

## УСТРОЙСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ НИЗКОНАПОРНЫХ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСОВ

На системах орошения и дренажа в Республике Узбекистан и других государствах Центральной Азии широко используются низконапорные электрофицированные установки, оборудованные осевыми жестколопастными насосами. Одним из главных вопросов, который приходится решать в процессе их эксплуатации, является регулирование подачи. Для надежной работы насосных установок необходимо несложное устройство, позволяющее автоматизировать процесс регулирования.

Эффективным техническим решением, удовлетворяющим указанным требованиям, является устройство, создающее момент скорости потока на входе в рабочее колесо струями отводимой из напорного трубопровода жидкости ("перепуск с подкруткой").

Схема насосной установки, регулируемой способом "перепуск с подкруткой", представлена на рис. 1. Устройство регулирования подачи состоит из тангенциального подвода 1, смонтированного на всасывающем трубопроводе 2 и гидравлически связанного с напорным трубопроводом 3 перепускным трубопроводом 4. Регулирование подачи насосной установки осуществляется регулированием величины перепускаемого расхода жидкости, в общем случае, при помощи регулирующего устройства 5, кинематически связанного с поплавком 6, расположенным в нижнем бьефе. Поплавок 6 снабжен грузом 7.

Работа устройства происходит следующим образом. При понижении уровня воды в нижнем бьефе поплавков 6, влекомый грузом 7, перемещается вниз, воздействуя на регулирующее устройство 5, которое приоткрывается. Поток жидкой среды, перекачиваемой насосом, с напорной стороны 3 по трубопроводу 4 поступает в тангенциальный подвод 1, где поступает на периферию всасывающего трубопровода 2. Энергия перепускаемого потока используется для закручивания потока перед рабочим колесом. Закручивание потока во всасывающем трубопроводе создает эффект псевдоуменьшения номинальной частоты вращения рабочего колеса  $n$  на величину  $\Delta n$ , соответствующую частоте вращения закрученного потока. Это вызывает трансформацию характеристик насоса по закону подобия:

$$Q' = Q \left( \frac{n - \Delta n}{n} \right),$$

$$H' = H \left( \frac{n - \Delta n}{n} \right)^2,$$

$$N' = N \left( \frac{n - \Delta n}{n} \right)^3,$$

где  $Q, H, N$  - подача, напор и мощность насоса при номинальной частоте вращения рабочего колеса;

$Q', H', N'$  - подача, напор и мощность насоса при частоте вращения рабочего колеса, уменьшенной на частоту вращения закрученного потока  $\Delta n$ .

На рис. 2 приведены паспортная характеристика насоса 1, характеристики сети 2 и перепускного трубопровода 3. Регулирование осуществляется следующим образом. Пусть в некоторый момент времени  $t_1$  насос работает в номинальном режиме и обеспе-

чивает подачу  $Q_A$  и напор  $H_A$ . Этому режиму соответствует уровень жидкости в нижнем бьефе  $h_1$  и приток  $q_1$ , причем  $Q_A=q_1$ . Предположим, что в следующий момент времени  $t_2$  приток уменьшится до величины  $q_2$ . Из-за несоответствия притока и откачки  $q_2 < Q_A$  уровень воды в нижнем бьефе снизится на некоторое значение  $\Delta h_1$ . При этом произойдет возрастание статической составляющей напора и характеристика трубопровода займет положение 2'. Перемещение вместе с уровнем воды поплавка вызовет частичное открытие регулирующего устройства. При отводе части перекачиваемой насосом жидкости из напорного трубопровода во всасывающий за счет введения параллельно основному трубопроводу (с характеристикой 2') дополнительной линии (с характеристикой 3) рабочая точка сместится по характеристике насоса вправо (суммарная характеристика кривых 2' и 3 - кривая 4). За счет закручивания потока перед рабочим колесом произойдет трансформация характеристики насоса 1 в характеристику 1'. Рабочий режим насоса определится пересечением кривых 1' и 4 (точка Б). подача насосной установки будет равна  $Q_{HV1}=(Q_B - Q_G)$ , где  $Q_B$  - расход жидкости, проходящий через насос,  $Q_G$  - расход жидкости в перепускном трубопроводе,  $Q_{HV1}=q_2$ .

В случае дальнейшего уменьшения притока до  $q_3$  и увеличения уровня в нижнем бьефе на  $\Delta h_2$  система регулирования сработает аналогичным образом - характеристика основного трубопровода переместится в положение 2'', характеристика перепускного трубопровода - в положение 3', суммарной характеристикой будет являться кривая 4'. Произойдет еще большее изменение характеристики насоса (1''). Рабочий режим переместится в точку В. подача насосной установки будет равна  $Q_{HV2} = (Q_B - Q_D) = q_3$ .

При увеличении притока процесс регулирования будет происходить в противоположном направлении.

Таким образом, подача насосной установки автоматически будет регулироваться в соответствии с изменением притока и уровень воды в нижнем бьефе будет поддерживаться неизменным.

