УДК 681.527

А.С. Бешта, д.т.н., проф., А.А. Азюковский, к.т.н. (Украина, Днепропетровск, Национальный горный университет)

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО СПОСОБА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ ВОДЫ НАСОСНЫМ АГРЕГАТОМ

Выполнен анализ энергоэффективности применения регулируемого электропривода центробежных насосов. Сформулированы рекомендации по выбору рационального способа регулирования производительности насоса.

Здійснено аналіз енергоефективності використання регульованого електроприводу відцентрових насосів. Сформульовано рекомендації щодо вибору раціонального засобу регулювання продуктивності насосу.

The analysis of power efficiency from application of the adjustable electric drive for centrifugal pumps is executed. Recommendations for choice a ways of pump's productivity regulation are formulated.

Введение. Устойчивый рост цен на энергоносители, значительные удельные энергозатраты на производство валового продукта в Украине по сравнению с затратами в странах центральной Европы обуславливает актуальность задачи энерго-ресурсо сбережения на этапах производства и потребления. Сдерживающим фактором широкого применения энергосберегающих технологий являются недостаточная осведомленность специалистов о наборе энергосберигающих технологий и устройств, а также методик их выбора и применения. Промышленные предприятия и коммунальные хозяйства в качестве привода основных механизмов применяют электропривод, на долю которого приходится до 65 % потребляемой электроэнергии. Значительный потенциал для решения задач энергосбережения свойственен производственным механизмам и агрегатам, которые работают в продолжительном режиме с изменяющейся производительностью. К данной категории устройств и механизмов, безусловно, относится оборудование с так называемой параболической механической характеристикой (центробежные насосы, гребные винты и т.д.). Указанная категория оборудования получила широкое применение в промышленности, сельском хозяйстве, коммунальных предприятиях и оснащена асинхронными электродвигателями с короткозамкнутым ротором.

В подавляющем большинстве случаев данный тип электропривода является нерегулируемым, ввиду чего управление производительностью насосных установок выполняется при помощи дросселирования задвижкой на стороне всасывания, дросселирования напорной задвижкой, применением байпасных схем, что не влияет на потребление электроэнергии установкой. Дросселированиене не требует изменения скорости вращения рабочего колеса насоса, которая остается неизменной, но в условиях ограничивающих приток жидкости проявляются различные нелинейные эффекты, увеличивается износ насосного агрегата и запорно-регулирующей арматуры, не исключены эффекты резонанса. Указанный способ регулирования решает технологические задачи и не учитывает энергетических аспектов

транспортировки воды. Для принятия решения о применении регулируемого электропривода с целью минимизации потребления электроэнергии необходима экспертная оценка возможной экономии, величина которой может колебаться в значительных пределах.

Анализ известных решений. Выбор способа регулирования производительности центробежных насосов в зависимости от требований технологического процесса и конкретного оборудования и определяется алгоритмом расчета экономических показателей эффективности, определяемых путем сравнения различных вариантов. Применение некоректной методики оценивания последствий от внедрения регулируемого электропривода приводит к неоправданным техническим решениям, которые отличает невысокие показатели эффективности. Сам по себе регулируемый электропривод не может обеспечить значительного уменьшения энергопотребления. Заметный эффект от внедрения новых технических решений возможно получить только в случае рассмотрения целого ряда взаимосвязанных факторов и процессов.

Системам водоснабжения, водоотведения свойственны технологические процессы, которые характеризуются величинами, изменяющимися во времени в довольно значительном диапазоне. На насосных станциях, как правило, основным регулируемым параметрам является давление на напорном трубопроводе или же в контрольной точке системы трубопровода (повысительные насосные станции городских систем водоснабжения). В некоторых случаях в качестве такого параметра может выступать уровень жидкости или ее расход. При необходимости определения количества или мощности насосных установок выполняется технико-экономическое обоснование принимаемого решения.

Необходимо учитывать, что при отсутствии регулирования производительности насосов при минимальном расходе в трубопроводе возникает избыточное давление, что вызывает непроизводительные потери электроэнергии, которые могут быть минимизированы путем достижения максимального КПД в рабочей точке при помощи коррекции механических параметров насоса или системы в целом.

Снижение энергетических потерь возможно также путем повышения КПД магистрали (подготовка внутренней поверхности трубопровода, уменьшения числа колен, сужений) [1]. Однако, для уже существующей системы данный способ ограничен в применении ввиду значительности необходимых капитальных затрат и актуален, как правило, при проектировании новых систем трубопроводов.

Применение частотно-регулируемых электроприводов, доля производства которых неуклонно возрастает [2], возможно не только для вновь строящихся систем транспортных трубопроводов, но и при модернизации существующих насосных станций.

Изложение основного материала. В общем виде можно представить упрощенную технологическую схему водопроводной сети в виде (рис.1).

Выходными параметрами режима насосного агрегата являются подача (производительность) $Q_{нс}$ и напор (давление) $H_{нс}$ [3].

В результате дополнительного давления $H_{нс}$ напор в сети возрастает от $H_и$ до $H_р$. Из-за падения напора на запорной арматуре, клапане и фильтре на величину ΔH_1 напор в сети уменьшается до величины $H_{рк}$. Регулирующий клапан *РК* создает дополнительное падение напора в зависимости от закона регулирования параметров сети H_c и Q_c.

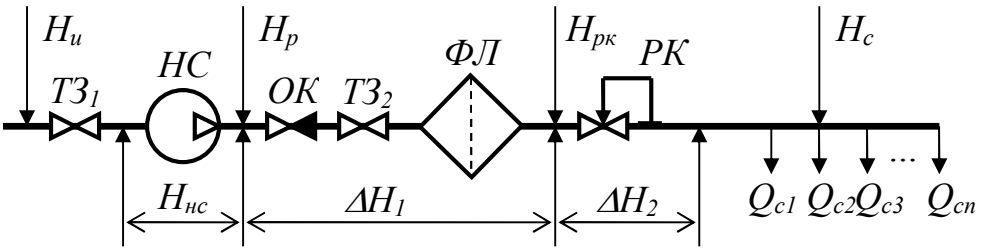


Рис.1

Возможны следующие варианты регулирования H_c и Q_c [3]:

1) $H_c = const$, $Q_c = \mathrm{var}$; 2) $H_c = \mathrm{var}$, $Q_c = \mathrm{var}$; 3) $H_c = \mathrm{var}$, $Q_c = const$.

Рассмотрим первый случай, когда в гидравлической сети необходимо поддерживать постоянство напора при изменяющемся с течением времени расходе потребителей $Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} + ... + Q_{cn}$. Такой случай характерен для магистрального трубопровода, в котором поддерживается напор, позволяющий обеспечивать необходимую подачу воды в каждом из отводных трубопроводов.

Регулирующий клапан *РК* обеспечивает требуемый постоянный напор H_c в сети за счет дополнительного понижения давления на величину ΔH_2, то есть путем закрытия задвижки. Мощность $P_{нс}$, развиваемая насосным агрегатом, определяется выражением

$$\mathrm{P_{нс} = k \cdot H_{нс} \cdot Q_c}, \tag{1}$$

где k – коэффициент пропорциональности.

Эта мощность расходуется на технологические потери на обеспечение параметров перекачиваемой воды $\mathrm{k \cdot (\Delta H_1 + \Delta H_2) \cdot Q_c}$ и на поддержание постоянства напора $H_c - H_1$, то есть

$$\mathrm{P_{нс} = k \cdot (H_c - H_и + \Delta H_1 + \Delta H_2) \cdot Q_c}. \tag{2}$$

Потребляемая насоса из электрической сети мощность $P_{нс}^{эл}$ находится с учетом КПД η насосного агрегата

$$\mathrm{P_{нс}^{эл} = k \cdot (H_c - H_и + \Delta H_1 + \Delta H_2) \cdot Q_c / \eta}. \tag{3}$$

Напорная характеристика насосного агрегата описывается выражением

$$H = A \cdot \omega^2 + B \cdot \omega \cdot Q + C \cdot Q^2, \tag{4}$$

где A, B, C – коэффициенты; ω – угловая скорость вращения колеса центробежного насоса.

