

ГИДРОТЕХНИКА

Р. М. РАФАЭЛЯН, А. А. КАРАНФЛЯН, Э. П. АЦИЯНЦ, О. Р. ШАТВОРЯН,  
А. С. МЕЛКОНЯН, В. Г. ПЕТРОСЯН, Г. Г. НЕРСИСЯН

РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ  
ДЛЯ ПИПОРНОЙ ОРОСИТЕЛЬНОЙ СЕТИ

Элементом автоматизированной оросительной сети, поддерживающим требуемое давление в трубопроводе, является регулятор давления. В настоящее время разработаны различные типы регуляторов давления [1]. Наряду с определенными преимуществами, некоторые из них имеют значительную металлоемкость и сложную конструкцию.

Регулятор давления вентиляльного типа [2] с достаточной точностью осуществляет стабилизацию давления «после себя», однако, при этом мембрана из прорезиненой ткани регулирующего органа подвержена нежелательному воздействию пульсации потока. В АрмНИИВПаГ разработан регулятор давления непрямого действия, отличающийся простотой конструкции. На рис. 1 приведена схема регулятора, состоящего из установленной на трубопроводе 1 задвижки с гидроприводом 2, чувствительного элемента 3, выполненного в виде мембранного движителя, кранового пробкового распределителя 4, соединительных трубок 5—9.

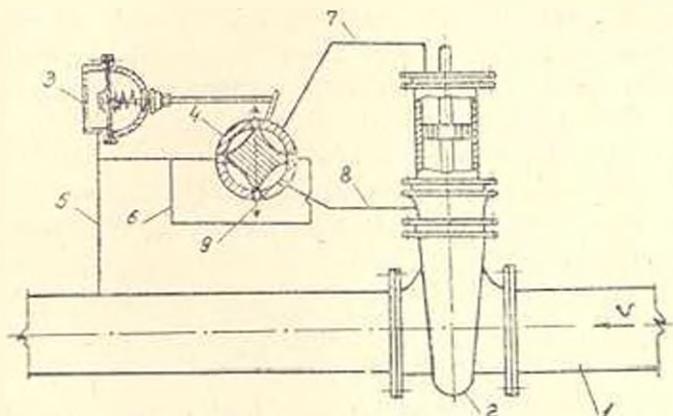


Рис. 1. Схема регулятора давления.

На установившемся режиме пробка кранового распределителя находится в нейтральном положении и ее рабочие кромки перекрывают поток из трубопровода, а также из верхней и нижней полостей гидроцилиндра. В случае повышения давления в трубопроводе до регулятора,

оно передается после регулятора и по трубке 5 воздействует на мембрану чувствительного элемента, вызывая перемещение вправо штока, связанного с мембраной и пробкой кранового распределителя.

При повороте пробки вправо, вода из трубопровода поступает в верхнюю полость гидроцилиндра, а нижняя его полость соединяется со сливом. В результате этого поршень гидрозадвижки перемещается вниз, производя дополнительное дросселирование потока, чем поддерживается требуемое давление в трубопроводе за регулятором. При уменьшении давления за регулятором вода под давлением через крановый распределитель поступает в нижнюю полость гидроцилиндра, поднимая поршень и восстанавливая первоначальное давление после регулятора. Перемещение поршня регулирующего органа как вниз, так и вверх осуществляется под действием максимально возможного перепада давления, что повышает надежность работы регулятора.

Работа регулятора при переходном процессе описывается следующими уравнениями:

а) движения чувствительного элемента —

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_{12} w_1 - C(x_0 + x_1) - F_{ст}, \quad (1)$$

б) движения регулирующего органа —

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_{11} w_2 - p_{11} w_0 + m_2 g - P_{с2}. \quad (2)$$

Начальными условиями являются:

$$t = 0; \quad \frac{dx_1}{dt} = 0; \quad \frac{dx_2}{dt} = 0; \quad x_1 = x_1^0; \quad x_2 = x_2^0. \quad (3)$$

В качестве граничных условий приняты функции, соответствующие случаям повышения и понижения давления в трубопроводе до регулятора, а также уменьшения расхода в трубопроводе после регулятора, вызванного закрытием дождевального аппарата.

