

J. FLAKOWICZ

ZAGADNIENIA HYDROTECHNICZNE W PROJEKTOWANIU
AUTOMATYCZNYCH PRZEPOMPOWNI ŚCIEKÓW

Pompownie ścieków mogą być obiektami sieci kanalizacyjnych lub oczyszczalni ścieków przy braku warunków dla grawitacyjnego przepływu w kanałach, względnie między urządzeniami oczyszczalni. Ponadto na oczyszczalniach przepompownie ścieków mogą mieć przeznaczenie specjalne np. dla regulowania przebiegu procesów biologicznego oczyszczania.

Uwzględniając taką zasadniczą klasyfikację pompowni, można tu jeszcze wspomnieć, że przepompowywaniu mogą podlegać ścieki nie oczyszczone jak również w dalszych etapach procesów oczyszczania. Może być więc konieczne np. po oczyszczeniu wstępnym, mechanicznym lub w toku oczyszczania biologicznego, a w szczególnym przypadku dla rolniczego wykorzystania ścieków. Warunki działania przepompowni mogą być więc dość różnorodne i wyposażenie ich winno być dostosowane do odpowiednich potrzeb. Warunki te mogą być rozpatrywane ponadto pod różnymi kątami widzenia np. hydrotechnicznym, konstrukcyjnym, energetycznym i instalacyjnym.

Z uwagi na cel stosowania przepompowni, podstawowymi zagadnieniami będą warunki hydrotechniczne. Dotyczą one właściwego doboru pomp i określenia zasad ich działania. Panuje dość rozpowszechniony pogląd, że dobór pomp winien być dostosowany do charakterystyki spływu ścieków opartej na dość dowolnych przyjęciach. O ile dla warunków kanalizacji rozdzielczej spływu mają charakter cykliczny i wahają się w pewnych dość wąskich granicach, to w przypadku kanalizacji ogólnospławnej, w okresach opadów, obciążenie pompowni jest zmienne i niemożliwe jest ustalenie tych zmienności w czasie. Należy ponadto stwierdzić, że maksymalne obciążenie przepompowni może nastąpić w dowolnej porze doby.

Jeśli przeanalizujemy typowe charakterystyki spływu ścieków kanalizacji rozdzielczej, z uwagi na działanie zespołów pompowych, możemy wykazać, że warunki pracy pomp nie wymagają ścisłości przebiegu poszczególnych cykli spływu, gdyż

wydajność zespołów pomp regulowana jest zależnie od potrzeb, przez kolejne włączanie agregatów.

Wydajność zespołu pomp dostosowuje się więc do intensywności dopływu ścieków, zapewniając ekonomiczne wykorzystanie poszczególnych agregatów. Wskaźnikiem właściwego ich wyboru będzie porównanie charakterystycznych dopływów ścieków oraz wydajności pojedynczych pomp względnie odpowiednich ich zespołów przy możliwie ich maksymalnej sprawności. Charakterystyczne dopływy mogą wynikać z warunków i systemu kanalizacji lub procesów technologicznych na oczyszczalni ścieków. Będą to więc przepływy godzinowe minimalne i przeciętne w porze dziennej, nocnej lub w ciągu doby jak również i przepływy maksymalne, które mogą odpowiadać różnym warunkom spływu jak to ma miejsce w ogólnospławnym systemie kanalizacji, a może prócz tego być właściwe uwzględnienie intensywności dopływu, odpowiadającego dopuszczalnemu maksymalnemu obciążeniu oczyszczalni.

Sumaryczna wydajność agregatów (bezwzględnienia jednostek rezerwowych) musi być dostosowana do maksymalnego obliczeniowego dopływu ścieków, natomiast nie są jednoznacznie określone warunki doboru wydajności poszczególnych zespołów pompowych.