При постоянной скорости вращения насоса его характеристика будет иметь вид

$$H = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2, \tag{5}$$

где $A_1 = A \cdot \omega^2$, $B_1 = B \cdot \omega$, $C_1 = C$.

Гидравлическая характеристика сети описывается уравнением

$$H = H_0 + R \cdot Q^2, \tag{6}$$

где H_0 – статический напор сети (противодавление), R – гидравлическое сопротивление сети.

Режим работы насосного агрегата определяется точкой пересечения напорной характеристики насосного агрегата (рис.2, кривая 1) и гидравлической характеристики сети (рис.2, кривая 2). Точка *"1"* пересечения этих характеристик является идеальной расчетной точкой совместной работы насосного агрегата и сети, в которой номинальный расход Q_1 обеспечивается при заданном напоре $H_1 = H_{нс}$ и максимальном коэффициенте полезного действия насосного агрегата.

В случае, если уменьшается потребление воды до отметки Q_2, рабочая точка насосного агрегата перемещается в точку *"2"*. Это объясняется увеличением гидравлического сопротивления сети за счет перекрытия запорной арматуры потребителей. При этом напор в сети увеличивается до значения H_2. Регулирующий клапан *РК* обеспечивает снижение давления в магистрали до заданного значения H_c путем соответствующего увеличения потерь напора ΔH_2, однако насосный агрегат продолжает работать с напором H_2. В этом заключается недостаток дроссельного регулирования подачи.

Можно снизить напор путем регулирования скорости вращения колеса центробежного насоса. При этом характеристика насоса переместится в положение *"1'"*, а рабочей точкой насоса будет точка *"3"* (рис.2).

Однако при этом не будет обеспечен требуемый расход воды Q_2. Расход будет ниже, что приведет к открытию запорной арматуры конечного потребителя и снижению гидравлического сопротивления сети. В результате нескольких итерационных процессов будет определена новая рабочая точка насосного агрегата *"4"*.

Таким образом, снижение подачи в сети на величину ΔQ путем дросселирования влечет за собой увеличение напора на величину ΔH и изменение мощности насоса

$$\Delta P_d = k \cdot (H_1 Q_1 - H_2 Q_2). \tag{7}$$

Снижение подачи в сети на ту же величину ΔQ путем регулирования скорости центробежного насоса приводит к изменению мощности насоса на величину

$$\Delta P_\omega = k \cdot (H_1 Q_1 - H_1 Q_2). \tag{8}$$

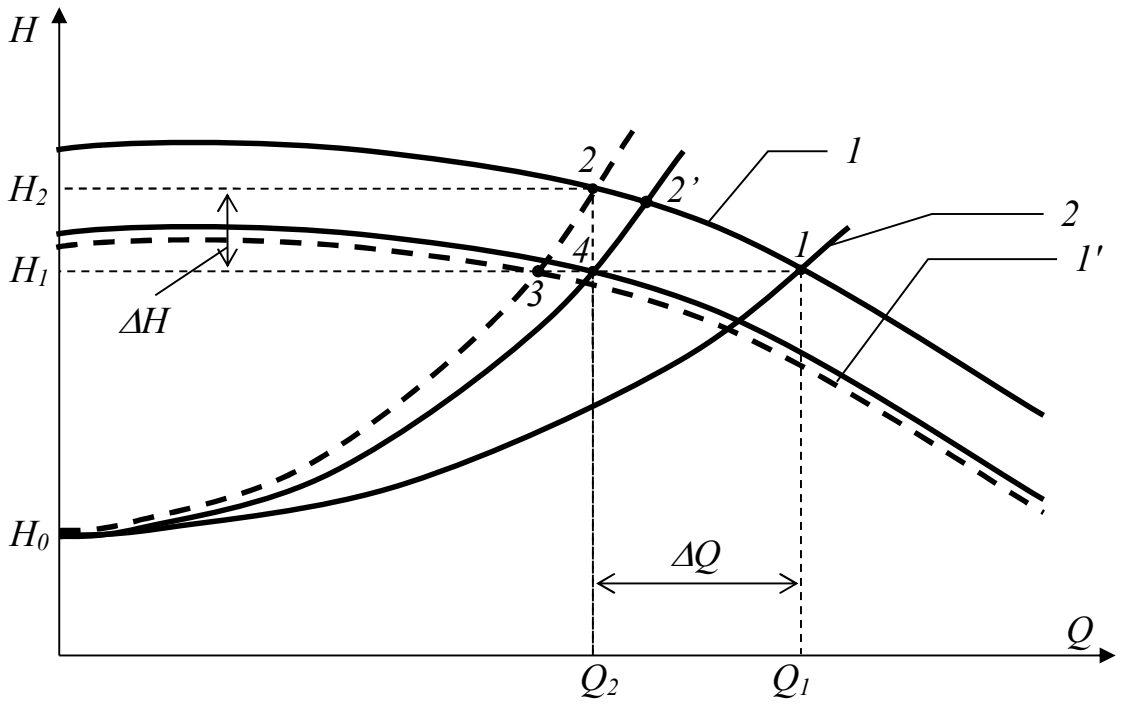


Рис.2

Можно оценить эффективность регулирования, сравнивая изменения потребления мощности насоса по формулам (7) и (8) относительно базовой $P_1 = k \cdot H_1 Q_1$. Имеем

$$e_d^* = \frac{\Delta P_d}{P_1} = \frac{H_1 Q_1 - (H_1 + \Delta H)(Q_1 - \Delta Q)}{H_1 Q_1} = \Delta Q^* - \Delta H^*(1 - \Delta Q^*), \qquad (9)$$

$$e_\omega^* = \frac{\Delta P_\omega}{P_1} = \frac{H_1 Q_1 - H_1(Q_1 - \Delta Q)}{H_1 Q_1} = \Delta Q^*, \qquad (10)$$

где $\Delta Q^* = \Delta Q / Q_1$, $\Delta H^* = \Delta H / H_1$.

Из формул (9) и (10) видно, что разница между эффективностями регулирования подачи скоростью насоса и дросселированием всегда больше нуля, так как в рабочей области насоса всегда выполняются условия $\Delta H^* > 0$, $\Delta Q^* < 1$.

$$\Delta e^* = e_\omega^* - e_d^* = \Delta H^*(1 - \Delta Q^*) > 0. \qquad (11)$$

Преобразуем уравнение (11) к виду

$$\Delta e^* = \left(\frac{\Delta H^*}{\Delta Q^*}\right)(1 - \Delta Q^*)\Delta Q^*. \qquad (12)$$

Из уравнения (12) следует, что величина Δe^*, характеризующая эффективность регулирования подачи скоростью насоса по отношению к регулированию подачи дросселированием, зависит от диапазона регулирования ΔQ^* и отношением приращений $\Delta H^* / \Delta Q^*$ в новой рабочей

точке насоса. Воспользуемся уравнением (5) для определения $\Delta H^* / \Delta Q^*$. Приведем уравнение (5) к относительным единицам, получим

$$H^* = A_1^* + B_1^* \cdot Q^* + C_1^* \cdot Q^{*2}, \tag{13}$$

где $H^* = H/H_1$, $Q^* = Q/Q_1$ $A_1^* = A_1/H_1$, $B_1^* = (B_1 Q_1)/H_1$, $C_1^* = (C_1 Q_1^2)/H_1$.

Взяв уравнение (13) в приращениях, получаем

$$\left(\frac{\Delta H^*}{\Delta Q^*}\right) = C_1^* \Delta Q^* - \left(B_1^* + 2C_1^*\right). \tag{14}$$

Подставляем формулу (14) в формулу (12), находим

$$\Delta e^* = \left[C_1^* \Delta Q^* - \left(B_1^* + 2C_1^*\right)\right] \cdot \left(1 - \Delta Q^*\right) \cdot \Delta Q^* \quad . \tag{15}$$

Из формулы (15) следует, что эффективность регулирования подачи скоростью центробежного насоса по отношению к регулированию подачи дросселированием Δe^* зависит от диапазона регулирования подачи относительно данной точки ΔQ^* и параметров $Q - H$ характеристики насоса B_1^* и C_1^*.