В уравнениях (1) и (2) приняты следующие обозначения:  $x_1$  — перемещение штока чувствительного элемента;  $m_1$  — масса подвижных частей чувствительного элемента;  $p_{12}$  — давление в трубопроводе после регулятора, равное

$$p_{12} = p_0 - \zeta(x_2) \frac{\rho Q_{тр}^2}{2w_{тр}^5}; \quad (4)$$

$p_0$  — давление до регулятора;  $\zeta(x_2)$  — коэффициент гидравлических сопротивлений гидрозадвижки [3], аппроксимированный в виде функции

$$\zeta(x_2) = a + \frac{b}{(D - x_2)^2}; \quad (5)$$

$D$  — диаметр трубопровода;  $\rho$  — плотность воды;  $Q_{тр}$  — расход воды в трубопроводе;  $w_{тр}$  — площадь поперечного сечения трубопровода;

$\omega_1$  — эффективная площадь мембраны чувствительного элемента;  $C$  — жесткость пружины;  $x_0$  — величина предварительного натяга пружины;  $F_{c1}$  — приведенная к штоку чувствительного элемента сила трения;  $m_2$  — масса подвижных частей гидрозадвижки;  $p_v, p_{II}$  — давления, соответственно в верхней и нижней полостях гидроцилиндра, равные

$$p_v = p_{1p} - \zeta(x_1) \frac{\rho Q^2}{2\omega_1^2}, \quad p_{II} = p_{2r} + \zeta(x_1) \frac{\rho Q^2}{2\omega_2^2}; \quad (6)$$

$\omega_v, \omega_{II}, \omega_r$  — эффективные площади поршня в верхней и нижней полостях гидроцилиндра и площадь поперечного сечения соединительных трубок;  $F_{c2}$  — сила трения, возникающая при движении поршня гидрозадвижки, определяемая по зависимостям, приведенным в [4] или экспериментальным путем;  $\zeta(x_1)$  — коэффициент гидравлических сопротивлений кранового распределителя.

Экспериментальным путем определена величина  $\zeta(x_1)$ , которая представляется в виде функции

$$\zeta(x_1) = a_1 + \frac{b_1}{x_1} + \frac{c_1}{x_1^2}, \quad (7)$$

где  $a, b, a_1, b_1, c_1$  — постоянные коэффициенты;  $Q$  — расход воды, поступающий в полости гидроцилиндра

$$Q = \omega_2 \frac{dx_2}{dt}. \quad (8)$$

Первоначальные вычисления по нелинейным уравнениям (1) и (2) с начальными условиями (3), выполненные на ЭВМ ЕС 10-22, показали, что задача является неустойчивой. Это объясняется необходимостью задания точных начальных условий. Ввиду трудности получения таких данных из эксперимента, были приняты допущения

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = 0, \quad m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = 0,$$

что позволило сузить класс задания начальных условий. Такое допущение достаточно правомерно, исходя из малости сил инерции подвижных частей чувствительного элемента и регулирующего органа.

При указанном допущении и  $\omega_v = \omega_{II} = \omega_n$  уравнения (1) и (2) преобразуются к виду

$$x_1 = \frac{p_{1p}(x_2) \omega_n - c x_0 - F_{c1}}{c}, \quad (9)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = \pm \sqrt{\frac{p_{2r}(x_2) - p_{c1} + \frac{m_2 g - F_{c2}}{\omega_n}}{\zeta(x_1) \frac{\omega_n^2}{m_2^2}}}. \quad (10)$$

с начальным условием

$$t = 0, \quad x_1 = x_1^0. \quad (11)$$

Расчеты по определению изменения давления после регулятора по уравнениям (9), (10) с начальным условием (11) выполнены на ЭВМ для случаев повышения и понижения давления до регулятора, а также уменьшения расхода после регулятора при закрытии дождевального аппарата. Результаты некоторых из этих расчетов приведены на рис 2, 3.