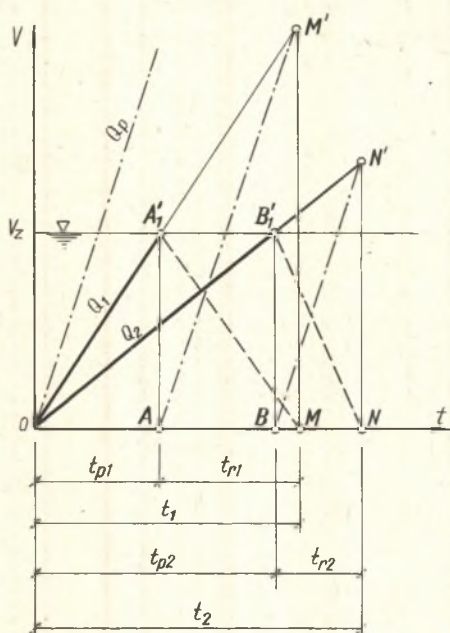
Najwłaściwszym będzie przyjęcie jednakowych typów pomp, a zależnie od rozpiętości charakterystycznych dopływów, zastosowanie takich wydajności, które mogłyby zapewnić ciągłą pracę pomp. Najkorzystniejsze byłyby pompy z silnikami wielobiegowymi.

Należy stwierdzić, że przepływy obliczeniowe stanowiące podstawę doboru pomp ulegają wahaniom i ekonomicznie działanie pomp może być zapewnione jedynie przy zastosowaniu zbiornika wyrównawczego.

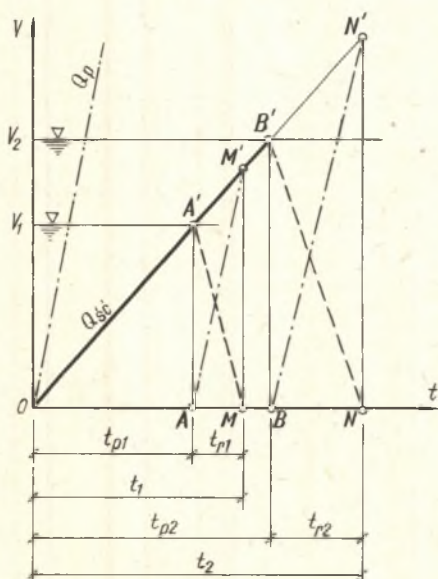
Na rys.1 przedstawiono przebieg pracy 1 agregatu pompowego przy ustalonej pojemności zbiornika wyrównawczego, V . Zależnie od intensywności dopływu tj. Q_1 względnie Q_2 , czas napełnienia zbiornika, a więc i czas postoju pompy wyniesie odpowiednio t_{p1} oraz t_{p2} . Przy wydajności pompy $Q_p > Q_1$, czas ruchu pompy wyniesie t_{r1} wzgl. przy $Q_p > Q_2$ odpowiednio t_{r2} .

t_{r2} ten trwać będzie do chwili, gdy zbiornik zostanie opróżniony tj. gdy ilości sumarycznego dopływu zrównają się z ilościami odpompowanymi co odpowiada położeniom punktów M i N.

Przebieg zmienności napełnienia zbiornika wyrażają linie $O A' M$ oraz $O B' N$. Czasy trwania poszczególnych cykli pracy pompy równe sumie:



Rys. 1



Rys. 2

$t = t_p + t_r$ dla porównywalnych założonych warunków, a więc t_1 oraz t_2 będą różne i przy ustalonej pojemności zbiornika wyrównawczego będą zależne od intensywności dopływu. Wielkość dopływu jest zatem dla czasu trwania cyklu pracy pompy parametrem, który w warunkach pracy pompy musi być uwzględniony. Wpływ pojemności zbiornika na czas trwania cyklu pracy pompy przedstawiono na rys. 2. Zwiększenie objętości zbiornika V_1 do wartości V_2 powoduje zwiększenie się zarówno czasu postoju pompy jak i czasu jej ruchu, ponieważ:

