekrojami AA i BB, która jest bardzo trudna do określenia. Dlatego dla wyeliminowania jej wykorzystane zostało równanie (7), i w tej formie otrzymany został ostateczny układ równań (15).

$$Hu = f(Q) \quad (15)$$

$$\begin{aligned}
z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(2,1) - \\
- [1 + \zeta_n(1)] \frac{Q^2(2,1)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(1)} + \\
+ [1 + \zeta_s(1)] \frac{Q^2(5,1)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(1)} + \\
+ \zeta_z(1) \frac{8 \cdot Q^2(5,1)}{\pi^2 \cdot g \cdot d_z^4(1)} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Hu - h(1,1) - h(2,1) - h(4,1) - h(3,1) - \\
- [1 + \zeta_n(1)] \frac{Q^2(2,1)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(1)} + \\
+ z_{BB}(1) - z_{AA}(1) - \\
- \left[1 + \zeta_k(1) + \zeta_d(1) \left(\frac{F_{BB}}{F_{CC}} \right)^2 \right] \times \\
\times \frac{Q^2(3,1)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(1)} + \\
+ \frac{Q^2(2,1)}{g \cdot F_{eAA}(1) \cdot F_{BB}(1)} + \\
+ \frac{Q^2(5,1)}{g \cdot F_{sAA}(1) \cdot F_{BB}(1)} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(1,2) - h(2,2) - \\
- [1 + \zeta_n(2)] \frac{Q^2(2,2)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(2)} + \\
+ [1 + \zeta_s(2)] \frac{Q^2(5,2)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(2)} + \\
+ \zeta_z(2) \frac{8 \cdot Q^2(5,2)}{\pi^2 \cdot g \cdot d_z^4(2)} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&Hu - h(1,1) - h(1,2) - h(2,2) - \\
&-h(4,1) - h(4,2) - h(3,2) - \\
&- [1 + \zeta_n(2)] \frac{Q^2(2,2)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(2)} - \\
&- \left[1 + \zeta_k(2) + \zeta_d(2) \left(\frac{F_{BB}}{F_{CC}} \right)^2 \right] \times \\
&\times \frac{Q^2(3,2)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(2)} + z_{BB}(2) - z_{AA}(2) + \\
&+ \frac{Q^2(2,2)}{g \cdot F_{eAA}(2) \cdot F_{BB}(2)} + \\
&+ \frac{Q^2(5,2)}{g \cdot F_{sAA}(2) \cdot F_{BB}(2)} = 0 \\
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&z_k - z_0 - h(1,1) + Hu - h(1,2) - \dots - \\
&- h(1,m) - h(2,m) -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&- [1 + \zeta_n(m)] \frac{Q^2(2,m)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(m)} + \\
&+ [1 + \zeta_s(m)] \frac{Q^2(5,m)}{2 \cdot g \cdot F_{sAA}^2(m)} + \\
&+ \zeta_z(2) \frac{8 \cdot Q^2(5,m)}{\pi^2 \cdot g \cdot d_z^4(m)} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&Hu - h(1,1) - h(1,2) - \dots - h(1,m) - \\
&- h(2,m) - h(4,1) - h(4,2) - \dots - \\
&- h(4,m) - h(3,m) - \\
&- [1 + \zeta_n(m)] \frac{Q^2(2,m)}{2 \cdot g \cdot F_{eAA}^2(m)} -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&- \left[1 + \zeta_k(m) + \zeta_d(m) \left(\frac{F_{BB}}{F_{CC}} \right)^2 \right] \times \\
&\times \frac{Q^2(3,m)}{2 \cdot g \cdot F_{BB}^2(m)} + z_{BB}(m) - z_{AA}(m) + \\
&+ \frac{Q^2(2,m)}{g \cdot F_{eAA}(m) \cdot F_{BB}(m)} + \\
&+ \frac{Q^2(5,m)}{g \cdot F_{sAA}(m) \cdot F_{BB}(m)} = 0
\end{aligned}$$

gdzie:

$\zeta_n(i)$ – współczynnik oporów lokalnych w dyszy zasilającej,

$\zeta_s(i)$ – współczynnik oporów lokalnych w dyszy chwytającej i komorze ssącej,

$\zeta_d(i)$ – współczynnik oporów lokalnych w dyfuzorze,

$\zeta_z(i)$ – współczynnik oporów lokalnych w koszu ssawnym i zaworze zwrotnym,

$d_z(i)$ – średnica zaworu zwrotnego.