Формула представляет экономию полезной мощности без учета потерь в самом насосном агрегате. Однако известно, что КПД насоса существенно зависит от подачи, принимая максимальные значения в рабочей точке. Поэтому для получения экономии энергии, вырабатываемой на валу привода насосного агрегата уравнение (15) следует скорректировать на величину $\eta(\Delta Q^*)$. Для примера приведем зависимость вида (15), скорректированную на величину $\eta(\Delta Q^*)$ для нескольких насосов. Данные насосов представлены в таблице 1 [4]. Зависимости вида (15) показаны на рис.3.

Таблица 1

Характеристики насосов

№ п. п	Тип насоса	Уравнение $Q - H$ характеристики вида $H = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2$	Уравнение КПД
1.	ЦНС38-44-220, 2950 об/мин, 38 м3/час, 44 м	26,8+0,168Q-0,00787Q^2	0,04Q– –0,00073Q^2+0,000003Q^3
2.	ЦНС180-76-880, 2950 об/мин, 180 м3/час, 76м	75+0,139Q-0,00098Q^2	0,0068Q–0,000017Q^2+ +0,017·10^{-6}Q^3
3.	ЦНС180-500-900, 2950 об/мин, 180 м3/час, 500м	105,5+0,096Q-0,0007Q^2	0,0085Q–0,0000276Q^2 + +0,014·10^{-6}Q^3

4.	ЦНС850-240-960, 1450 об/мин, 850 м3/час, 240м	126,2+0,035Q-0,000049Q^2	$0{,}237\cdot10^{-2}-0{,}024\cdot10^{-4}\cdot Q^2+$ $+0{,}00062\cdot10^{-6}Q^3$

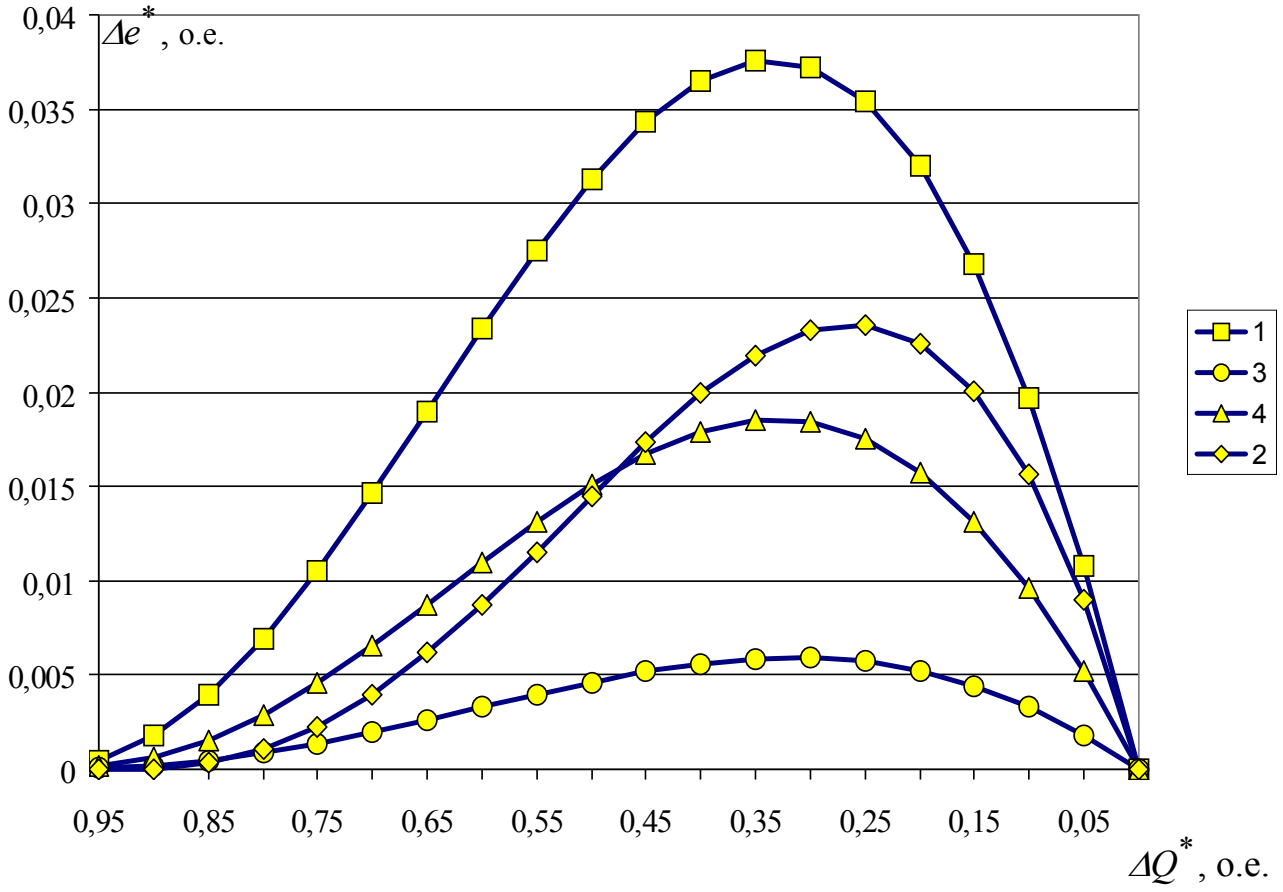


Рис. 3

Из изложенного выше можно сделать следующие выводы.

1. Эффективность регулирования подачи скоростью центробежного насоса по отношению к регулированию подачи дросселированием при постоянстве напора в гидравлической сети существенно зависит от жесткости *Q-H* характеристики насоса. Чем выше жесткость – тем меньше эффект (см. формулу (12)). Из рис.3 видно, что эффективность регулирования подачи скоростью насоса не превышает 3,7% во всем диапазоне регулирования подачи.

2. Максимум эффективности регулирования подачи скоростью насоса находится в пределах 10…45% относительно рабочей точки. Таким образом, глубокое регулирование подачи скоростью насоса (больше 45%), равно как и небольшое регулирование (в пределах до 10%) является нецелесообразным с точки зрения экономии электроэнергии в случае поддержания постоянства напора в гидросети.

3. Результаты расчетов получены для номинальной рабочей точки насоса. Когда рабочая точка на *Q-H* характеристике смещается в сторону уменьшения подачи, расчетные показатели эффективности будут существенно ниже из-за увеличения жесткости его характеристики, хотя максимум КПД насоса при регулировании его скорости смещается в ту же сторону.

Рассмотрим вариант регулирования $H_c = \mathrm{var}$, $Q_c = \mathrm{var}$, когда в гидравлической сети нет необходимости поддержания постоянства напора. Это возможно, например, когда регулирование количества жидкости, подаваемой насосом, осуществляется в соответствии с технологическим процессом (в системе охлаждения, где подача охлаждающей жидкости зависит от количества отводимого тепла; в системе полива и т.д.).

В этом случае уменьшение подачи до величины Q_2 путем регулирования скорости насоса сопровождается изменением его $Q-H$ характеристики и перемещением рабочей точки из точки *"1"* в точку *"2'"* по характеристике сети (рис.4). То есть характеристика сети есть геометрическое место рабочих точек насоса при регулировании подачи без поддержания постоянства напора.

По-прежнему изменение производительности дросселированием приводит к смещению рабочей точки насоса по его $Q-H$ характеристике в точку *"2"*.

Эффективность регулирования подачи скоростью насоса по отношению к регулированию подачи дросселированием определяется формулой (11), где разница в напоре вычисляется из выражения

$$\Delta H^* = \Delta H_{21}^* + \Delta H_{12}^*, \tag{16}$$

где $\Delta H_{21}^* = \Delta H_{21} / H_1$ – относительное увеличение напора в результате дросселирования; $\Delta H_{12}^* = \Delta H_{12} / H_1$ – относительное уменьшение напора в результате снижения скорости насоса.

Очевидно, что ΔH_{21}^* и соответствующая ему эффективность определяются по формулам (14) и (15). Величина ΔH_{12}^* оценивается через уравнение сети (6) в относительных единицах

$$H^* = H_0^* + R_1^* \cdot Q^*, \tag{17}$$

где $H_0^* = H_0 / H_1$, $R_1^* = R_1 Q_1^2 / H_1$.

