

УДК 681.5001

В.П. Обрусник, О.В. Кузьменко

Асинхронный электропривод на основе управляемого инвертора для замены нерегулируемого привода погружного центробежного насоса нефтедобывающих скважин

Проанализированы показатели результатов замены нерегулируемого привода погружного центробежного насоса нефтедобывающих скважин на регулируемый привод с асинхронным двигателем.

Ключевые слова: центробежный насос, асинхронный электропривод, механические характеристики, диапазон регулирования.

Используемые в настоящее время установки с погружным электроцентробежным насосом (УЭЦН) снабжены нерегулируемым асинхронным электроприводом (ЭП), обладают простотой, невысокой ценой и рядом специфических особенностей. Функционирование нефтепромысловых скважин связано с непрерывным изменением условий эксплуатации и параметров месторождения, в том числе пластового давления, состава и температуры откачиваемой жидкости. При использовании нерегулируемого ЭП центробежного насоса требуемые технологические режимы (для напора H и подачи Q) насоса реализуются регулированием циклов «включение – пауза», изменением числа секций центробежного насоса (ЦН) либо дросселированием, что не позволяет добиться высокой эффективности регулирования и, кроме того, экономически невыгодно.

Погружной центробежный насос для обеспечения требуемого дебита скважины должен обеспечить необходимую подачу Q [$\text{м}^3/\text{сут}$] при оптимальном напоре H [м] (рис. 1, точка a). При излишне высоком напоре увеличивается гидравлическое сопротивление трубопровода и износ насосно-компрессорных труб. По мере эксплуатации скважины пластовое давление в ней снижается, и напор насоса необходимо увеличивать. Достигается это при нерегулируемой скорости изменением

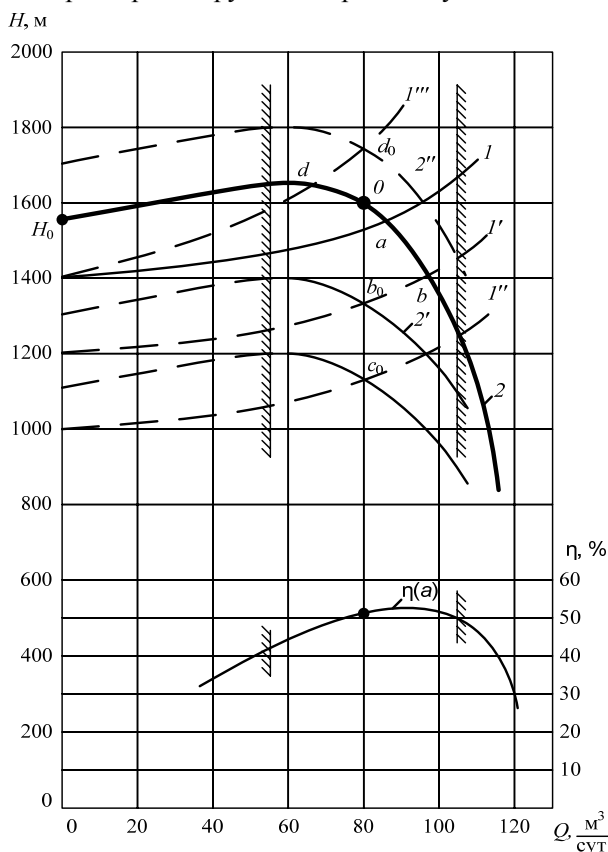


Рис. 1. Зависимость величины напора H [м] центробежного насоса от подачи Q [$\text{м}^3/\text{сут}$]

числа секций и количества степеней (рабочих колёс) насоса. Для этого необходимо поднимать ЦН на поверхность, что увеличивает трудоемкость и время простоя установки, необходимое для подъёма и монтажа (до нескольких суток).

