

## К ВОПРОСУ О СОЗДАНИИ РЕГУЛИРУЕМОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Канд. техн. наук доц. А. М. ГОХМАН,  
канд. техн. наук В. Г. САМСОНОВ

В планах развития народного хозяйства на ближайшую перспективу значительное место занимают различные вопросы, связанные с использованием мощных насосных и обратимых гидроустановок. К таковым относятся создание систем машинного орошения в засушливых районах, переброска стока северных рек в бассейны Волги и Казахстана, строительство ряда гидроаккумулирующих станций, а также водоснабжение крупных городов. Так, например, на уровне 2000 года орошаемые земли только в республиках Средней Азии будут занимать площадь около 7 млн. га. Предполагаемые к строительству насосные и гидроаккумулирующие станции будут снабжаться мощными насосными и обратимыми агрегатами, покрывающими широкий диапазон напоров и подач. При этом существенно повышается удельный вес указанных энергопотребителей в системах, что, несомненно, скажется на режимах работы и характере энергетических балансов энергетических систем.

Основным критерием технического совершенства и экономичности на этих гидроустановках является удельный вес затрат на электроэнергию, так как этот фактор по большинству насосных станций и установок составляет более 50% эксплуатационных затрат с учетом амортизационных отчислений, а без учета последних до 90%.

Естественно, что основной путь повышения экономической эффективности насосных установок — сокращение удельных затрат электроэнергии на подачу 1 м<sup>3</sup> воды.

В процессе эксплуатации насосных установок, особенно на системах орошения, их режимы характеризуются чрезвычайно высокой неравномерностью подач, достигающей в отношении  $Q_{\text{макс}} / Q_{\text{мин}}$  величин порядка 20–25.

Для напоров порядка 25–30 м, где применяются осевые и диагональные насосы, вопрос оптимальной работы насосных станций с высоким к.п.д. и подачей, соответствующей графику водопотребления, не вызывает затруднений.

Особенно если учесть установку на насосных станциях I-2 "разменных" насосов меньшей, чем у основных, производительностью.

Значительно хуже обстоит дело в случае необходимости обеспечить напор свыше 30 м. В этом случае применяются центробежные насосы, которые практически не регулируются.

Как же все-таки осуществляется изменение подачи в соответствии с графиками водопользования на указанных насосных станциях?

Теоретически возможно регулирование подачи изменением числа оборотов насоса. Этот способ можно реализовать, если в качестве двигателя насоса применяется турбина. Практически же в качестве двигателя насосов применяются электромоторы и, как правило, синхронного типа, не регулируемые по оборотам. На большинстве насосных станций число насосов колеблется от 2 до 8-10. В этом случае возможно ступенчатое регулирование, обеспечиваемое отключением - включением насосов. При таком регулировании реальная подача насосной станции весьма приблизительно соответствует с графиком водоподдачи. Помимо этого для крупных насосов вопросы пуска-останова являются далеко не простыми и частый пуск-останов нежелателен.

Из всего вышеизложенного видно, что в настоящее время экономичное регулирование насосов на напоры свыше 25-30 м практически отсутствует. Ясна также и крайняя необходимость такого регулирования.

Каковы же пути, по которым можно идти в указанном направлении? Одним из таких путей является создание регулируемого центробежного насоса. Суть такого регулирования состоит в том, что рабочее колесо насоса оснащается регулируемой ступицей, имеющей возможность перемещаться вдоль оси насоса с помощью сервомотора и изменять тем самым длину выходных кромок рабочего колеса насоса.

Рассмотрим теоретические предпосылки такого регулирования.

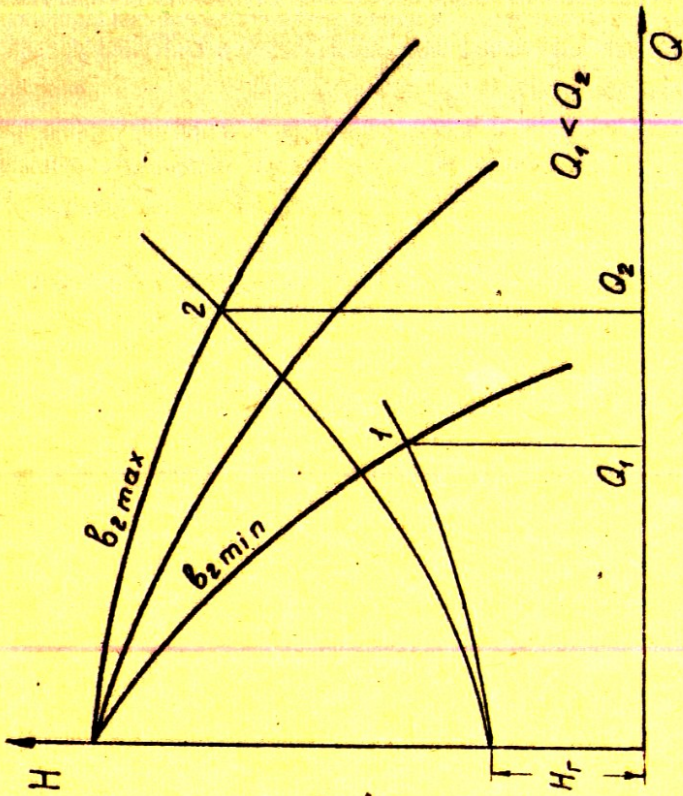


Рис. 2. Характеристики  $H(Q)$  регулируемого центробежного насоса и характеристика сети