В приращениях относительно точки *"1"*, учитывая, что $H_1^* = 1$, $Q_1^* = 1$, имеем

$$\Delta H_{12}^* = R_1^* \Delta Q^* \left(2 - \Delta Q^*\right), \tag{18}$$

где $R_1^* = 1 - H_0^*$.

Формулы (14) и (18) подставляем в формулу (16) и находим

$$\Delta \mathrm{H}^* = \left\{ \left[\mathrm{C}_1^* \Delta \mathrm{Q}^* - \left(\mathrm{B}_1^* + 2\mathrm{C}_1^* \right) \right] + \left[\mathrm{R}_1^* \left(2 - \Delta \mathrm{Q}^* \right) \right] \right\} \Delta \mathrm{Q}^* \quad . \tag{19}$$

Из формул (16,) и (19) определяем

$$\Delta e^* = \left[\left(R_1^* - C_1^*\right)\left(2 - \Delta Q^*\right) - B_1^*\right] \cdot \left(1 - \Delta Q^*\right) \cdot \Delta Q^* \quad . \tag{20}$$

Проанализируем уравнение (20). Для этого получим производную $d\left(\Delta e^*\right) / d\left(\Delta Q^*\right)$ и приравняем ее нулю. Имеем

$$\frac{\mathrm{d}\left(\Delta \mathrm{e}^*\right)}{\mathrm{d}\left(\Delta \mathrm{Q}^*\right)} = \mathrm{D}^* - 2\left(3\mathrm{R}^* - \mathrm{B}_1^*\right)\Delta \mathrm{Q}^* + 3\mathrm{R}^* \Delta \mathrm{Q}^{*2} = 0, \tag{21}$$

$$\Delta Q_m^* = \frac{\left(R^* + D^*\right) - \sqrt{R^{*2} - R^* D^* + D^{*2}}}{3R^*}, \tag{22}$$

где $R^* = R_1^* - C_1^*$, $D^* = 2R^* - B_1^*$, $R_1^* = 1 - H_0^*$.

Таким образом, при подаче $1 - \Delta Q_m^*$ эффективность использования регулирования скорости насоса по сравнению с дросселированием будет максимальной

$$\Delta e_{\max}^* = \left[R^*\left(2 - \Delta Q_m^*\right) - B_1^*\right] \cdot \left(1 - \Delta Q_m^*\right) \cdot \Delta Q_m^* \quad . \tag{23}$$

Из уравнений (22) и (23) следует, что величина $\Delta e_{\max}^*$ зависит от относительного статического напора H_0^* и коэффициентов $Q - H$ характеристики при номинальной скорости насоса B_1^* и C_1^*.

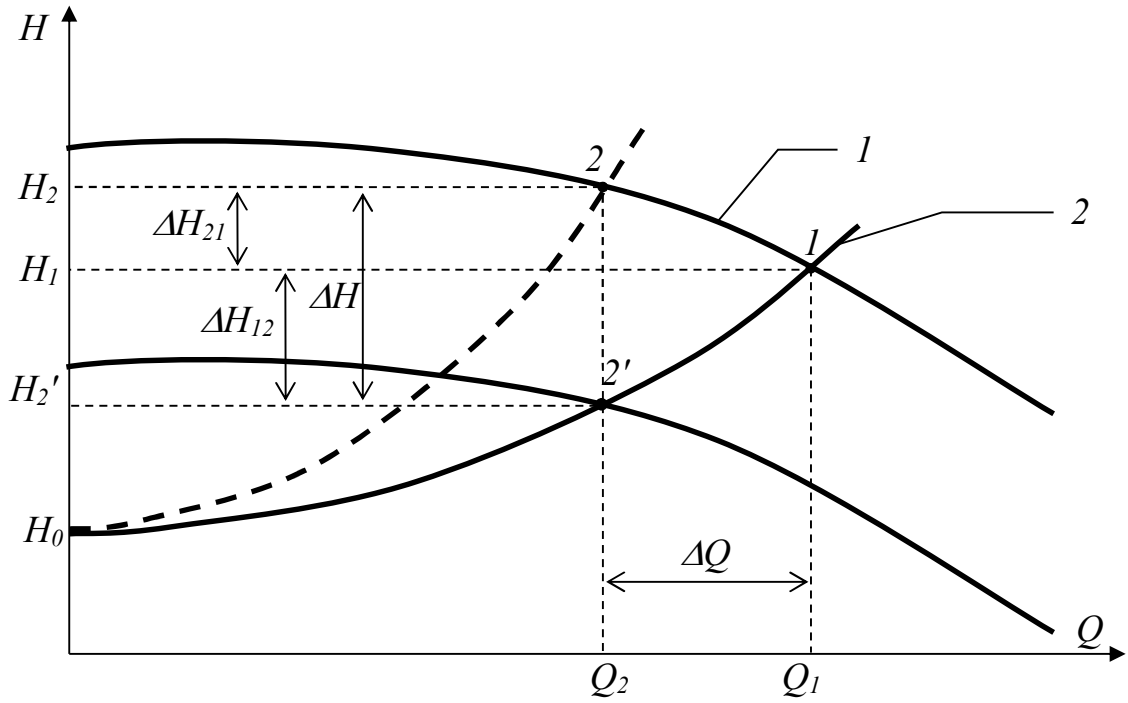


Рис.4

Рассмотрим, как переменные ΔQ_m^* и $\Delta e_{\max}^*$ зависят от указанных параметров. При этом считаем, что данные переменные зависят не от аргумента R_1^*, а от аргумента $R^* = R_1^* - C_1^*$. Это допущение влияет лишь на диапазон изменения аргумента R_1^*. Поэтому $R^* = 1 - H_0^*$, где диапазон изменения H_0^* смещен на величину C_1^*. Коэффициент B_1^* характеризует изменение напора относительно режима холостого хода при увеличении подачи насоса, то есть жесткость $Q-H$ характеристики. Чем больше B_1^* – тем выше жесткость и ниже эффективность использования регулирования скорости насоса по сравнению с дросселированием.

В диапазоне изменения аргумента $H_0^* = 0...0{,}5$ для различных B_1^*=0,1; 0,4; 0,9 получаем тренды изменения точки максимума эффективности (рис.5).

Из рис.5 следует, что максимальная эффективность приходится на режим работы насоса без противодавления. При этом увеличение жесткости $Q-H$ характеристики резко снижает эффективность использования регулирования подачи с помощью скорости насоса по сравнению с регулированием подачи путем перемещения задвижки. Из рисунка также следует, что максимум эффективности находится в диапазоне ΔQ_m^*=0,35…0,42. Большее значение ΔQ_m^* соответствует меньшим значениям B_1^* и H_0^*. Для B_1^*= 0, H_0^*=0 имеем ΔQ_m^*= 0,423. Подставляем полученное значение ΔQ_m^* в формулу (23). Получаем $\Delta e_{\max}^* = 0{,}385$.