Układ równań (15) pozwala obliczyć parametry instalacji zamieszczonej na rysunku 2 o dowolnej liczbie strumieni. W przypadku gdy instalacja zawiera tylko jedną strumienicę, należy rozwiązać układ trzech równań, przy dwóch strumieniach – pięć itd. Równanie pierwsze wyraża charakterystykę pompy podawanej przez producenta w formie liczb przedstawiających wysokości podnoszenia pompy przy różnych jej wydajnościach. Dla potrzeb obliczeniowych ta charakterystyka musi być aproksymowana funkcją ciągłą, np. parabolą, a przy dokładniejszych obliczeniach – funkcją sklejaną złożoną z łuków parabol.

Program komputerowy

Do rozwiązania powyższego układu równań został napisany program komputerowy pozwalający na obliczenie natężeń przepływów w dowolnych punktach układu przy zadanych parametrach wszystkich rurociągów, strumienic, rzędnych zwierciadeł wody oraz znanej charakterystyce pompy.

Po wczytaniu danych, program przyjmuje jako punkt startowy natężenia przepływu $Q(2,i)$ równe połowie zakresu zalecanego przez producenta pompy, podzielonego przez i . Wartości $Q(5,i)$ przyjmuje jako równe wartościom $Q(2,i)$. Natężenia $Q(1,i)$, $Q(3,i)$ oraz $Q(4,i)$ wynikają z prostego sumowania. Dla tak wyznaczonych przepływów obliczane są straty hydrauliczne i sprawdzany jest układ równań (15). Jeśli błąd obliczeń jest mniejszy od zadanego, to następuje wydruk wyników. Jeśli nie jest mniejszy, to wówczas wartości natężeń przepływów są poprawiane i obliczenia powtarzane. W niniejszym programie do obliczeń poprawek przepływów zastosowano metodę Newtona. Procedura jest powtarzana dotąd, aż błąd niezgodności będzie mniejszy od zadanego. Teoretycznie liczba strumienic jest nieograniczona, lecz w praktyce ograniczają ją możliwości obliczeniowe komputera, a przede wszystkim warunki realności technicznej. Charakterystyka pompy została w programie aproksymowana funkcją sklejaną, czyli (w tym przypadku) łukami parabol przechodzącymi przez trzy najbliższe zadane punkty.

Omawiany model matematyczny został porównany z wynikami otrzymanymi

z badań eksperymentalnych [Powrie i Preene, Siwiec i White 1995]. Zgodność okazała się bardzo dobra.

Przykład obliczeniowy

Przykładowe obliczenia zostały wykonane dla układu składającego się z dziesięciu identycznych strumienic o średnicy dyszy zasilającej równej 0,007 m i komory mieszania równej 0,014 m. Średnica zaworu zwrotnego wynosiła 0,04 m.

Parametry rur zostały przedstawione w tabeli 1.

Wyniki obliczeń komputerowych przedstawiających natężenia przepływu we wszystkich rurociągach instalacji zostały zestawione w tabeli 2.

Podsumowanie i wnioski

Przedstawiona w niniejszym artykule metoda obliczania dowolnego układu pompowo-strumienicowego zawierającego pompę odśrodkową oraz zestaw strumienic połączonych równolegle może być wykorzystana zarówno do projektowania takich układów, jak i doboru parametrów eksploatacyjnych. Omawiana instalacja będzie dobrze odwadniać wykop, jeśli każda strumienica, odpowiednio rozmieszczona, będzie zasysać wodę o takim natężeniu, że uzyska się gwarancję obniżenia zwierciadła wody poniżej dna.

Odwadnianie wykopów wiąże się nierozzerwalnie z dylematem, czy zastosować więcej pomp rozmieszczonych gęściej i czerpać wodę z mniejszymi wydajnościami, wywołując małe leje depresji, czy mniej pomp z kosztami ssawnymi

Tabela 1

i	(1,i)		(2,i)		(3,i)		(4,i)	
	ζ	d	ζ	d	ζ	d	ζ	d
–	–	m	–	m	–	m	–	m
1	1	0,1	45	0,032	25	0,04	1	0,125
2	1	0,1	35	0,032	25	0,04	1	0,125
3	1	0,1	25	0,032	20	0,04	1	0,1
4	1	0,1	20	0,032	20	0,04	1	0,1
5	1	0,08	15	0,032	15	0,04	1	0,1
6	1	0,08	12	0,032	10	0,04	1	0,1
7	1	0,08	9	0,032	5	0,04	1	0,08
8	1	0,065	6	0,032	10	0,05	1	0,08
9	1	0,065	1	0,04	15	0,05	1	0,065
10	1	0,05	1	0,04	4	0,05	1	0,05