$$t_{p2} > t_{p1}, \quad t_{r2} > t_{r1}$$

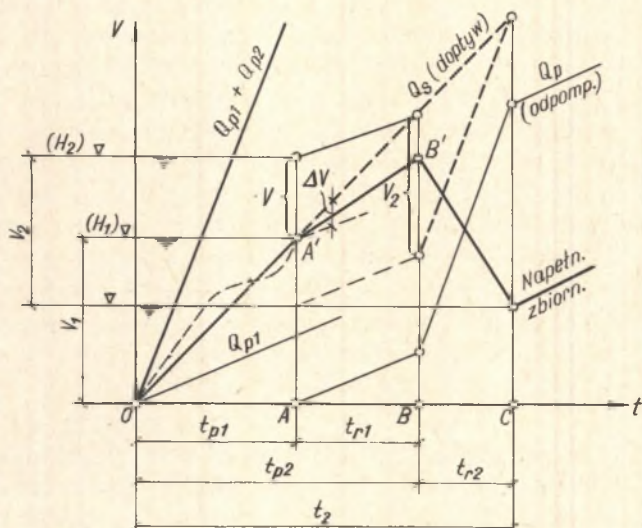
nastąpi więc zwiększenie się czasu trwania cyklu:

$$t_2 > t_1$$

Można zatem stwierdzić, że czas trwania cyklu pracy pompy zależy od objętości zbiornika wyrównawczego. Zwiększenie objętości zbiornika powoduje wydłużenie cyklu pracy pompy, można więc regulować czas jego trwania, przyjmując odpowiednią objętość tego zbiornika. Przy współdziałaniu kilku zespołów, rzędne włączania i wyłączania poszczególnych pomp są określane dla nich niezależnie.

Pompy włączane są kolejno po osiągnięciu przewidzianego napełnienia zbiornika wyrównawczego.

Na rys.3 przedstawiono przebieg pracy 2 współdziałających agregatów pompowych. Przewidziano włączenie pompy Nr 1 po napełnieniu zbiornika wyrównawczego do rzędnej H_1 , a pom-



Rys.3

py Nr 2 przy zwiększonym napełnieniu do rzędnej H_2 . Czas postoju pompy Nr 1 podobnie jak w poprzednim rozważaniu wyniesie t .

Jeśli intensywność dopływu ścieków jest większa od wydajności pompy nr 1 tj:

$$Q_s > Q_{p1}$$

to przy dalszym dopływie ścieków, po włączeniu pompy Nr 1, przyrost napełnienia zbiornika w czasie Δt z wartości początkowej ΔQ_s zmniejszy się o ilość odpompowaną ΔQ_{p1} wg zależności:

$$\Delta V = \Delta Q_s - \Delta Q_{p1}$$

przy warunku:

$$Q_s > Q_{p1}$$

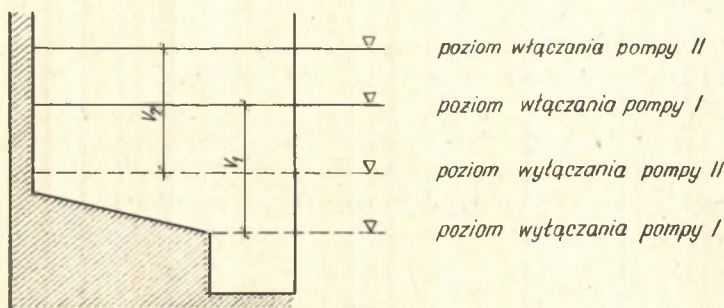
Włączenie pompy Nr 2, nastąpi po napełnieniu zbiornika do określonej rzędnej H_2 , tj. po czasie jej postoju t_{p2} . Czas ruchu pompy Nr 2 wyniesie

$$t_{p2} = \frac{V_2}{(Q_{p1} + Q_{p2}) - Q_s}$$

gdzie V_2 oznacza objętość czynną zbiornika wyrównawczego dla pompy Nr 2. Objętość ta zawarta jest między rzędnymi włączenia i wyłączenia pompy. Dla teoretycznego przedstawienia zasady współpracy zespołu pomp jest najzupełniej obojętne, czy między kolejnymi granicznymi rzędnymi napełnienia zbiornika wyrównawczego intensywność dopływu ścieków była równomierna czy też ulegała wahaniom, gdyż włączenie pomp następuje po podniesieniu się zw. ścieków w zbiorniku do określonej rzędnej, jak również w ten sam sposób regulowane jest wyłączenie pomp. Na wykresie pracy zespołu 2 pomp oznaczono V_2 objętość czynną zbiornika wyrównawczego odpowiadającą zakresowi pracy pompy Nr 2. W ogólności wartość V_2 nie jest zależna od objętości V - dodatkowej, dla wyznaczenia rzędnej włączenia pompy Nr 2.