При эксплуатации низкодебитных скважин для устойчивой добычи необходимо уменьшать среднюю подачу насоса, для чего используют в центробежных насосах с нерегулируемой скоростью вращения метод дросселирования или повторно кратковременный режим работы насоса. Оба эти метода обладают существенными недостатками. Так, при регулировании заслонкой резко уменьшается КПД насоса (на 30–40%), а при повторно-кратковременном режиме увеличивается количество пусков АД в тяжёлых условиях, что приводит к более быстрому износу АД, ЦН и насосно-компрессорного трубопровода от динамических перегрузок. Помимо этого, пусковые токи вызывают искажения напряжения питающей промышленной электросети.

На режимы работы центробежного насоса, его КПД и потребляемую мощность влияют

такие параметры качаемой жидкости, как плотность, вязкость жидкости, содержание растворённых газов и др. [1].

Плотность качаемой жидкости изменяется в процессе эксплуатации скважины от 800 до 1400 кг/м³. Мощность P , потребляемая насосом, прямо пропорциональна плотности перекачиваемой жидкости. Напор H не зависит от плотности, поэтому форма $Q-H$ характеристики (см. рис. 1) сохраняется.

Характеристики центробежного насоса будут изменяться при перекачке более вязких жидкостей, при этом потребляемая насосом мощность существенно увеличивается, в то время, как напор H и в меньшей степени подача Q уменьшаются [2]. КПД насоса уменьшается, а максимум кривой $\eta-Q$ смещается в сторону уменьшения подачи (изменения показаны на рис. 2 пунктиром).

Повышенное содержание газов уменьшает кавитационный запас насоса из-за разницы давления жидкости по разные стороны лопастей центробежного насоса. Образуются пузырьки газа, что ведет к срыву качания и, как следствие, срабатывания аварийных защит, отключающих двигатель насоса на время от 3 до 60 мин [1]. Это приводит к увеличению времени простоя установки и количества пусковых режимов.

Характеристикой насоса называют изображаемые графически функциональные зависимости технических показателей напора H , потребляемой мощности P и КПД от подачи Q и частоты вращения вала. В паспортных данных приводятся естественные рабочие характеристики насоса Q_e-H_e при неизменной номинальной частоте вращения вала ω_e . Для получения $Q-H$ характеристики при скорости, отличной от номинальной ω_i , воспользуемся законами подобия между напором, скоростью и подачей:

$$\frac{Q_i}{Q_e} = \frac{\omega_i}{\omega_e}, \quad (1)$$

$$\frac{H_i}{H_e} = \left(\frac{\omega_i}{\omega_e}\right)^2, \quad (2)$$

$$\frac{P_i}{P_e} = \left(\frac{Q_i}{Q_e}\right)^3. \quad (3)$$

Q_e соответствует H_e при неизменной скорости ω_e . В соответствии с (3) рассчитываем параболы $H = H_e(Q/Q_e)^2$, проходящие через выбранные точки на естественной характеристике. Согласно (1) получаем выражение расхода для i -й точки

$$Q_i = Q_{ei} \frac{\omega_i}{\omega_e}, \quad (4)$$

где $\omega_i = \text{const}$ – заданное значение скорости, для которой необходимо построить $Q-H$ характеристику.

Напор в i -й точке определяется как

$$H_i = H_{ei} \left(\frac{Q_i}{Q_{ei}}\right)^2. \quad (5)$$

Задаваясь значениями Q_{ei} и H_{ei} на естественной характеристике, по выражениям (4) и (5) находим значения Q_i и H_i для искомой скорости. На рис. 3 приведены рассчитанные $Q-H$ характеристики насоса 9ЭЦН5-60-1550 для различных скоростей вращения.

