

*Щелоков Г.С.  
(ДонГТУ, г.Алчевск, Украина)*

## **О РЕГУЛИРОВАНИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПУТЕМ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ПОТОКА ЖИДКОСТИ**

*Визначені межі регулювання відцентрового насоса при зміні гідравлічного опору напірного та рециркуляційного трубопроводів. Приведені розрахунки споживаної потужності графічним та аналітичним шляхами.*

**Ключові слова:** *відцентровий насос, гідравлічний опір, рециркуляційний трубопровід.*

*Определены пределы регулирования центробежного насоса при изменении гидравлического сопротивления напорного и рециркуляционного трубопроводов. Приведены расчеты потребляемой мощности графическим и аналитическим путями.*

**Ключевые слова:** *центробежный насос, гидравлическое сопротивление, рециркуляционный трубопровод.*

В настоящее время для шахтного водоотлива широко применяются многоступенчатые центробежные насосы (ЦНС, ЦНСК, НСШ, АКАНТИ), выпускаемые промышленными предприятиями России и Украины. В процессе эксплуатации насосов возникает необходимость регулирования насосов. Под регулированием следует понимать изменение параметров рабочего режима (напора и подачи). Все способы регулирования сводятся к изменению напорных характеристик насоса или водоотливной сети.

В литературе [1, 2] приводятся способы регулирования: изменение частоты вращения рабочего колеса, изменение числа рабочих колес, изменение диаметра рабочего колеса, выпуск воздуха во всасывающий трубопровод, изменение напорной характеристики сети, сброс части воды в водосборник и др.

Основные требования к способам регулирования: простота, надежность, экономичность, широкий диапазон регулирования, возможность работы в автоматическом режиме. Указанные способы описаны подробно, но полностью не удовлетворяют этим требованиям.

Среди приведенных способов регулирования упоминается и регулирование отводом части жидкости по перепускному (рециркуляцион-

ному) трубопроводу во всасывающий трубопровод насоса. На наш взгляд данный способ нуждается в более детальном рассмотрении.

**Целью данной работы** является определение пределов регулирования центробежного насоса при изменении коэффициентов гидравлического сопротивления напорного  $a_1$  и рециркуляционного  $a_2$  трубопроводов и расчет потребляемой мощности из сети графическим и аналитическим путями.

На рисунке 1 приведена схема регулирования насоса путем изменения коэффициента гидравлического сопротивления как напорного трубопровода  $a_1$ , так и рециркуляционного  $a_2$ . Изменение величины  $a_2$  производится при помощи задвижки.

Поскольку высота всасывания насоса положительная, перед запуском насоса производится его заливка и на всасывающем трубопроводе присутствует обратный клапан. Он позволяет удерживать воду в процессе заливки, но также препятствует перетоку рециркуляционного потока обратно в водосборник.

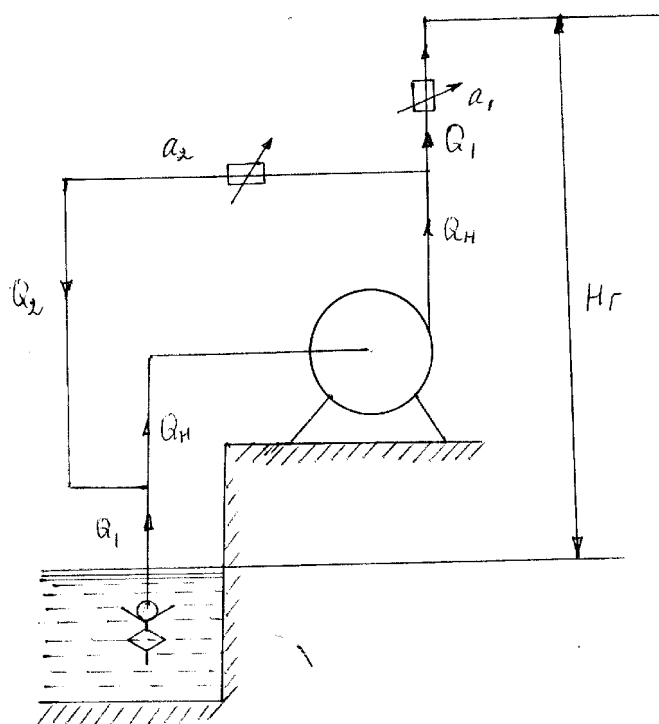


Рисунок 1 – Схема регулирования насоса путем рециркуляции потока жидкости

На рисунке 2 показаны пределы регулирования центробежного насоса при постоянном сопротивлении напорного трубопровода  $a_1 = \text{const}$ . Начальный режим выбран при оптимальной подаче насоса  $Q_{\text{опт}}$ .

