

# ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ СТРУЙНЫХ АППАРАТОВ НА НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ С ПОЛОЖИТЕЛЬНОЙ И ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ВЫСОТОЙ ВСАСЫВАНИЯ

РАХНЯНСКАЯ Ольга Ивановна, Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова, ФГБОУ ВО «Донской ГАУ»

*Приведен технологический процесс использования остаточного напора и расхода центробежных насосов при переходных процессах в насосных установках (изменении напора и подачи насосов в случае перемены местоположения потребителя) с целью экономии электроэнергии методом установки струйных аппаратов во всасывающих трубопроводах. Установлено, что всасывающая линия насосных установок практически не влияет на изменение напора при смене характеристик потребителя и оказывает влияние при увеличении в ней добавочной энергии.*

Известно, что полный напор центробежных насосов, выражаемый в метрах столба перекачиваемой жидкости, рассчитывается в соответствии со схемами, приведенными на рис. 1, 2, по зависимости: [1]

$$H = M_0 + B_0 + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g} \quad (1)$$

где  $M_0$  – показания манометра на напорном трубопроводе, определяемое по зависимости

$$M_0 = H_r + \sum hw_{нап.тр}, \quad (2)$$

где  $H_r$  – геометрическая высота подъема напорного трубопровода (расстояние по вертикали от напорного фланца насоса до места выхода потока);

$\sum hw_{нап.тр}$  – суммарные потери напора в напорном трубопроводе;  $B_0$  – показания вакуумметра на всасывающем трубопроводе в месте всасывающего патрубка, определяемого по зависимости:

$$B_0 = H_{вс} + \sum hw_{вс}, \quad (3)$$

где  $H_{вс}$  – расстояние по вертикали от горизонта водоисточника до оси насоса;  $\sum hw_{вс}$  – суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе;  $v_n$  – скорость потока в напорном трубопроводе;  $v_{вс}$  – скорость потока во всасывающем трубопроводе.

Все заводские характеристики насосов построены с использованием зависимости (1), учитывающей напорную и всасывающую линии насосных установок. При изменении местоположения точки отбора точка (6), а следовательно, и изменения величины напора и расхода насоса зависимость (1) примет следующий вид:

$$H = M_1 + B_1 + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g}, \quad (4)$$

где  $M_1 = H_{r1} + hw_1$ ;  $H_{r1}$  – измененная геометрическая высота подъема;  $hw_1$  – измененные потери напора в напорном трубопроводе.

Измененную величину  $B_1$  определяют по зависимости

$$B_1 = H_{1вс} + \sum hw_{1вс},$$

где  $H_{1вс}$  – расстояние по вертикали от горизонта водоисточника до оси насоса (при измененном

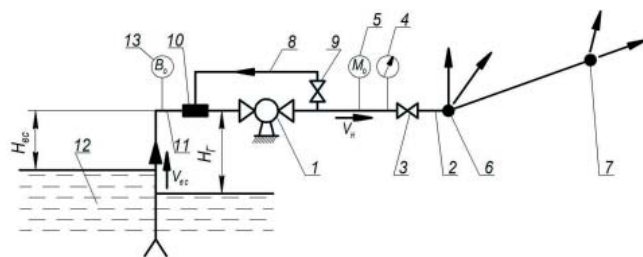


Рис. 1. Схема насосной установки с положительной высотой всасывания: 1 – центробежный насос; 2 – напорный трубопровод; 3 – задвижка; 4 – датчик давления; 5 – манометр; 6 – ближняя точка отбора; 7 – дальняя точка отбора; 8 – линия рециркуляции; 9 – задвижка; 10 – струйный аппарат; 11 – всасывающий трубопровод центробежного насоса; 12 – водоисточник; 13 – вакуумметр