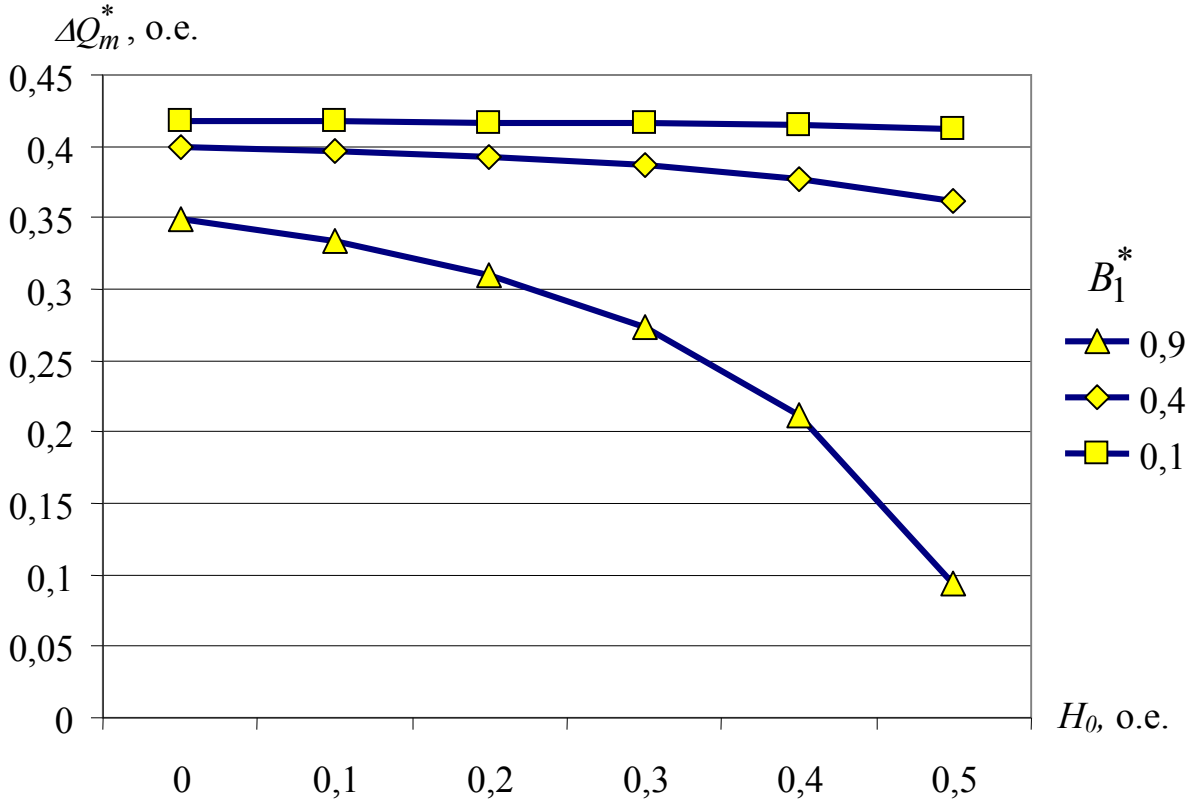


Рис.5

Таким образом, по способу регулирования подачи жидкости без поддержки постоянства напора можно сделать следующие выводы.

1. Теоретически максимальная эффективность использования скоростного способа регулирования подачи насоса по сравнению с дросселированием составляет 38,5% относительно мощности, потребляемой насосом в номинальной рабочей точке. Эта эффективность соответствует глубине регулирования подачи 42,3% относительно номинальной производительности.

2. Увеличение противодавления существенно снижает эффективность использования скоростного способа регулирования насоса (рис.6).

При третьем законе регулирования параметров сети по технологическим причинам требуется поддержание постоянства подачи $Q_c = const$. Такое регулирование возможно за счет изменения напора сети $H_c = \mathrm{var}$. При этом насосный агрегат может работать с постоянной мощностью, а поддержание постоянства подачи в сети обеспечивается байпасной системой. В другом, более экономичном случае, поддержание постоянства подачи в сети осуществляется путем регулирования скорости насоса (рис.7).

Открытие заслонок у потребителей эквивалентно изменению характеристики сети от кривой *"1"* до кривой *"2"* (рис.7). Необходимость стабилизации подачи, связанная, например, с особенностями нагрева воды в отопительной системе, приводит к необходимости снижения скорости насосного агрегата.

Тогда эффективность регулирования скоростью определяется по формуле

$$\Delta e^* = e^*_\omega - e^*_d = \Delta H^*, \tag{24}$$

где $e^*_d = \dfrac{\Delta P_d}{H_1 Q_1} = 0$, $e^*_\omega = \dfrac{\Delta P_\omega}{H_1 Q_1} = \dfrac{H_1 Q_1 - Q_1 (H_1 - \Delta H)}{H_1 Q_1} = \Delta H^*$.

Из формулы (24) и рис.7 видно, что максимальная эффективность стабилизации подачи скоростью насоса ограничивается величиной противодавления, то есть

$$\Delta e^*_{max} = 1 - H^*_0. \tag{25}$$

Таким образом, при работе насоса на сеть без противодавления эффективность стабилизации подачи в сети скоростью насоса ограничивается лишь устойчивостью работы насоса в области его малых подач.

В зависимости от назначения выделяют насосные станции хозяйственно-питьевого водоснабжения населенных пунктов и промышленных предприятий, канализационные, систем теплоснабжения, дренажные. Способ объединения насосов в рабочие группы подразделяется на системы с индивидуальной работой насосов, который характерен для объектов с незначительными мощностями насосов (дренажные станции) и

системы с совместной работой насосов. Требуемые технологические характеристики обеспечиваются при помощи параллельного, последовательного и комбинированного соединения насосных агрегатов. Как правило, применяют параллельное соединение насосов.

Выводы, представленные выше, могут быть обобщены и для этого случая. Например, регулирование подачи изменением частоты вращения одновременно двух насосов по своим показателям равноценно регулированию скорости эквивалентного насоса при его работе с суммарной производительностью двух насосов. Однако такое регулирование не всегда целесообразно.

Рассмотрим параллельную работу двух насосов. Производительность такой насосной станции будет определяться суммой производительностей этих насосов. В относительных величинах имеем производительность насосной станции

$$Q^* = Q_I^* + Q_{II}^* . \qquad (26)$$

где $Q^* = Q/Q_1$, $Q_I^* = Q_I/Q_1$, $Q_{II}^* = Q_{II}/Q_1$, Q_1 – суммарная номинальная производительность двух насосов.

Пусть относительный диапазон регулирования подачи насосной станции, включающей два параллельно работающих насоса, составляет $\Delta Q^* = \Delta Q/Q_1$.

Одновременное скоростное регулирование подачи двух насосов предусматривает наличие двух регулируемых электроприводов насосов, что является дорогостоящим вариантом решения проблемы регулирования подачи. Поэтому принимаем вариант регулирования одним насосом (насос II). Тогда

$$1 - \Delta Q^* = Q_{I,y}^* + \left(Q_{II,y}^* - \Delta Q^*\right), \qquad (27)$$

где $Q_{I,y}^*$, $Q_{II,y}^*$ – номинальные (установленные) производительности насосов.

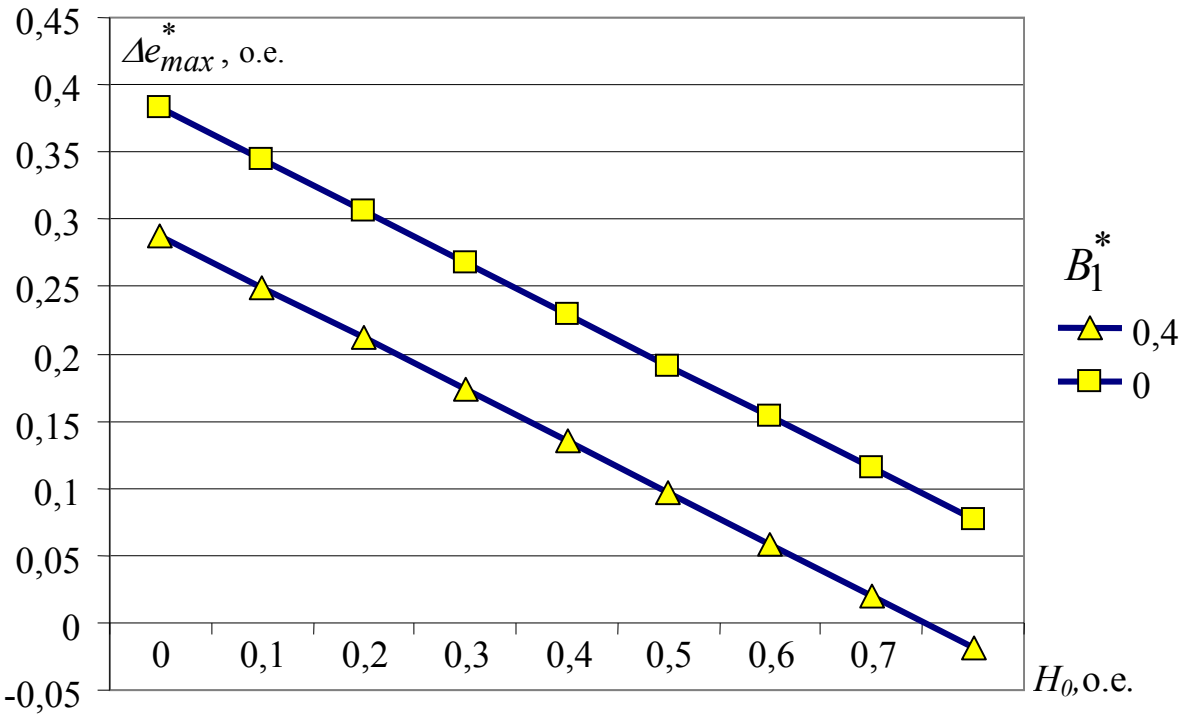


Рис.6

В соответствии с данными выше рекомендациями при постоянстве напора в гидросистеме следует, видимо, выбирать максимальный диапазон регулирования 2-го насоса в пределах до λ от его номинальной производительности, то есть $\Delta Q^*_{\max} = \lambda Q^*_{II,y}$. Тогда при заданном диапазоне регулирования производительности насосной станции ΔQ^* нужно выбирать насос с регулированием скорости на производительность