Изменение напора насоса при регулировании "перепуском с подкруткой"

$$\bar{H} = \frac{H_B}{H_A} = 1 - A - B,$$

где  $H_B$  - напор регулируемого насоса;

$H_A$  - напор насоса до регулирования;

$A$  - коэффициент, учитывающий уменьшение напора от подкрутки;

$B$  - коэффициент, учитывающий уменьшение напора от перепуска.

Коэффициент  $A$  можно определить по формуле [1]

$$A = n_s^{4/3} \frac{\pi^{2/3} D_1^{2/3} \operatorname{tg} \beta_1 \eta_r \operatorname{tg} \Delta \alpha_{CP}}{3,65^{4/3} b_1^{2/3} 60},$$

где  $n_s$  - коэффициент быстроходности, об/мин;

$D_1$  - входной диаметр рабочего колеса, м;

$b_1$  - ширина канала при входе на лопасти, м;

$\beta_1$  - угол входа потока на рабочее колесо, град;

$\eta_r$  - гидравлический КПД насоса;

$\Delta \alpha_{CP}$  - средневзвешенный угол закрутки потока, град.

Коэффициент  $B$  определим следующим образом. В общем виде характеристики 2, 3, 4 (рис. 2) можно представить в виде

$$H = H_{CT} + aQ^2,$$

где  $H_{CT}$  - статическая составляющая напора, м;

$$a = 0,083 \left( \frac{\zeta}{D^4} + \lambda \frac{L}{D^5} \right),$$

где  $L$  - длина трубопровода, м;

$D$  - его диаметр, м;

$\zeta$  - суммарный коэффициент местных гидравлических потерь;

$\lambda$  - коэффициент гидравлического трения.

Нижние индексы "вс", "н" и "п" означают соответственно всасывающий, напорный и перепускной трубопроводы.

Коэффициенты пропорциональности характеристик 2, 3, 4 соответственно (рис. 2):

$$a_{вс} = 0,083 \left( \frac{\zeta_{вс}}{D_{вс}^4} + \frac{\zeta_{н}}{D_{н}^4} + \lambda \frac{L_{вс}}{D_{вс}^5} + \lambda \frac{L_{н}}{D_{н}^5} \right),$$

$$a_{п} = 0,083 \left( \frac{\zeta_{п}}{D_{п}^4} + \lambda \frac{L_{п}}{D_{п}^5} \right),$$

$$a_{сум} = 0,083 \left( \frac{\zeta_{вс}}{D_{вс}^4} + \frac{\zeta_{н}}{D_{н}^4} + \frac{\zeta_{п}}{D_{п}^4} + \lambda \frac{L_{вс}}{D_{вс}^5} + \lambda \frac{L_{н}}{D_{н}^5} + \lambda \frac{L_{п}}{D_{п}^5} \right).$$

Выразим параметры трубопроводов через параметры насоса

$$D_{вс} = k_1 D_1; \quad D_{н} = k_2 D_1; \quad D_{п} = k_3 D_1.$$

Тогда

$$a_{вс} = \frac{0,083}{D_1^4} \left( R_1 + \frac{\lambda}{D_1} R_2 \right),$$

где  $R_1 = \frac{\zeta_{вс} k_2^4 + \zeta_{н} k_1^4}{k_1^4 k_2^4};$

$$R_2 = \frac{L_{вс} k_2^5 + L_{н} k_1^5}{k_1^5 k_2^5}.$$

$$a_{сум} = \frac{0,083}{D_1^4} \left( R_3 + \frac{\lambda}{D_1} R_4 \right),$$

где  $R_3 = \frac{\zeta_{вс} k_2^4 k_3^4 + \zeta_{н} k_1^4 k_3^4 + \zeta_{п} k_1^4 k_2^4}{k_1^4 k_2^4 k_3^4};$   $R_4 = \frac{L_{вс} k_2^5 k_3^5 + L_{н} k_1^5 k_3^5 + L_{п} k_1^5 k_2^5}{k_1^5 k_2^5 k_3^5}.$

$$B = \frac{H_{ст} + \Delta h + \frac{0,083}{D_1^4} \left( R_1 + \frac{\lambda}{D_1} R_2 \right) Q_Z^2}{H_{ст} + \Delta h + \frac{0,083}{D_1^4} \left( R_3 + \frac{\lambda}{D_1} R_4 \right) Q_Y^2}.$$

Закручивание потока перед рабочим колесом в рассматриваемом устройстве происходит в результате воздействия на него перепускаемого потока, обладающего некоторым количеством движения  $KД_1$ .

$$KД_1 = \rho Q_{п} V_{п},$$

где  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$Q_{п}$  - перепускаемый расход, м<sup>3</sup>/с;

$V_{п}$  - средняя скорость истечения перепускаемого потока из сопел, м/с;

$$V_{п} = \mu \sqrt{2g\Delta H};$$

$$\Delta H = H_{вс} + H_{н} - h_{вп};$$

$\mu$  - коэффициент расхода;

$H_{н}$  - напор в нагнетательном трубопроводе, м;

$H_{BC}$  - разрежение во всасывающем трубопроводе, м;

$h_{wII}$  - суммарные гидравлические потери в перепускном трубопроводе и тангенциальном подводе, м.