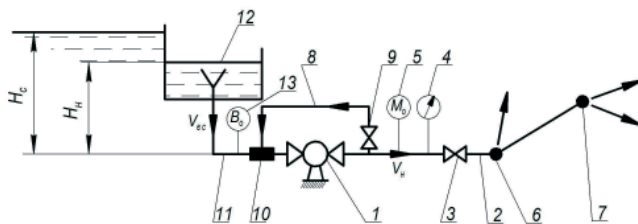


Рис. 2. Схема насосной установки с отрицательной высотой всасывания: 1 – центробежный насос; 2 – напорный трубопровод; 3 – задвижка; 4 – датчик давления; 5 – манометр; 6 – ближняя точка отбора; 7 – дальняя точка отбора; 8 – линия рециркуляции; 9 – задвижка; 10 – струйный аппарат; 11 – всасывающий трубопровод центробежного насоса; 12 – водоисточник; 13 – вакуумметр



напоре);  $\sum hw_{1bc}$  – суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе.

Сравнивая зависимости 1 и 2, можно утверждать, что величины показаний напоров изменяются в связи с изменением показаний манометра  $M$  и  $M_1$ . Показания величин  $B, B_1, \frac{U_H^2 - U_{BC}^2}{2g}$  и  $\frac{U_{1H}^2 - U_{1BC}^2}{2g}$  при изменении напора остаются постоянными, так как геометрическая высота всасывания и скоростные напоры не меняются.

Из вышеизложенного следует, что при измененном местоположении объекта потребления напор насоса рассчитывается по измененным показаниям манометра на напорном трубопроводе.

В качестве примера рассмотрен насос D1250-125 с диаметром рабочего колеса 575 мм с частотой вращения  $24 \text{ с}^{-1}$ .

Графическая заводская характеристика насоса D1250-125 с диаметром рабочего колеса 575 мм с частотой вращения  $24 \text{ с}^{-1}$  показана на рис. 3 [2]. Табличная характеристика показана в таблице.

Предполагается, что расчетный максимальный напор для сети 100 м, подача  $1290 \text{ м}^3/\text{ч}$  ( $0,35 \text{ м}^3/\text{с}$ ), при этом максимальный КПД насоса, согласно характеристики (см. рис. 3), составляет 80 % (см. таблицу).

Расчетную потребляемую мощность насоса, кВт, находят по следующей зависимости [3]:

$$N_{\text{нас}} = \frac{9,8 Q_H H_H}{\eta_H}, \quad (5)$$

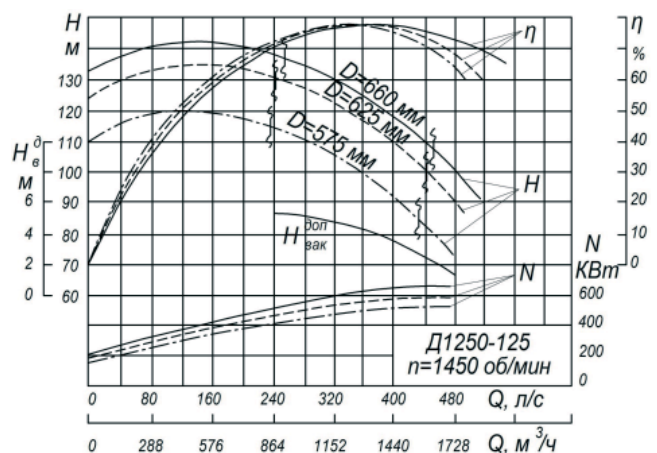


Рис. 3. Графическая заводская характеристика насоса D1250-125 с диаметром рабочего колеса 575 мм с частотой вращения  $24 \text{ с}^{-1}$