$$Q^*_{II,y} = \frac{\Delta Q^*}{\lambda}. \qquad (28)$$

Производительность 1-го насоса определится из выражения

$$Q^*_{I,y} = 1 - \frac{\Delta Q^*}{\lambda}. \qquad (29)$$

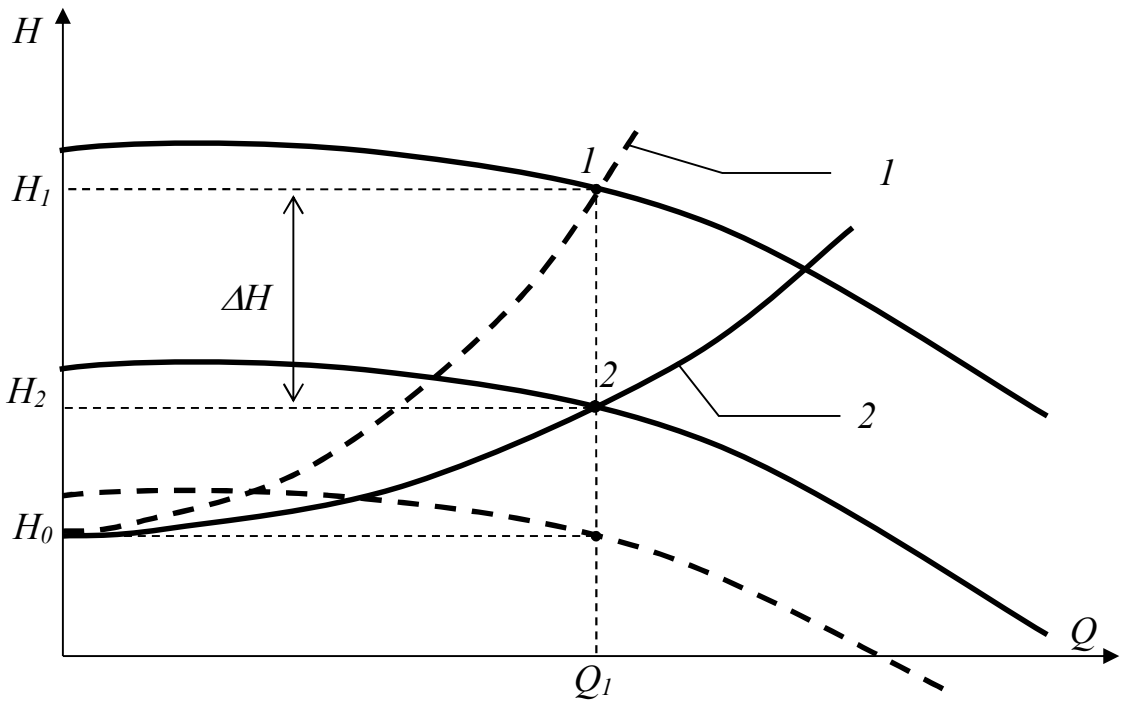


Рис.7

К примеру, если диапазон регулирования подачи в гидросети при постоянстве давления составляет всего до 10% от полной производительности, с точки зрения экономии электроэнергии и капитальных затрат нет необходимости использовать один насос с регулируемой скоростью, так как экономия электроэнергии с помощью скоростного способа регулирования подачи по сравнению с регулированием подачи с помощью задвижки будет составлять всего до 1,5% (рис.3).

Целесообразно выйти на максимальную экономию энергии 3,7% путем использования двух насосов, один из которых является регулируемым по скорости. При этом регулируемый по скорости насос должен иметь максимальное регулирование подачи $\Delta Q^*_{\max}$ в пределах до 40…50% от своей номинальной производительности ($\lambda = 0{,}4...0{,}5$) (рис.3). В этом случае производительность регулируемого по скорости насоса составит 20…25% от общей производительности и, соответственно, нерегулируемый насос должен быть выбран на производительность 75…80%.

Данные рассуждения можно распространить на случай, когда поддержания постоянства напора в сети не требуется. При этом максимальное регулирование подачи в регулируемом насосе должно составлять 35…42% от его номинальной производительности (рис.5). Следует также иметь ввиду увеличение противодавления в нерегулируемом насосе на величину разницы между его сниженным напором вследствие уменьшения скорости и напором нерегулируемого насоса.

Для закона регулирования $H_c = \mathrm{var}$, $Q_c = const$ нет необходимости использовать насосные станции с несколькими установками. Необходимо выбирать один насосный агрегат с регулируемым по скорости приводом.

Выводы. Приведенные исследования позволяют сделать несколько общих рекомендаций по выбору рационального способа регулирования производительности насоса.

1. Теоретически максимальная эффективность с точки зрения экономии мощности, расходуемой на регулирование подачи путем регулирования скорости насоса, по сравнению с регулированием подачи задвижкой находится в пределах 4% при поддержании постоянства напора в гидросистеме и порядка 40% без поддержания постоянства напора.

2. Регулирование подачи одного насоса должно находиться в диапазоне (5-10)%... (40-50)% от его номинальной производительности.

3. Количество энергии, которую можно сэкономить путем применения регулируемого привода насосов, определяется эквивалентным за цикл работы диапазоном регулирования подачи. Этот диапазон можно получить путем анализа гистограмм расхода жидкости в сети за принятый цикл работы и вычисления эквивалентного расхода за этот цикл.

4. Не следует увлекаться установкой регулируемых электроприводов на магистральных трубопроводах и гидросетях, где поддерживается постоянство напора или невысокий диапазон регулирования подачи. Экономия мощности при скоростном регулировании подачи в лучшем случае составляет несколько процентов по сравнению с регулированием с помощью задвижки.

5. Работу насосных станций следует организовывать таким образом, чтобы каждый насос работал с максимально возможным КПД при заданном диапазоне регулирования напора. Рациональным вариантом может быть использование одного (нескольких) нерегулируемых насосов и одного регулируемого по скорости. Регулируемый насос выбирается по диапазону регулирования подачи в соответствии с приведенными выше рекомендациями.

6. Наиболее целесообразным с точки зрения эффективной экономии электроэнергии является применение регулируемых по скорости приводов насосных агрегатов для поддержания постоянства подачи в сети.

Список литературы

1. Гоппе Г.Г. Снижение энергетических потерь в трубопроводных магистралях при транспортировании жидкостей и газов. // Энергосбережение и водоподготовка, 2008, №1 (51), с. 68-73.
2. Пивняк Г.Г., Волков О.В. Современные частотно-регулируемые асинхронные электроприводы с широтно-импульсной модуляцией: Монография. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2006. – 470 с.