При  $a_2 = \infty$  задвижка на рециркуляционном трубопроводе закрыта. При открывании этой задвижки насос начинает работать на параллельную сеть с сопротивлением  $a$ .

Считаем, что насос работает без геодезической высоты  $H_g = 0$ . Предельное положение задвижки соответствует рабочей точке насоса В. Это соответствует началу развития кавитации ( $Q_B = Q_{\max}$ ).

Таким образом, пределы изменения подачи насоса  $Q_H = Q_A \dots Q_B$ , пределы изменения расхода в напорном трубопроводе  $Q_1 = Q_A \dots Q_C$ , пределы изменения расхода в рециркуляционной трубе  $Q_2 = Q_E \dots Q_D$ .

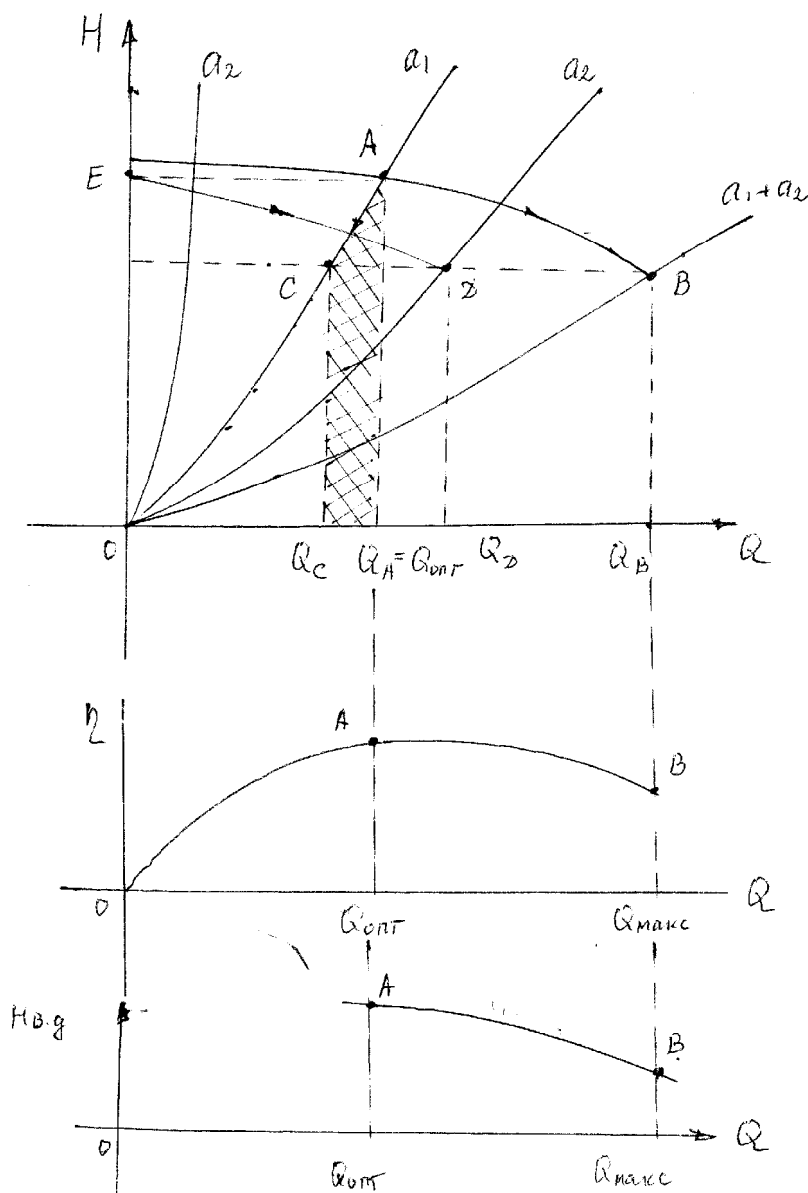


Рисунок 2 – Определение пределов регулирования насоса при  $a_1 = \text{const}$

На рисунке 3 показаны пределы регулирования насоса при  $a_2 = \text{const}$  и изменении сопротивления напорного трубопровода  $a_1$ .