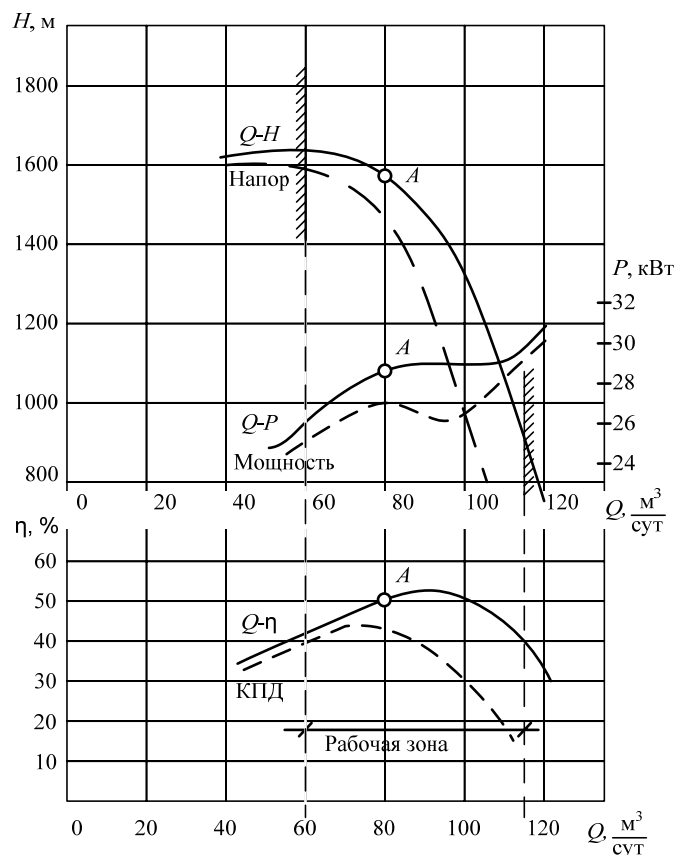


Рис. 2. Рабочие характеристики насоса 9ЭЦН5-80-1550

Поскольку характеристики пропорциональности являются также кривыми равных КПД, а полезная мощность турбомеханизма пропорциональна кубу частоты вращения, то потребляемую насосом мощность можно определить как

$$P_i = P_{ei} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{ei}} \right)^3, \quad (6)$$

где Q_i, H_i, P_i – соответственно подача, напор и мощность насоса при частоте вращения вала ω_i .

Для угловых частот $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3 < \omega_4$ (рис. 3) характеристики $Q-H$ насоса и трубопровода пересекаются в точках A_1-A_4 . В этом случае подача насоса составит Q_1-Q_4 , а развиваемые напоры H_1-H_4 . Для соответствующих значений подач ($Q_1 \div Q_4$) КПД и мощность можно определить по кривым $Q-\eta$ и $Q-N$.

Как указывалось ранее, по мере эксплуатации скважины пластовое давление падает, следовательно, статическая составляющая напора, развиваемого насосом, возрастает. На рис. 3 показаны характеристики насоса 9ЭЦН5-60-1550 при работе на сеть со статическим напором $H_{c1} = 600$ м и $H_{c2} = 1000$ м. Из рис. 3 видно, что при работе насоса с постоянной скоростью $\omega_4 = \omega_n = 293$ р/с КПД при H_{c1} на 13÷15% ниже, чем при H_{c2} . Кроме того, с ростом H_c снижается подача насоса, что заставляет при выборе насоса завышать его по напору, двигатель при этом работает значительную часть времени с нагрузкой M_c меньше номинальной и, следовательно, с низким КПД и $\cos \phi$ [3].

При расчёте механических характеристик насоса $M_c = f(\omega)$ следует учесть, что погружные центробежные насосы работают на сеть с противодавлением. Во время остановки насоса обратный клапан сдерживает столб жидкости для предотвращения турбинного вращения. При включении насоса последний по мере увеличения частоты вращения развивает все больший напор. Однако обратный клапан будет закрыт до тех пор, пока напор насоса не станет равным H_c [4].