Objętość V_2 może być $> V$ tzn. wyłączenie pompy Nr 2 może następować po obniżeniu się ścieków poniżej rzędnej włączenia pompy Nr 1. Jest to bardzo ważne dla możliwości regulowania czasu trwania cykli pracy pomp, jak to wyniknie z matematycznej analizy pracy pomp i warunków technicznych eksploatacji pompowni.

Przyjęta zasada dla zakresów działania pomp przedstawia się następująco:



Rys.4

Związek między czasem trwania cyklu i intensywnością dopływu ścieków może być ujęty w formułę matematyczną.

W tym celu przeprowadzimy następujące rozważanie: przyjmujemy zespół n pomp o wydajności q każda.

Poszczególne pompy będą włączane kolejno zależnie od intensywności dopływu. Założymy że:

1) jest w ruchu n pomp o łącznej wydajności nq ,

2) dopływ ścieków wynosi Q przy czym $(n - 1)q < Q < nq$.

Pompa n -ta zostanie wyłączona po odpompowaniu objętości V - odpowiadającej czynnej objętości zbiornika, przypadającej dla n -tej pompy. Czas ruchu tej pompy wyniesie:

$$t_r = \frac{V}{nq - Q}$$

Następnie pompa n -ta zostanie wyłączona i zbiornik zacznie się ponownie napełniać. Bedzie to czas postoju pompy n -tej. Czas ten wyniesie:

$$t_p = \frac{V}{Q - (n - 1)q}$$

zatem cykl pracy pompy n -tej będzie wynosił:

$$\begin{aligned} t = t_r + t_p &= \frac{V}{nq - Q} + \frac{V}{Q - (n - 1)q} = \\ &= \frac{Vq}{(nq - Q)[Q - (n - 1)q]} \end{aligned}$$

w równaniu tym, wielkości V, q oraz n są stałymi, a zmiennymi są wartości t oraz Q zatem możemy ustalić zależność:

$$t = f(Q)$$

W zależności więc od Q wyznaczmy najkrótszy czas trwania cyklu tj. minimum $t = f(Q)$. Ze względów ekonomicznych jest konieczne aby ilość włączeń pomp nie przekraczała zwykle 6 na godzinę, bowiem każde włączenie powoduje zwiększony pobór energii elektrycznej dla pokonania bezwładności wirującej cieczy i wirnika pompy oraz wirów wodnych w pompie. Minimum funkcji $t = f(Q)$ nastąpi gdy będą spełnione dwa warunki:

$$\frac{dt}{dQ} = 0 \quad \text{oraz} \quad \frac{d^2t}{dQ^2} > 0$$

Otrzymamy więc:

$$\frac{dt}{dQ} = \frac{-Vq [-Q + (n-1)q + (nq - Q)]}{(nq - Q)^2 [Q - (n-1)q]^2} =$$

$$= \frac{Vq [2Q - (2n-1)q]}{(nq - Q)^2 [Q - (n-1)q]^2} = 0$$

wartość $\frac{dt}{dQ}$ będzie równa 0, gdy licznik będzie równy 0 tj. gdy

$$Vq [2Q - (2n-1)q] = 0$$

a stąd otrzymamy:

$$Q = \frac{(2n-1)q}{2} = nq \frac{q}{2} = (n-1)q + \frac{q}{2}$$

jest to warunek minimum funkcji o ile:

$$\frac{d^2t}{dQ^2} > 0; \frac{d^2t}{dQ^2} = \frac{2Vq (nq - Q)^2 [Q - (n-1)q]^2}{m^2} +$$

$$- \frac{Vq [2Q - (2n-1)q] m'}{m^2}$$

gdzie m oznacza wartość mianownika I pochodnej.

Wyraz I jest zawsze większy od zera, a wyraz II dla warunku wynikającego z $\frac{dt}{dQ} = 0$ jest zero, zatem $\frac{d^2t}{dQ^2} > 0$, a funkcja posiada minimum.