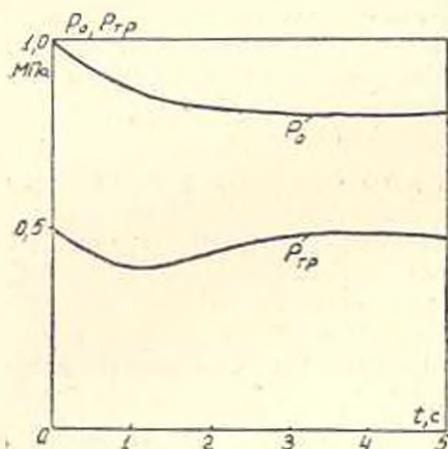


Рис. 2 Расчет изменения давления после регулятора.

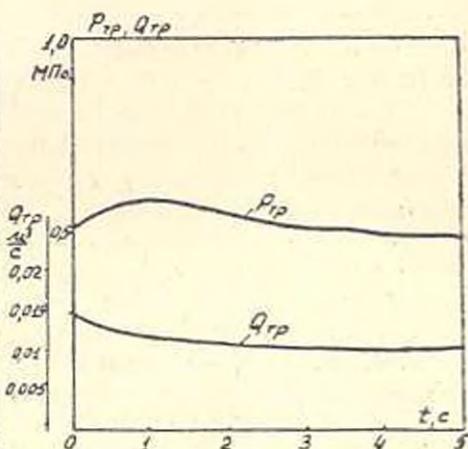


Рис. 3 Расчетная зависимость давления после регулятора при уменьшении расхода.

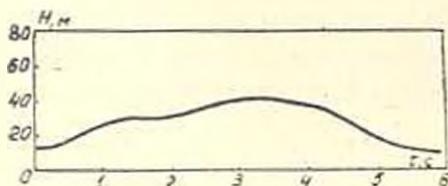


Рис. 4 Осциллограмма изменения напора после регулировки.

Испытания регулятора давления проводились в лабораторных и полевых условиях при давлениях (0,3—1,2) МПа. На рис. 4 приведена осциллограмма изменения напора после регулятора при повышении давления до него. Как видно, после завершения переходного процесса регулятора обеспечивает требуемый напор в трубопроводе.

Точность регулирования давления составляет  $\pm 10\%$ .

ԱՆՈՒՂՎԱԿԻ ԳՈՐԾՈՂՈՒԹՅԱՆ ԱՆՇՈՒԱՆ ԿԱՐԳԱՎՈՐՈՂ ՈՌՈԳՄԱՆ  
ԱՆՇՈՒՄԱՅԻՆ ՑԱՆՑԻ ՀԱՄԱՐ

Ա մ փ ս փ ս ի մ

Տրված է մշակված հեղման կարգավորիչի կառուցվածքը և աշխատանքի սկզբունքը: Ստացվել են դիֆերենցիալ հավասարումներ, որոնց միջոցով էԶՄ-ի վրա կատարվել են կարգավորիչի հաշվարկներ, երբ ճնշումը նրա մուտքում մեծանում է, կամ փոքրանում է ջրի ծախսը որոգման խողովակաշարում: Հեղման կարգավորիչի փորձարկումները ցույց են տվել, որ նա աշխատունակ է և իրենից հետո ապահովում է պահանջվող ճնշումը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Произвольная трубопроводная арматура /Каталог.— М.: ЦИТИХИМНЕФТЕ-МАШ, ч. 3. 1978.— 136 с.
2. Ностенко Н. Н., Гарник В. К. Методика расчета и экспериментальные исследования регулятора давления для дождевальной машины «Фрегат».— В сб.: Мелиорация и водное хозяйство.— Киев: Урожай, 1973, вып. 25, с. 122—129.
3. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.— М.: Машиностроение, 1975.— 558 с.
4. Справочник машиностроителя.— М.: Машиностроение, 1960, т. 1— 592 с.