При этом подача насоса изменяется в пределах  $Q_H = Q_A \dots Q_B$ , расход в трубопроводе  $Q_1 = Q_E \dots Q_D$ , расход в рециркуляционном трубопроводе  $Q_2 = Q_A \dots Q_C$ .

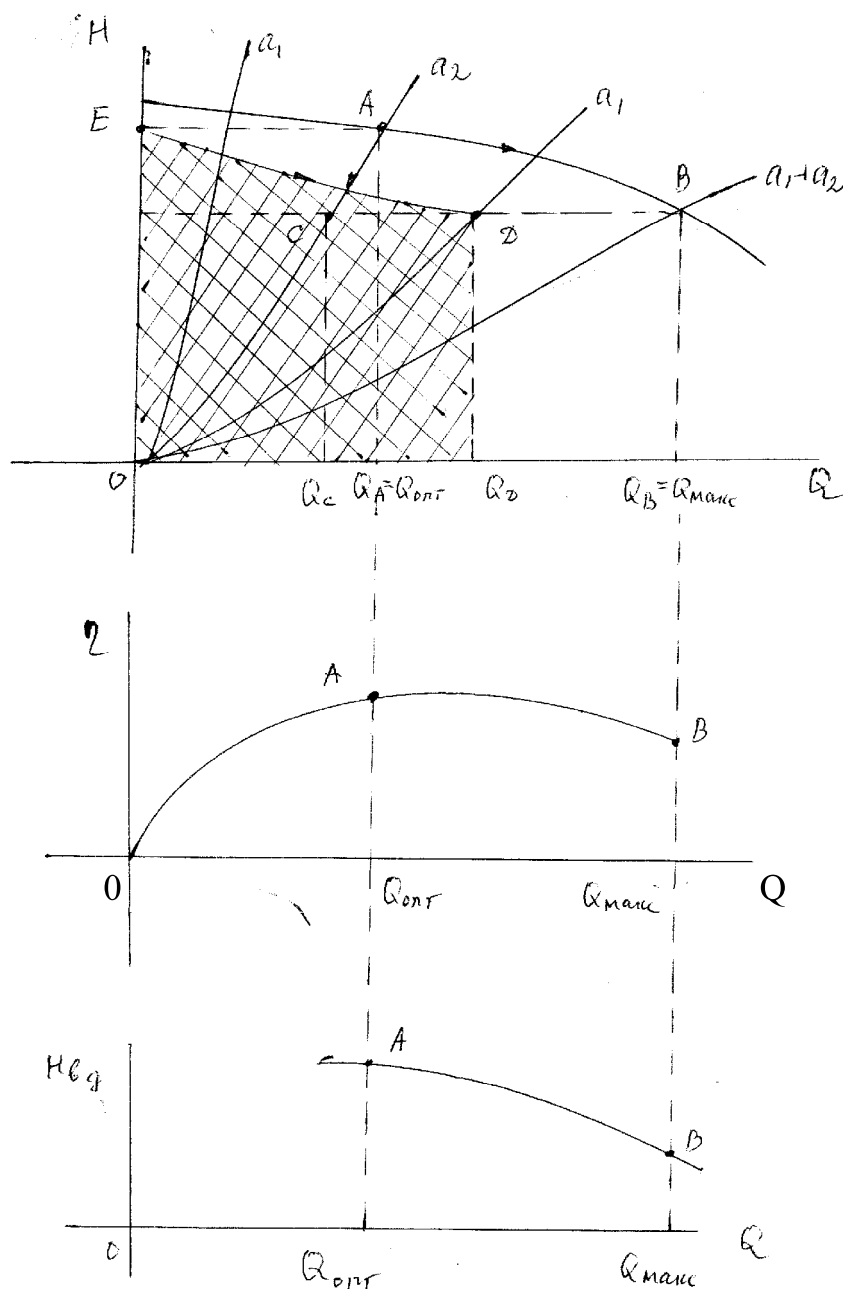


Рисунок 3 – Определение пределов регулирования насоса при  $a_2 = \text{const}$

Пределы регулирования насоса увеличиваются, но важно при этом знать и мощность, потребляемую из сети [3]

$$N_c = N / \eta_{\partial}, \quad (1)$$

где  $N$  – мощность на валу насоса, кВт;

$\eta_{\partial}$  - КПД электродвигателя.