Wynika stąd, że najkrótszy czas trwania cyklu pompy n-tej będzie, gdy intensywność dopływu ścieków wyniesie:

$$Q = (n-1)q + \frac{q}{2}$$

otrzymamy więc przy jednakowej wydajności poszczególnych pomp następujące krytyczne ilości ścieków, powodujące minimum cyklu pracy pomp:

$$\text{dla pompy I: } Q = \frac{q}{2}$$

$$\text{dla pompy II: } Q = \frac{3}{2} q \quad \text{itd.}$$

a przy różnej wydajności pomp:

$$\text{dla I: } Q_1 = \frac{q_1}{2}$$

$$\text{II: } Q_2 = q_1 + \frac{q_2}{2}$$

$$\text{III: } Q_3 = q_1 + q_2 + \frac{q_3}{2} \quad \text{itd.}$$

W warunkach kanalizacji ogólnospławnej intensywność dopływu w okresie opadów gwałtownie zmienia się, a włączenie odpowiednich zespołów następuje w dalszej kolejności w stosunku do zakresów działania normalnych pomp dla ścieków.

Pompy dla wód deszczowych będą mieć znacznie większe wydajności od pozostałych jednostek więc dla zachowania minimalnych czasów cykli, zakresy działania tych pomp (rzędne włączenia i wyłączenia) będą musiały być znacznie rozszerzone. Wynika to z formy wyrażenia na czas trwania cyklu, gdzie objętość czynna zbiornika występuje w liczniku. Ażeby uniknąć zbędnego powiększenia pojemności czynnej zbiornika czerpalnego jest całkowicie uzasadnione określenie rzędnych wyłączenia pomp wyłącznie z zachowaniem jedynie warunków kolejności działania poszczególnych jednostek.

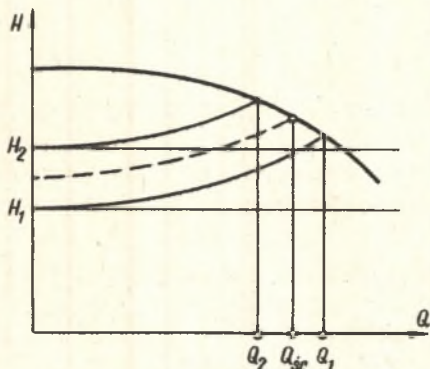
Daje to możliwość regulowania czasu trwania cyklu bez zbędnego przewymiarowywania zbiornika czerpalnego.

Rzeczywista wydajność pomp

Dla wyznaczenia min. czasu trwania cyklu pracy pomp jest konieczne ustalenie rzeczywistej wydajności pomp. Określa się ją wg charakterystyki pomp w zespołach przewidzianych do jednoczesnego działania oraz wg charakterystyki rurociągów. Zależnie od stanu zwierciadła ścieków w zbiorniku czerpalnym, geometryczne wysokości podnoszenia będą różne, a zatem zmienne będą wydajności pomp. Dla celów technicznych jest właściwe przyjęcie średnich wydajności.

Należy zwrócić uwagę, że zależnie od ilości jednocześnie działających jednostek pompowych będą zmienne ilości przepływu w przewodach tłocznych, a zatem i różne straty energetyczne wywołane oporami w tych przewodach. Włączenie kolejnego agregatu powoduje

więc niekorzystną zmianę w warunkach pracy pomp uprzednio działających. Jednocześnie jednak, ulega podwyższeniu poziomu zwierciadła ścieków w zbiorniku czerpalnym, stosownie do zakresu działania wspomnianej kolejnej pompy. Dla ustalenia punktu pracy każdej z pomp, należałoby więc tak dobierać zakresy włączeń i wyłączeń, aby podwyższanie tych zakresów odpowiadało odpowiednio wielkości wzrastających strat energetycznych. Wynika



Rys.5

ka więc stąd, że zakresy pracy poszczególnych jednostek pompowych nie mogą być określane dowolnie. Umożliwia to jednocześnie przyjęcie właściwej powierzchni zbiornika czerpalnego wynikającej z obliczonej objętości, z uwagi na czas trwania cyklu oraz wysokości wynikającej z koniecznego dla stałości pracy pomp, stopniowego podwyższania rzędnych zakresu działania.