3. Гейнер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: - М.: Недра, 1991. – 321 с.
4. Попов В.М. Водоотливные установки. Справочное пособие. – М.: Недра, 1990. – 250с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Бешта Александр Степанович, д.т.н. профессор, заведующий кафедрой электропривода, проректор по научной работе, Национальный горный университет.
Адрес: 49005, Днепропетровск, пр. К. Маркса 19, НГУ
Тел. / факс: (0562) 47-39-09
E-mail: beshtaa@nmu.org.ua

Азюковский Александр Александрович, доцент кафедры электропривода, Национальный горный университет.
Адрес: 49005, Днепропетровск, пр. К. Маркса 19, НГУ кафедра электропривода
Тел: (0562) 39-64-95
E-mail: azalexs@mail.ru

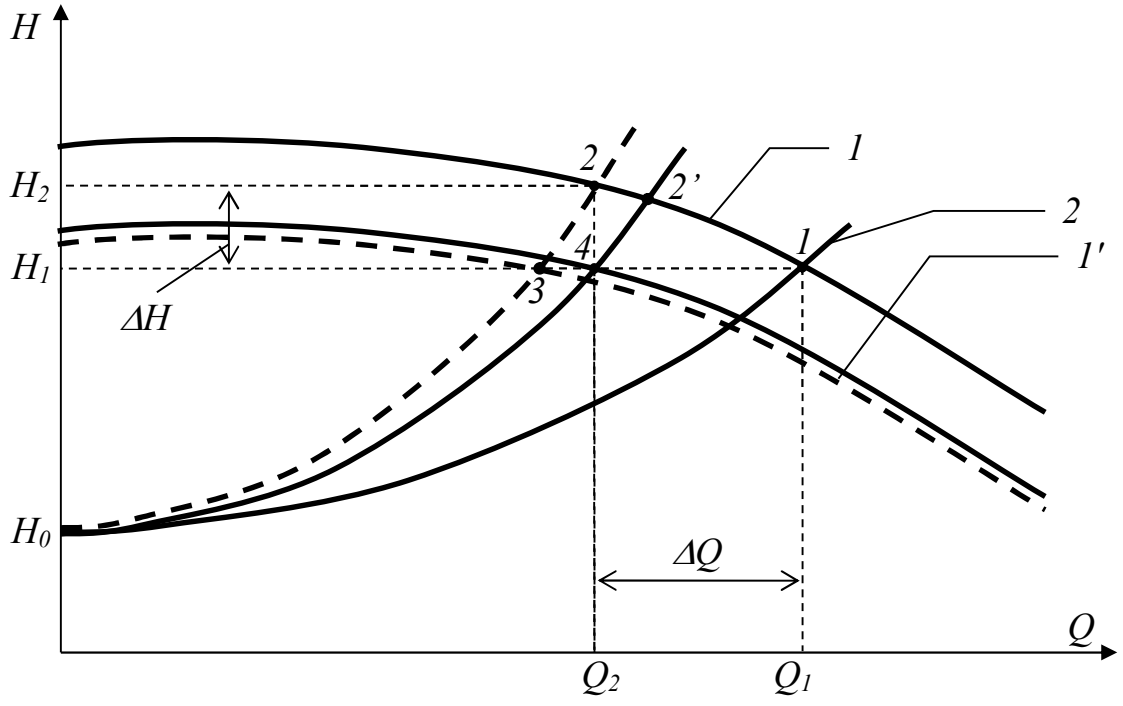
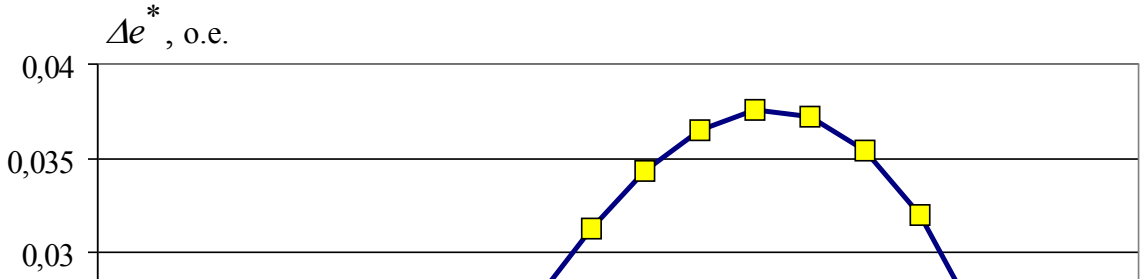


