

**ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОМЕХАНИЗМОВ В ДВИГАТЕЛЬНОМ И ТОРМОЗНОМ РЕЖИМАХ ЭЛЕКТРОПРИВОДА**

*Виконано аналіз способів представлення характеристик і процесів перетворення енергії в відцентрових гідромашинах при зміні напрямку руху рідини й частоти обертання з урахуванням різного відкриття напрямного апарата. Отримані апроксимаційні залежності повних характеристик гідротурбіни при різних способах регулювання її потужності.*

*Выполнен анализ способов представления характеристик и процессов преобразования энергии в центробежных гидромашинах при изменении направления движения жидкости и частоты вращения с учетом различного открытия направляющего аппарата. Получены аппроксимационные зависимости полных характеристик гидротурбины при различных способах регулирования ее мощности.*

*The paper present the analysis of processes of centrifugal transformation of energy in hydromachines at change of a direction of liquid movement and machine speed taking into account different open position vanes. Approximation dependencies of hydroturbine full characteristics have been obtained in various conditions of its power regulation.*

**Введение.** Современные насосные станции (НС) представляют собой электрогидравлическое оборудование с различными схемами включения насосных агрегатов (НА), работающих на разветвленную систему трубопроводов, оснащенную запорно-регулирующей и контрольно-измерительной аппаратурой, и характеризуются переменными во времени режимами работы. Для городских водопроводных НС с параллельным включением НА режим работы определяется графиком водоподачи, имеющим значительные колебания в течение суток. Основной задачей регулирования в таких станциях является поддержание давления в трубопроводной сети на заданном уровне в требуемом интервале времени [8], что на практике, в большинстве случаев, реализуется дросселированием напора задвижкой, установленной в выходном коллекторе. При этом имеют место потери напора на регулирующем органе задвижки, достигающие 40-50 % общего напора, создаваемого НА, и снижение КПД насосов в пределах 20-40% от номинального [8].

В работах [5, 6, 13] обосновано использование активных регулирующих устройств в качестве альтернативного средства изменения производительности НС, основной элементной базой которых являются гидравлические турбины или обратимые гидромашин [3, 4, 7] с электрическим генератором на одном валу и устройствами регулирования мощности на базе направляющего аппарата или преобразователя частоты (рис.1). Возможны различные варианты включения активного регулирующего устройства в технологическую схему НС, выбор которого производится на основе данных о схеме включения НА, типах и характеристиках работающих турбомашин, требуемом диапазоне регулирования технологических параметров, используемом базовом способе регулирования и т.п. Применение обратимых гидромашин расширяет возможности регулирования параметров НС – при включении в насосном режиме позволяет увеличить производительность насосной установки; в турбинном

режиме – снизить подачу с возможностью одновременной рекуперации энергии в сеть.

В работах [5, 6, 13] доказано, что мощность гидротурбинного агрегата составляет 20-30 % от установленной мощности насосных агрегатов при требуемом диапазоне регулирования подачи в пределах 50% вниз от номинальной. При этом КПД гидротурбинных агрегатов достаточно высок (90-95 %) [4, 7], что позволяет повысить энергоэффективность работы НС.

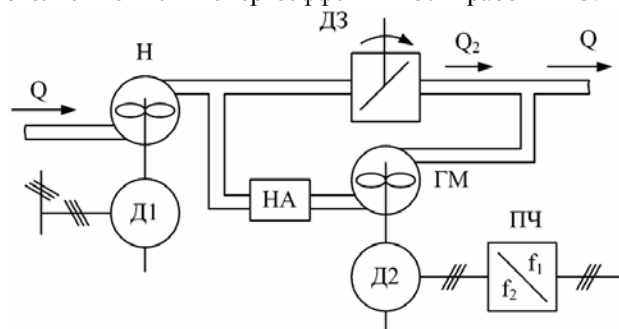


Рис. 1. Блок-схема насосной установки с активным регулирующим устройством: Н – насос; Д1 – двигатель насоса; ГМ – гидравлическая машина; Д2 – двигатель ГМ; ПЧ – преобразователь частоты; ДЗ – дроссельная заслонка; НА – направляющий аппарат

**Цель работы** – разработка математического аппарата для описания полных характеристик гидротурбин и анализ режимов их работы, как активных регулировочных устройств технологических комплексов систем городского водоснабжения.

**Материал и результаты исследований.** Для построения системы автоматического регулирования параметрами НС с активным регулировочным устройством в коммуникационной сети и исследования динамических процессов в гидротранспортной системе необходимо иметь математическое описание режимов ее работы при различных направлениях потока жидкости через гидромашину в виде аналитических зависимостей ее напорно-расходных, энергетических и механических характеристик.