Charakterystyka rurowciągów

Przy określeniu charakterystyki rurowciągów dużym ułatwieniem jest sformułowanie sumarycznych oporów przepływu sprowadzone do najprostszej postaci dla manipulacji rachunkowych.

Straty lokalne na przewodzie ssącym i tłocznym mogą być wyznaczone wg ogólnej formuły:

$$h = \xi \frac{v^2}{2g}$$

Wartość współczynnika oporu ξ podaje literatura.

Określenie straty na prostkach można również sprowadzić do identycznej formuły.

$$\text{wg Chézy } v = k \sqrt{Ri} \quad \text{stąd} \quad i = \frac{v^2}{k^2 R} = bv^2$$

gdzie $b = \frac{1}{k^2 R}$ wartość stała dla średnicy d .

$$\text{zatem } h = il = b v^2 L = B v^2$$

gdzie $B = bl$ - jest to wartość stała dla określonego ru-

$$\text{ciągu } B = \frac{1}{K^2 R}.$$

Całkowitą stratę rurociągu możemy więc wyznaczyć wg wyrażenia

$$h_s = \left(\sum \frac{S}{2g} + \sum B \right) v^2.$$

Jeśli rurociąg ma średnicę zmienną, co jest prawie regułą, wtedy należy wprowadzić zastępczą średnicę obliczeniową jednolitą dla całej trasy przewodu.

Wówczas zamiast prędkości rzeczywistych na poszczególnych odcinkach przewodu będą uwzględniane prędkości zastępcze odniesione do średnicy obliczeniowej wg następującej reguły:

$$h = B v_{rz}^2 = B (\beta v_o)^2 \quad \text{gdzie} \quad \beta = \frac{v_{rz}}{v_o} = \frac{\frac{Q}{F_{rz}}}{\frac{Q}{F}} = \frac{F_o}{F_{rz}}.$$

Dla przewodów kołowych:

$$\beta = \frac{F_o}{F_{rz}} = \frac{d_o^2}{d_{rz}^2}.$$

A zatem dla przewodu prostego o zmiennej średnicy:

$$h = v_o^2 \sum (\beta_n^2 \cdot B_n).$$

Wpływ długości na przepływy w 2 przewodach równoległych jednakowej średnicy

Przy połączeniu w węźle początkowym i na końcu (wylocie) straty ciśnienia na poszczególnych trasach będą równe:

$$h = i_1 l_1 = i_2 l_2$$

wg Chézy:

$$i_1 = \frac{v_1^2}{k^2 R} \quad i_2 = \frac{v_2^2}{k^2 R}$$

otrzymamy więc:

$$h = \frac{v_1^2}{k^2 R} l_1 = \frac{v_2^2}{k^2 R} l_2$$

a stąd:

$$\frac{v_1^2}{v_2^2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} = \frac{l_2}{l_1} = z$$

przy warunku, że $Q_1 + Q_2 = Q$ otrzymamy

$$Q_1 = \frac{\sqrt{z}(1 - \sqrt{z})}{1 - z} \cdot Q \quad \text{oraz} \quad Q_2 = \frac{1 - \sqrt{z}}{1 - z} \cdot Q.$$

Przewody równoległe o zmiennej średnicy

Przy zastosowaniu współczynników przeliczeniowych zastępczych, jest możliwe w prosty sposób uwzględnić te zmienności.

Opierając się na powyższych sformułowaniach można stwierdzić, że dla ustalenia charakterystyki rurociągów jest obowiązkowe, który z przewodów równoległych będzie przyjęty za podstawowy, ponieważ warunki początkowe tj. rzędne zw. wody w zbiorniku czerpalnym oraz warunki końcowe przy wlocie prze-

wodów tłocznych do wspólnej komory będą identyczne. Uwzględnienie różnych, ale stałych rzędnych na końcówkach przewodów tłocznych jest również możliwe przez odpowiednie zastępcze wyrażenie wysokości podnoszenia za pomocą wysokości prędkości odniesionej do przepływu przewodem o średnicy obliczeniowej.