Tabela 2

i	Q(1,i)	Q(2,i)	Q(3,i)	Q(4,i)	Q(5,i)
–	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
1	13,79	1,37	2,46	23,99	1,09
2	12,42	1,37	2,43	21,45	1,06
3	11,05	1,38	2,41	19,02	1,03
4	9,67	1,38	2,33	16,61	0,95
5	8,29	1,38	2,33	14,28	0,95
6	6,29	1,38	2,35	11,95	0,98
7	5,54	1,37	2,32	9,6	0,95
8	4,17	1,38	2,47	7,28	1,09
9	2,79	1,4	2,41	4,81	1,01
10	1,39	1,39	2,4	2,4	1,01

umieszczonymi głębiej, wywołując głębokie depresje. Każdorazowo o wyborze powinny decydować warunki techniczne i ekonomiczne. Przy odwadnianiu za pomocą pomp jednak częściej stosuje się drugi wariant jako zazwyczaj tańszy.

Przy zastosowaniu układu wielostrumienicowego tańsze będzie zastosowanie większej liczby strumienic rozmieszczonych w stosunkowo małych odległościach. Żeby taki układ pracował prawidłowo, należy tak dobrać średnice rur, aby

każda strumienica zasysała prawie identyczną ilość wody. Jest to związane z prawidłowym doбором oporów w poszczególnych rurociągach, tak aby zwiększyć opory w przewodach (2,i) i (3,i) połączonych ze strumienicami położonymi blisko pompy, a zmniejszyć w przewodach położonych dalej. Ponieważ rurociągi produkowane są o typowych średnicach i nie można zastosować pośrednich, więc jedynym sposobem na wyrównanie warunków jest silne zdławienie przepływu

w rurociągach bliskich pompy. Powyższy model i program komputerowy umożliwia obliczenie potrzebnych oporów każdego zaworu lub zasuw.

Zastosowanie takiego układu jest łatwe, bo może polegać na rozmieszczeniu strumienic, połączeniu ich węzami elastycznymi i włączeniu do pracy. Taki układ został zastosowany na budowie pod Londynem i pracował bez zarzutu.

Literatura

- GOLIŃSKI J.A., TROSKOLAŃSKI A.T. 1979: *Strumienice*. WNT, Warszawa.
- ŁUGOVSKOJ M.V. i in. 1969: *Sredstva mechanizacji i osnovy rasczeta sistem selskochozjajstvennogo vodosnabżenia*. Izd. Maszynostroenie, Moskwa.
- PN-76/M-34034. *Rurociągi. Zasady obliczeń strat ciśnienia*.
- POWRIE W., PREENE M.: *Performance of ejectors in construction dewatering systems*. Private communication. Queen Mary and Westfield College, University of London.
- RADHA KRISHNA H.C., KUMARASWAMY S. 1975(A): *Some investigation on the combination performance of a jet-centrifugal pump*. Proc. 2nd Symp. on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques, BHRA, Fluid Engineering Cambridge U.K.
- RADHA KRISHNA H.C., KUMARASWAMY S. 1975(B): *Matching the performance of jet and centrifugal pumps*. Proc. 2nd Symp. on Jet Pumps and Ejectors and Gas Lift Techniques, BHRA, Fluid Engineering Cambridge U.K.
- SILVESTER R., MUELLER N.H.G. 1968: *Design data for the liquid-liquid jet pump*. Journal Hydraulics Research, 6, No 2, 129–162.
- SIWIEC T.M. 1990: *Badania układów pompowo-strumienicowych do wydobywania wody ze studni*. (rozpr. doktorska)
- SIWIEC T.M. 1989: *Metody projektowania zoptymalizowanych układów pompowo-strumienicowych do wydobywania wody ze studni*. Wytyczne do projektowania.
- SIWIEC T.M., WHITE J.K. 1995: *A design procedure for a multi-jet pump installation*. Water, Maritime and Energy Proceedings of the Institution of Civil Engineers. Vol. 112. Issue 4, pp. 304–315.
- VOGEL R. 1979: *Awendungsmoglichkeiten und einsatzgebiete von strahlpumpen*. Chem-Ing-Tech., 51, No 9, 867–877.