Изменение количества движения перепускаемого потока может быть осуществлено:

а) изменением расхода  $Q_{II}$  при постоянном  $\Delta H$ , т.е. при достаточно большом диаметре перепускного трубопровода. В этом случае количество движения изменяется путем варьирования суммарной площадью  $S$  выходных отверстий сопел в выражении

$$Q_{II} = S\mu\sqrt{2g\Delta H}.$$

б) изменением  $\Delta H$  при постоянной площади  $S$ . В этом случае увеличивают потери в перепускном трубопроводе и тем самым уменьшают величину  $\Delta H$ .

На рис. 3 представлена конструкция устройства, регулирование величины перепускаемого расхода в которой осуществляется дроссельной заслонкой, установленной в перепускном трубопроводе [2]. При повороте дроссельной заслонки 6 в сторону открытия поток воды из напорного трубопровода 2 по перепускной трубе 4 поступает в тангенциальный подвод 5 и через сопла 7 инжестируется по касательной к потоку во всасывающей трубе 3. При тангенциальном воздействии на периферийную часть поток перед рабочим колесом 1 приобретает момент скорости  $K_1$  (закручивается):

$$K_1 = \frac{Q_{II}^2 D_1}{2(Q_{II} + Q_{VC})S}.$$

Площадь  $S$  выходных отверстий сопел может быть представлена в виде

$$S = z_C b h,$$

где  $z_C$  - количество сопел;

$h$  - высота сопла;

$b$  - его ширина.

На рис. 4 представлена конструкция, в которой регулирование перепускаемого расхода осуществляется изменением площади  $S$ , за счет варьирования высотой  $h$  [3]. Конструктивно это достигается путем выполнения одной из направляющих стенок сопла подвижной. При повороте кольца 1 усилие посредством рычагов 2 и кривошипов 3 передается подвижным стенкам 4 сопел 5, которые также поворачиваются. Площадь выходных отверстий сопел увеличивается, что влечет за собой возрастание расхода перепускаемого потока и уменьшение подачи насоса. Противовес 6 служит для возврата кольца 1 в исходное положение.

За счет уменьшения потерь напора в проточной части устройства регулирования подачи удастся повысить коэффициент использования энергии перепускаемого потока. Уменьшению гидравлических потерь также служит расположение выходных отверстий сопел под углом  $\delta$  к проекции оси всасывающего трубопровода на его оболочку. Согласно исследованиям [4] угол  $\delta$  может быть выбран в пределах от 0 до 20°.

В конструкции, схема которой изображена на рис. 5, регулирование перепускаемого расхода также осуществляется за счет изменения высоты сопел  $h$ . Полный цилиндр 1 с отверстиями, суммарная площадь которых равна площади  $S$  выходных отверстий сопел 2, имеет возможность поворота вокруг своей оси, концентричной оси всасывающей трубы. При повороте цилиндра 1 происходит частичное открытие выходных отверстий сопел, в результате увеличивается перепускаемый расход и уменьшается подача насосной установки.

В конструкции, изображенной на рис. 6, регулирование перепускаемого расхода также осуществляется при помощи полого цилиндра 1. Но в данной конструкции цилиндр 1 перемещается возвратно-поступательно, перекрывая выходные отверстия со-

пел по ширине  $b$ . Шток 2 служит для управления цилиндром 1. Пружина 3 возвращает цилиндр 1 в исходное (перекрывающее сопла) положение.

Описанные устройства регулирования подачи позволяют экономить, в зависимости от режима работы насосной установки, от 5 до 20 % электроэнергии [5].

### **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. *Померанцев О.Н.* Влияние угла подхода потока к водозаборным камерам на работу агрегатов "блочной" насосной станции: Автореф. дис... канд. техн. наук. - М., 1989. - 19 с.
2. Свид-во на полезную модель № 41 (UZ), МКИ F 04 D 29/40. Осевой жестколопастной насос с регулируемой подачей // *В.Н.Машков, Р.А.Усманов, И.Ф.Беглов*; Среднеаз. н.-и. ин-т ирригации. - № FMGU 950007.1ГФ; Заявл. 12.05.95 // Официальный бюллетень. - 1995. - № 4. - С. 95.
3. Патент № 4223 (UZ), МКИ F 04 D 15/00. Жестколопастной насос с регулируемой подачей // *В.Н.Машков, А.А.Кузьменко, И.Ф.Беглов*; Среднеаз. н.-и. ин-т ирригации. - № INDP 9600751.1ГФ; Заявл. 07.08.96 // Официальный бюллетень. - 1997. - № 1.
4. *Арыкова А.И.* Исследование винтообразного движения потока с переменным расходом в промывной галерее траншейной пескогравелировки: Автореф. дис...докт. техн. наук. - М., 1968. - 42 с.
5. *Беглов И.Ф.* Энергетические характеристики регулирования подачи лопастных насосов различных быстроходностей // Сб. научн. тр. молодых ученых / Среднеаз. н.-и. ин-т ирригации. - 1996. - С. 82-91.