Zdarza się często, że dla uzyskania właściwej wydajności pomp i wysokości podnoszenia przewiduje się konieczność dławienia pomp. Efekty dławienia praktycznie mogą być brane pod uwagę dopiero powyżej 50% przymknięcia zasuw. Dla uniknięcia stałego dławienia w dłuższych okresach eksploatacji można również brać pod uwagę możliwość obniżenia zakresu pracy pompy, co może korzystnie przesunąć punkt pracy pompy. Jest to oczywiście możliwe tylko wtedy, gdy pozwala na to czas trwania cyklu.

W podobny sposób można spowodować zwiększenie wydajności pomp przez odpowiednie przesunięcie punktu pracy pompy tj. przez podniesienie zakresu pracy pompy. Proces ten może się odbywać samoczynnie, jeśli chwilowo intensywność dopływu przekroczy wydajność pomp, ale nie spowoduje dalszego napełnienia zbiornika do rzędnej włączenia następnej, kolejnej pompy.

Omówione zagadnienia stanowią główną problematykę projektowania automatycznych przepompowni ścieków. Poprawne rozwiązanie całości zagadnienia pompowni wg wymogów hydrotechnicznych wymaga ponadto właściwego rozmieszczenia armatury.

Na rozwiązanie hydrotechniczne może mieć również wpływ konstrukcja obiektu i szereg czynników lokalnych.

Niezależnie jednak od warunków ogólnotechnicznych przedstawiona problematyka musi być uwzględniona dla zapewnienia poprawności działania obiektu, który w zagadnieniach ekonomicznego projektowania kanalizacji i oczyszczalni jest elementem o podstawowym znaczeniu.

L i t e r a t u r a

1. WÓYCICKI K. - Kanalizacja - BA 1955.
2. SZYSZKIN, KARELIN, KOŁOBANOW, ZAK - Kanalizacja - BA - 1957.
3. MALISZEWSKI J., KOŁOBKOW, KONDRATIEW, MAŁOWA - Projektowanie i eksploatacja wodoprowadnych i kanalizacyjnych nasosnych stacji - Gosp. izd. stroj. - Moskwa 1953.
4. TURK W. - Pompy i pompownie - PWT 1954.
5. SZCZEGŁOW - Nasosnyje stacji dla pieriekaczki stocznych wod i osadkow - Izd.M.K.Ch. Moskwa 1954.
6. KONIUSZKOW L. JAKOWLEW S. - Wodosnabżenje i kanalizacja - Moskwa 1955.
7. LENSKI J., PAWŁOW W. - Wodosnabżenje i kanalizacja - Gos.Izd.stroj. i Arch. - Moskwa 1957 r.
8. BABBITT H. - Sewerage and sewage treatment - Wiley N.Y. 1956.
9. FAIR G., GEYER J. - Water supply and waste - water disposal (J.Wiley, N.Y.1956).
10. F.S.I.W.A. - Sewage treatment plant design - Washington 1959.
11. AKSAMIT I., FLAKOWICZ J. - Normatyw projektowania przepompowni ścieków miejskich - projekt - 1957.
12. FLAKOWICZ J. - Metoda wymiarowania zbiornika czerpального przepompowni ścieków - aneks do projektu wstępnego oczyszczalni ścieków m.Dąbrowy Górniczej Gliwice - 1958 r.
13. FLAKOWICZ J. - Zagadnienia hydrotechn. w projekt. przepompowni ścieków - referat na posiedzenie naukowe Katedry Wod.-Kan.Pol.Śl. - I-1960 (rękopis).
14. SĘDZIKOWSKI T. Projektowanie małych pompowni kanalizacyjnych - Gaz, Woda i Techn. San. 2 1960 - 46.

15. Normy i techn. usłowa - 141 - 56 Moskwa.
16. ŁAZARKIEWICZ, TROSKOLAŃSKI - Pompy wirowe PWT 1957.
17. JANKOWSKI H., ŁAZARKIEWICZ, TROSKOLAŃSKI - Pompy w technice sanit. Arkady 1960 r.