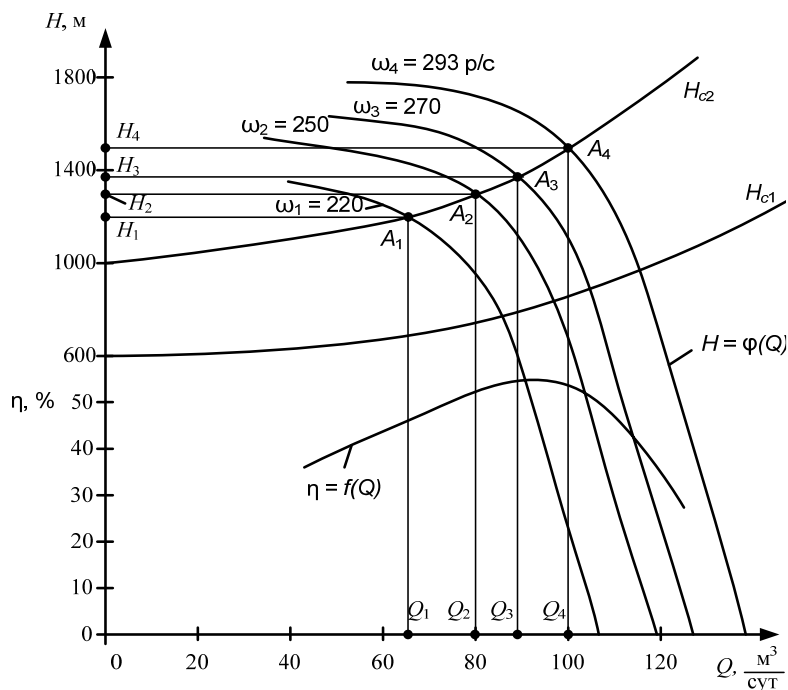


Рис. 3. Характеристики насоса 9ЭЦН5-60-1550 при различных напорах H_{c1} и H_{c2}

Таким образом, для наиболее эффективного использования нефтедобывающих скважин в условиях изменяющихся параметров требуется **регулирование скорости** погружного центробежного насоса в зависимости от требуемого напора при заданной подаче и от состава качаемой жидкости.

Диапазон регулирования скорости определяется ее минимальным значением ω_{\min} , когда прекращается подача жидкости в сеть ($Q=0$), при этом для сетей с большим противодавлением H_c скорость ω_{\min} будет большей, чем для гидравлических сетей с малым H_c .

На рис. 4 точкам Д1, Д2, Д3, Д4 соответствуют нижние границы регулирования при статических напорах $H_c = 0,25H_n, 0,5H_n, 0,7H_n$ и $0,9H_n$.

Приближенно ω_{\min} можно рассчитать по формуле

$$\omega_{\min} = \omega_n \sqrt{\frac{H_c}{H_{\text{НОМ}}}} \tag{7}$$

Например, статическому напору $H_c = 1000$ м будет соответствовать $\omega_{\min} = 228 \text{ с}^{-1}$, а при $H_c = 600$ м $\omega_{\min} = 176 \text{ с}^{-1}$.

Как можно заметить, для привода погружного насоса не требуется большого диапазона регулирования