Табличная заводская характеристика насоса D1250-125 с  $D_{\text{р.к.}} = 575 \text{ мм}$  и частотой вращения  $24 \text{ с}^{-1}$

| м³/с | Подача, м³/с | Напор, м | Потребляемая мощность, кВт |           | Допустимая вакуумметрическая высота $H_{\text{доп.}}^{\text{в.в.ак}}$ , м | КПД, % |
|------|--------------|----------|----------------------------|-----------|---------------------------------------------------------------------------|--------|
|      |              |          | по характеристике          | расчетная |                                                                           |        |
| 0,48 | 1730         | 70       | 500                        | 548       | 2,2                                                                       | 60     |
| 0,44 | 1580         | 80       | 500                        | 492       | 4,0                                                                       | 60     |
| 0,40 | 1440         | 90       | 492                        | 483       | 5,5                                                                       | 73     |
| 0,35 | 1290         | 100      | 480                        | 428       | 5,5                                                                       | 80     |
| 0,28 | 1010         | 110      | 430                        | 402       | 5,5                                                                       | 75     |
| 0,16 | 576          | 120      | 320                        | 313       | 5,5                                                                       | 60     |

где  $Q_H$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H_H$  – напор насоса, м. Тогда

$$N_{1H} = \frac{9,8 \cdot 0,35 \cdot 100}{0,8} = 428,0.$$

В случае изменения напора (например, до 80 м) в связи с изменением местоположения потребителя подача увеличивается до  $0,44 \text{ м}^3/\text{с}$  с одновременным уменьшением КПД до 60 %, тогда потребляемая мощность, рассчитанная по вышеприведенной зависимости (4), вырастет до 492 кВт, фактически увеличится на 64,8 кВт.

$$N_{2H} = \frac{9,8 \cdot 0,44 \cdot 80}{0,6} = 492,0.$$

Для ввода насоса в оптимальный режим (режим с максимальным КПД 80 %) необходимо привести параметры работы насоса в те же первоначальные величины, напор 100 м с подачей  $0,35 \text{ м}^3/\text{с}$ . Возможность такого перевода, как правило, осуществляется дросселированием [4] (прикрытием задвижки 3 на напорном трубопроводе) (см. рис. 1, 2), изменяя напор и подачу до необходимых значений.

В этом случае электроэнергия в размере  $N_{2H} - N_{1H} = 492 - 428 = 64,8 \text{ кВт}$  расходуется на дросселирование, что приводит к непроизводительному удорожанию эксплуатации насосной станции.

Для использования остаточной энергии и ввода насосных агрегатов, эксплуатируемых в настоящее время на практике, используются несколько способов регулирования параметров насоса: инверторный способ [3], способ изменения диаметра рабочих колес [5] и способ, предусматривающий установку разменного оборудования.

Все вышеуказанные способы практически не получили широкого применения как из-за высокой стоимости при инверторном способе, для двигателей с мощностью, превышающей 50 кВт, так и при изменении диаметра колес и установки разменных агрегатов из-за сложности в эксплуатации.

Как указывалось выше и теоретически доказано, наличие возможности по изменению показаний манометров на напорных трубопроводах, не принимая во внимание показания вакуумметров и величин скоростного напора во всасывающем трубопроводе. Таким образом, при изменении местоположения потребления для перевода насоса в оптимальный режим необходимо предусмотреть возможность ав-

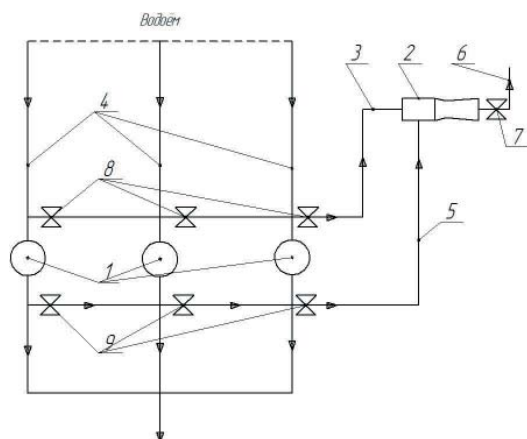




томатического применения полученной величины избыточного напора и избыточной подачи.

В данном рассматриваемом случае величина избыточного напора составляет 20 м и избыточной подачи  $0,09 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $324 \text{ м}^3/\text{ч}$ ). В настоящей работе предлагается автоматическое включение линии рециркуляции с установкой на всасывающих трубопроводах центробежных насосов, струйных аппаратов, повышающих величину кавитационного запаса, т.е. уменьшающих величину геометрического подъема насоса, уменьшающего общий напор насоса и вследствие этого уменьшающего величину потребляемой энергии.