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_p \cdot H_p}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_p}, \quad (2)$$

где  $Q_p$ ,  $H_p$ ,  $\eta_p$  - подача насоса ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), напор (м) и КПД в рабочей точке на участке АВ.

Параметры  $Q_p$ ,  $H_p$ ,  $\eta_p$  можно определить графическим путем или аналитическим методом, используя зависимости

$$H = Z \cdot (H_0 + A \cdot Q - B \cdot Q^2), \quad (3)$$

$$\eta = a \cdot Q - b \cdot Q^2 + c \cdot Q^3, \quad (4)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, зависящие от типа насоса, приведенные в [4] для всех насосов, используемых в угольной промышленности;

$Z$  – количество рабочих колес;

$H_0$  – напор, создаваемый одним рабочим колесом при  $Q = 0$ .

Подачу насоса в рабочем режиме можно определить, решая совместно уравнения напорных характеристик насоса и сети

$$Z \cdot (H_0 + A \cdot Q - B \cdot Q^2) = a \cdot Q^2; \quad (5)$$

$$(Z \cdot B + a) \cdot Q^2 - Z \cdot A \cdot Q - (Z \cdot H_0) = 0; \quad (6)$$

$$Q = Q_p = \frac{Z \cdot A}{2 \cdot (Z \cdot B + a)} + \sqrt{\left[ \frac{Z \cdot A}{2 \cdot (Z \cdot B + a)} \right]^2 + \frac{Z \cdot H_0}{Z \cdot B + a}}. \quad (7)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления для параллельных участков

$$a = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + a_2}. \quad (8)$$

Гидравлические сопротивления  $a_1$  и  $a_2$  определим из формулы потерь напора

$$H_p = a_1 \cdot Q_C^2; \quad H_p = a_2 \cdot Q_D^2 \text{ (рисунок 2)} \quad (9)$$

или

$$H_p = a_1 \cdot Q_D^2; \quad H_p = a_2 \cdot Q_C^2 \text{ (рисунок 3)}. \quad (10)$$

С учетом [5] коэффициента Дарси

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}$$

получим коэффициент сопротивления

$$a_{1,2} = \frac{0,021 \cdot \ell_{1,2} \cdot 8}{d_{1,2}^{1,3} \cdot 3600^2 \cdot \pi^2 \cdot d_{1,2}^2} + \frac{8 \cdot \sum \xi_{1,2}}{3600^2 \cdot \pi^2 \cdot d_{1,2}^4 \cdot g}, \quad (11)$$

где  $\ell_{1,2}$ ,  $d_{1,2}$  - длина и диаметр напорной и рециркуляционной труб, м;

$\sum \xi_{1,2}$  - суммы коэффициентов местных сопротивлений.

Подставляя значения  $Q_p$  в формулы 3 и 4, определим напор насоса и КПД в рабочей точке.

По формулам 1 и 2 определим мощность на валу и потребляемую из сети.

#### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы:

1. Пределы регулирования подачи насоса при  $a_1 = \text{const}$  и  $a_2 = \text{const}$  существенно отличаются. При этом диапазон регулирования при  $a_2 = \text{const}$  значительно шире.

2. Энергетические показатели при комбинированном способе регулирования можно рассчитать с использованием графического и аналитического методов (по приведенным формулам).

Направления дальнейших исследований связаны с учетом геодезической высоты подачи насоса  $H_g$  и наличия обратного клапана на нагнетательном трубопроводе, со сравнительным анализом по энергетическим показателям данного способа с другими и определением зоны экономичного регулирования.

#### **Библиографический список**

1. Гейер В.Г., Тимошенко Г.М. Шахтные вентиляторные и водотливные установки: Учебник для вузов. - М.: Недра, 1989. - 270 с.

2. Картавый Н.Г. Стационарные машины: Учебник для вузов. - М.: Недра, 1987. - 270 с.

3. Рутковский Ю.А. и др. Проектирование шахтных водоотливных установок: Учеб. пособие / Ю. А. Рутковский, Г. С. Щелоков, С.С.Сиротин, А.Ю.Рутковский. - Алчевск: ДГМИ, 2002. – 87 с.

4. Справочное пособие механика водоотливных установок шахт, рудников и карьеров / Сост. Паламарчук Н. В. – Донецк, 1994. - 107 с.

5. Хаджиков Р.Н., Бутаков С.А. Горная механика: Учебник для техникумов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 407 с.

**Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Финкельштейном З.Л.**