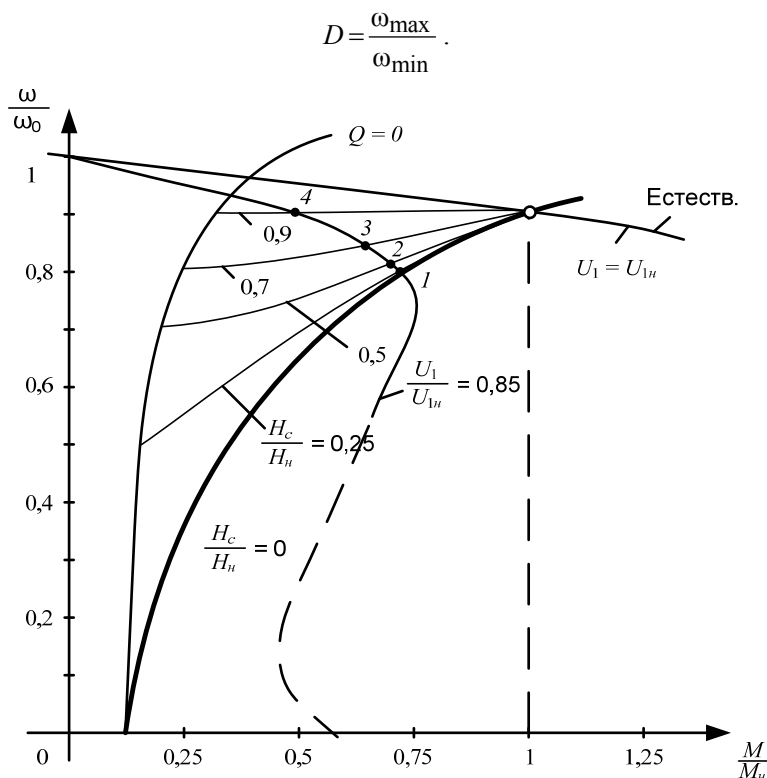


Рис. 4. Зависимость диапазона регулирования от напряжения при различных напорах

При статической составляющей напора $H_c = 1000$ м получается $D = 1,28$, а при $H_c = 600$ м $D = 1,65$.

Исходя из требуемого диапазона регулирования скорости двигателя и вида механической характеристики нагрузки (см. рис. 4) целесообразно предложить способ регулирования скорости АД путем регулирования напряжения статора при неизменной частоте сети f_1 ($v = \text{var}, f = \text{const}$).

Полупроводниковые регуляторы напряжения (тиристорные или транзисторные) имеют меньшее число силовых элементов, чем регуляторы частоты, поэтому проще в исполнении и дешевле.

При вентиляторном характере нагрузки, какой является центробежный насос, относительное скольжение практически остаётся постоянным (см. рис. 4), КПД и $\cos \phi$ двигателя также изменяются незначительно [5].

В [3] приведен сравнительный анализ регулирования подачи центробежного насоса дросселированием и изменением частоты вращения вала насоса для гидросетей с различной статической составляющей напора. Установлено, что регулирование скорости позволяет значительно сократить расход потребляемой электроэнергии. Например, при $H_c = 0,8H_n$ потребляемая мощность снижается в среднем на 44%, а при $H_c = 0,5H_n$ – до 66%.

Если принять, что установка с центробежным погружным насосом мощностью 45 кВт работает в среднем со статическим напором $H_c = 0,8H_n$, то при регулировании подачи Q всего на 20% изменением скорости вместо дросселирования можно снизить расход потребляемой электроэнергии в год приблизительно на 55188 кВт/ч.

Кроме экономии потребляемой электроэнергии, использование регулируемого электропривода позволяет значительно увеличить межремонтный период и производительность скважин [1].

Литература

1. Беззубов В.А. Насосы для добычи нефти: справочник рабочего / В.А. Беззубов, Ю.В. Щелкалин. – М.: Недра, 1986. – 224 с.
2. Герасимьяк Р.П. Асинхронный электропривод с тиристорным управлением / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещев, И.С. Путилин. – К.: Техніка, 1984. – 150 с.
3. Нефтепромысловое оборудование: справочник / под ред. Е.И. Бухаленко. – М.: Недра, 1990. – 559 с.
4. Справочник по автоматизированному электроприводу / под ред. В.А. Елисеева, А.В. Шинянского. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 616 с.
5. Ильинский Н.Ф. Энергосберегающая технология электроснабжения народного хозяйства: практическое пособие / Н.Ф. Ильинский, Ю.Р. Рожанковский, А.О. Горнов; под ред. В.А. Веникова. – М.: Высшая школа, 1989. – Кн. 2. – 127 с.

Обрусник Валентин Петрович

Д-р техн. наук, профессор каф. промышленной электроники ТУСУРа
Тел.: (382-2) 42-30-16
Эл. почта: vai@tcde.ru

Кузьменко Олег Владимирович

Ведущий конструктор, соискатель каф. промышленной электроники ТУСУРа
Тел.: (382-2) 44-16-76

Obrusnik V.P., Kuzmenko O.V.

Analysis of replacement of unregulated drive submersible centrifugal pump of oil wells to controlled drive with asynchronous motor

Analyzed performance results of replacement of unregulated drive submersible centrifugal pump of oil wells to controlled drive with asynchronous motor.

Keywords: centrifugal pump, asynchronous motor, mechanical characteristics, adjustment range.