Рис.2



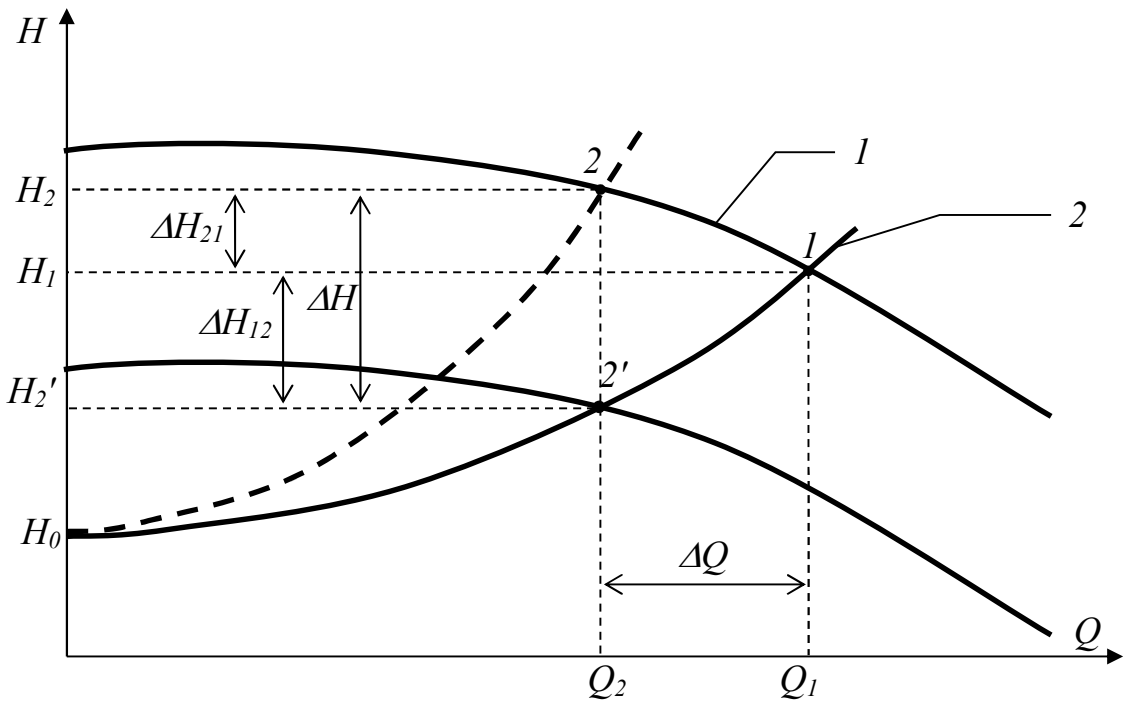


Рис.4

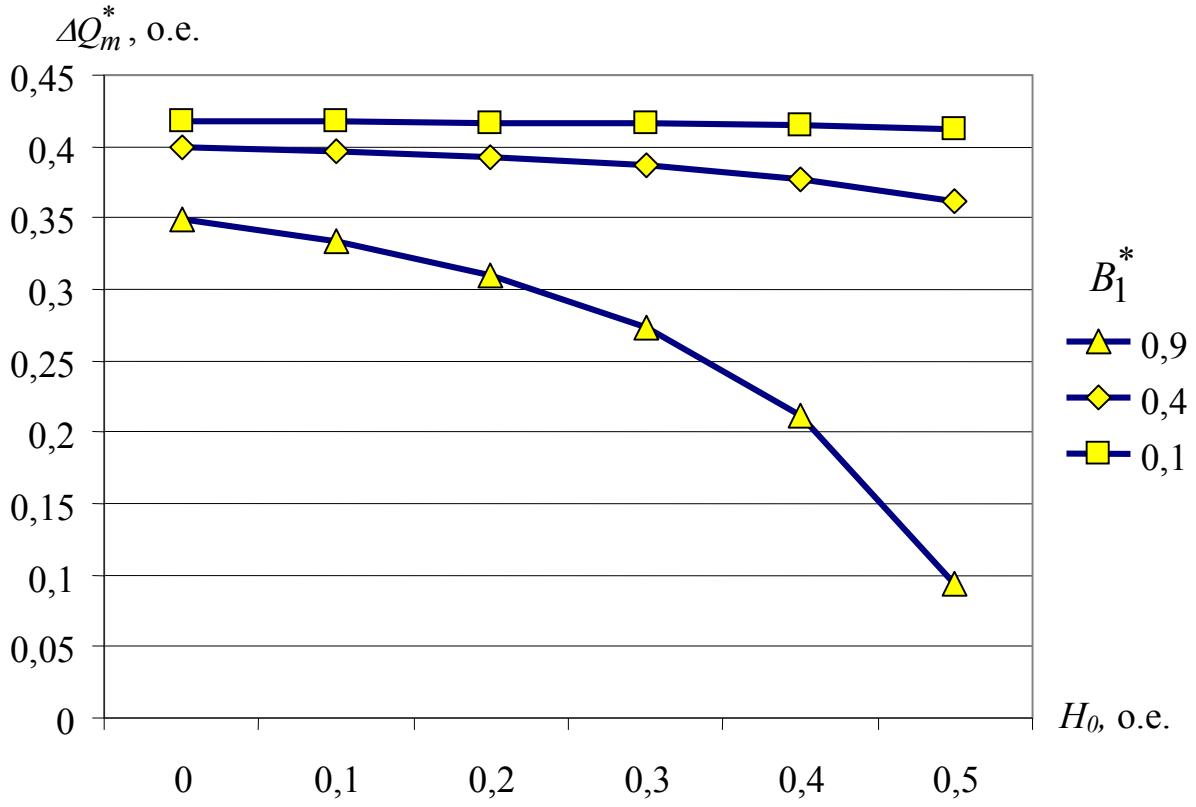

ΔQ_m^*, о.е.
0,45
0,4
0,35
0,3
0,25
0,2
0,15
0,1
0,05
0
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
H_0, о.е.
B_1^*
0,9
0,4
0,1

Рис.5

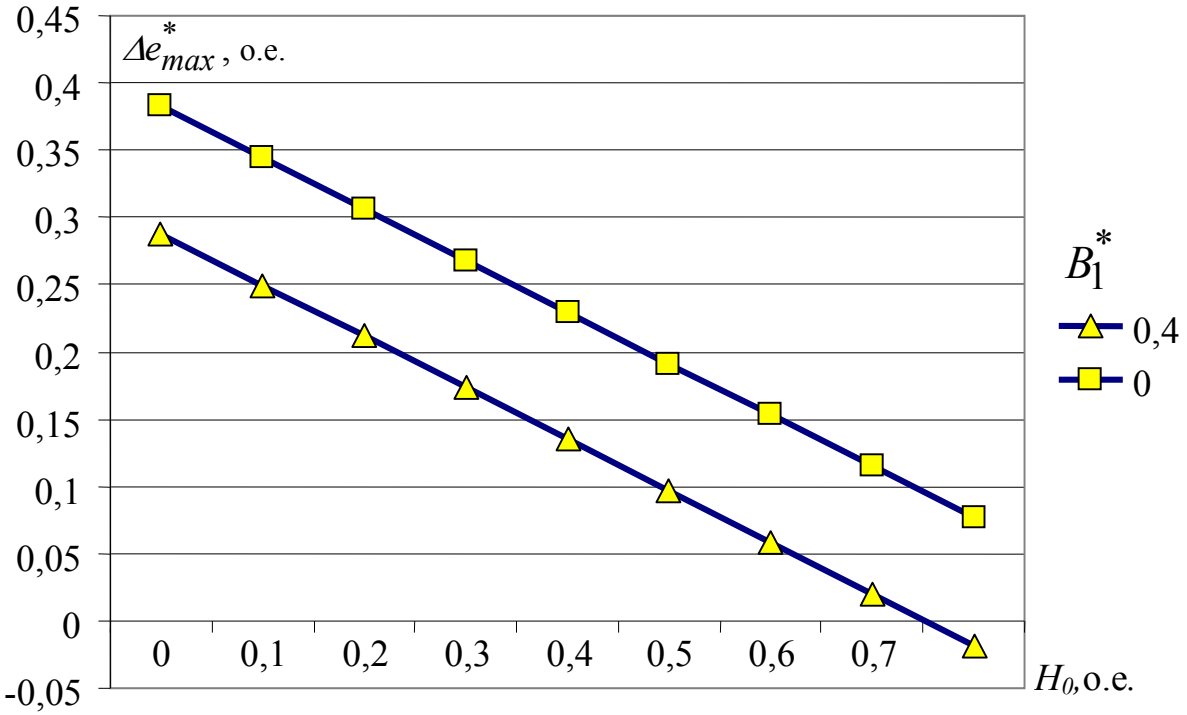

0,45
0,4
0,35
0,3
0,25
0,2
0,15
0,1
0,05
0
-0,05
Δe^*_{max}, о.е.
0
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
H_0,о.е.
B_1^*
0,4
0

Рис.6

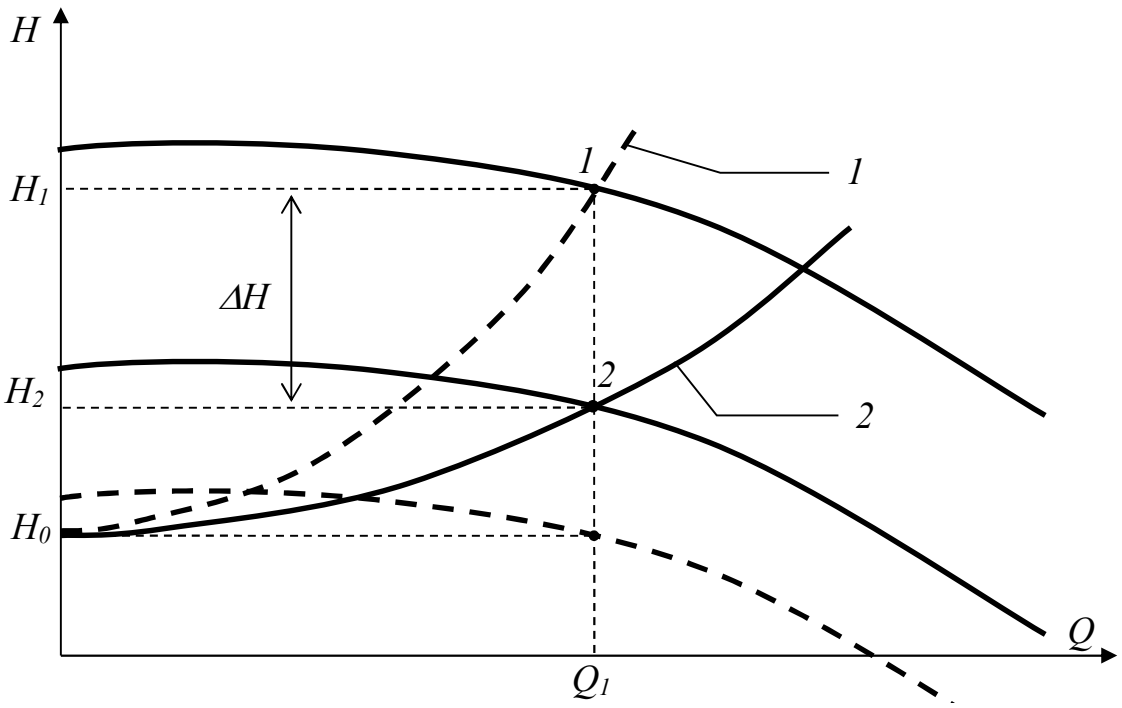


Рис.7

Таблица 1
Характеристики насосов

№ п. п	Тип насоса	Уравнение $Q-H$ характеристики вида $H = A_1 + B_1 \cdot Q + C_1 \cdot Q^2$	Уравнение КПД
1.	ЦНС38-44-220, 2950 об/мин, 38 м3/час, 44 м	$26{,}8+0{,}168Q-0{,}00787Q^2$	$0{,}04Q- -0{,}00073Q^2+0{,}000003Q^3$
2.	ЦНС180-76-880, 2950 об/мин, 180 м3/час, 76м	$75+0{,}139Q-0{,}00098Q^2$	$0{,}0068Q-0{,}000017Q^2+ +0{,}017\cdot 10^{-6}Q^3$
3.	ЦНС180-500-900, 2950 об/мин, 180 м3/час, 500м	$105{,}5+0{,}096Q-0{,}0007Q^2$	$0{,}0085Q-0{,}0000276Q^2 + +0{,}014\cdot 10^{-6}Q^3$
4.	ЦНС850-240-960, 1450 об/мин, 850 м3/час, 240м	$126{,}2+0{,}035Q-0{,}000049Q^2$	$0{,}237\cdot 10^{-2}-0{,}024\cdot 10^{-4}\cdot Q^2+ +0{,}00062\cdot 10^{-6}Q^3$