Схема предлагаемой установки показана на рис. 4, 5, согласно которой напорный трубопровод 3 струйного насоса 2 врезан через задвижки 8 во всасывающем трубопроводе 4 центробежных насосов 1. В качестве питающего трубопровода струйного насоса 2 используется трубопровод 5, по которому подается вода из напорных трубопроводов центробежных насосов через задвижки 9 с избыточным напором и избыточной подачей. Все расходы и напоры контролируются расходомером 13 и манометрами 12, 14.



**Рис. 4. Всасывающий трубопровод насосной станции № 1 ООО «Калалинское» Ставропольского края: 1 – центробежные насосы; 2 – струйный насос; 3 – напорный трубопровод струйного насоса; 4 – всасывающие трубопроводы центробежных насосов; 5 – трубопровод подачи воды к струйному насосу от напорных трубопроводов центробежных насосов; 6 – трубопровод сброса; 7 – задвижка на напорном трубопроводе струйного насоса; 8 – задвижки на всасывающем трубопроводе центробежных насосов; 9 – задвижки на напорных трубопроводах центробежных насосов**



**Рис. 5. Схема установки струйного насоса на насосной станции, оборудованной центробежными насосами**

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы. На основании проведенного анализа потребления электроэнергии на насосных станциях, установлено, что всасывающая линия насосных установок практически не влияет на изменение напора, при смене характеристик потребителя и оказывает существенное положительное влияние при увеличении в ней величины добавочной энергии. В работе обоснован и разработан технологический процесс использования остаточной энергии, полученной на насосных станциях в результате перевода потребителя на измененные параметры.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михайлов А.К., Малющенко В.В. Лопастные насосы. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Насосы центробежные и осевые: справочник. – М.: Минводхоз СССР, 1972.
3. Поляков В.В., Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы: учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1990. – 158 с.
4. Рычагов В.В., Флоринский М.М. Насосы и насосные станции. – М.: Колос, 1975. – 44 с.
5. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машгиз, 1960 – 84 с.
6. Чебюевский В.Ф., Вишневецкий К.П., Никладов Н.Н. Насосы и насосные станции. – М., 1989.

**Рахнянская Ольга Ивановна**, аспирант кафедры «Водоснабжение и использование водных ресурсов», Новочеркасский инженерно-мелиоративный институт им. А.К. Кортунова, ФГБОУ ВО «Донской ГАУ». Россия.

346428, Ростовская область, г. Новочеркасск, ул. Пушкинская, 111.

Тел.: (8635) 22-21-70.

**Ключевые слова:** центробежные насосы; струйный аппарат; подача; напор; мощность; вакуумметрическая высота всасывания; геодезическая высота подъема; скоростной напор.

#### ECONOMIC BASIS OF HYDRAULIC SYSTEM CONTROL PARAMETERS OF CENTRIFUGAL PUMPING EQUIPMENT WITH THE USE OF JET DEVICES WITH THE POSITIVE AND THE NEGATIVE SUCTION HEAD ON PUMPING PLANT

**Rahnyanskaya Olga Ivanovna**, Post-graduate Student of the chair "Water Supply and Use of Water Resources", Novocherkassk Engineering Meliorative Institute named after A.K. Kortunov, Don State Agrarian University. Russia.

**Keywords:** centrifugal pumps; jet device; flow; pressure; power; vacuum gauge suction lift; dead lift; dynamic pressure.

**The article presents the technological process of the residual pressure use and the centrifugal pumps consumption,**

**when the transition process take place on pumping plant (changing the pressure and the flow of pumps in case of consumer's location change), with the purpose to save the power by using jet devices in suction system. The analysis found, that the suction line of pumping plant does not influence on pressure changes when the consumer's characteristics change as well. It influences on it when the additional energy grows.**