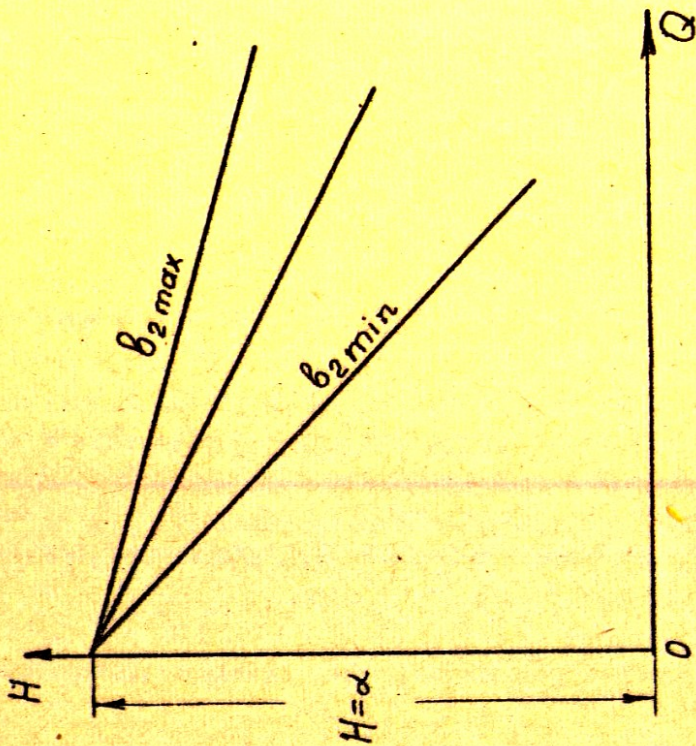


Рис. 1. Теоретические характеристики  $H(Q)$  для различных  $\beta_2$ .

Теоретический напор лопастного насоса определяется следующей формулой:

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} - \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 g \beta_2} Q, \quad (1)$$

где  $D_2$  - диаметр рабочего колеса насоса;  
 $\beta_2$  - высота проточной части на выходе из рабочего колеса;  
 $n$  - число оборотов насоса;  
 $\beta_2$  - угол лопасти на выходе из рабочего колеса;  
 $Q$  - подача.

Для центробежного насоса с заданной геометрией при постоянном числе оборотов будем иметь

$$H_T = \alpha - \frac{Q}{\beta_2} \cdot \beta, \quad (2)$$

где  $\alpha = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} = \text{const}$  и  $\beta = \frac{n \operatorname{ctg} \beta_2}{60 g} = \text{const}$ .

Для различных значений  $\beta_2 = \text{var}$  можно получить ряд напорных характеристик, представляющих собой в координатах  $H-Q$  семейство прямых, исходящих из точки  $Q=0$ ;

$H_T = \alpha$  (см. рис. 1). Учитывая потери, характеристика насоса будет иметь вид, представленный на рис. 2.

Если рассмотреть уравнение работы насоса с характеристикой  $H_c = H_T + h$ ,

где  $H_T$  - геометрический напор, а  $h = K Q^2$  - потери в трубопроводе,

то будем иметь после преобразований:

$$\frac{Q}{\beta_2} \cdot \beta + K_2 Q^2 = \text{const}. \quad (3)$$

Для удовлетворения (3) при изменении подачи  $Q$ , учитывая постоянство  $\beta$  и  $K_2$ , необходимо менять высоту  $\beta_2$ . Как видно из рис. 2, эффективность регулирования подачи путем изменения высоты эквивалентна регулированию насосов при помощи изменения числа оборотов. В то же время, как видно из (2) и рис. 2, можно, сохраняя неизменной величину расхода, путем изменения высоты

$\beta_2$  изменять величину напора, создаваемого насосом.

Таким образом, из вышеизложенного видно, что существуют как теоретическая возможность, так и практическая целесообразность создания регулируемого центробежного насоса; применение которого на насосных станциях и ГАЭС различного назначения, несомненно, приведет к значительному экономическому эффекту.

#### Л и т е р а т у р а

- I. Климов В.Е., Оптимальный режим работы насосных станций, оснащенных осевыми насосами, "Гидротехника и мелиорация", № II, 1970.