Работа лопастной гидромашины в четырех квадрантах ее характеристик представлена на рис. 2 в координатах приведенных величин частоты вращения (ордината) и подачи (абсцисса), и исследована путем проведения экспериментов с модельной гидромашиной [1-3, 7, 9, 11, 12, 14].

В системах водоснабжения гидромашина в составе системы активного регулирования производительности (САРП) может работать в установившихся насосном I и турбинном III режимах, а также в переходном – режиме противотока II, который может происходить, например, при регулировании частоты вращения одного из параллельно включенных насосов, когда регулируемый насос будет создавать напор по величине, меньший статического напора в трубопроводе; а также в схеме с последовательно включенными агрегатами при прекращении подачи питания к приводу высоконапорного агрегата, когда под действием обратного потока напор вспомогательного насоса становится больше напора при закрытой задвижке [1, 2, 11].

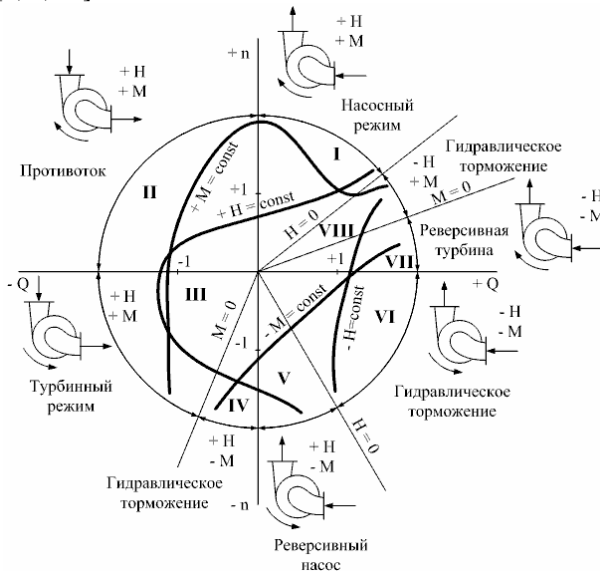


Рис. 2. Полная характеристика гидромашины

Анализ такого способа представления полных характеристик гидромашин показал, что в работах [4, 7, 8, 11, 12, 14] не учитываются влияние совместной работы насосных агрегатов, активных регулировочных устройств на трубопроводную сеть с изменяющимся статическим напором и гидродинамическим сопротивлением; особенности групповой работы агрегатов с различными способами регулирования гидравлической мощности активного регулятора. В [3, 4, 7, 14] отсутствует математическое описание напорно-расходных, энергетических и механических характеристик гидромашин, что является необходимым для обоснования выбора системы электропривода активных регулировочных устройств.

Применительно к системе городского водоснабжения для насосной станции II-го подъема с двумя параллельно включенными насосами мощностью 800 и 500 кВт при работе на сеть потребителя со статическим напором 40 м и диапазоном регулирования производительности в пределах 40 % вниз от номинальной согласно разработанным в [13] алгоритмам выбо-

ра мощности и расчета рабочих характеристик гидротурбин осуществлен выбор радиально-осевого гидротурбинного агрегата (таблица) и получены аппроксимационные зависимости рабочих характеристик при регулировании его мощности направляющим аппаратом и частотой вращения:

$$H_m = H_{0m} \cdot v_m^2 + \left(\frac{A}{\alpha} + B\right) \cdot v_m \cdot Q_m + \frac{R_m}{\alpha^2} Q_m^2; \quad (1)$$

$$\eta_m = C(\alpha) + D(\alpha) \cdot \frac{1}{\sqrt[4]{v_m}} \cdot \sqrt[4]{Q_m} + E(\alpha) \cdot \frac{1}{v_m} \cdot Q_m; \quad (2)$$

$$N_m = \rho \cdot g \cdot H_m \cdot Q_m \cdot \eta_m, \quad (3)$$

где  $H_m, \eta_m, N_m, Q_m$  - напор, КПД, мощность и подача гидротурбины;  $H_{0m}, R_m$  - напор при нулевой подаче и внутреннее сопротивление турбины;  $C(\alpha), D(\alpha), E(\alpha)$  - аппроксимирующие функции;  $A, B, c_2, c_3, c_4, d_2, d_3, d_4, e_2, e_3, e_4$  - коэффициенты аппроксимации, зависящие от типа гидротурбины и ее конструктивных особенностей [6];

$$\alpha = \frac{a_0}{a_{0\text{ onm}}}, v_m = \frac{n_m}{n_{m\text{ onm}}} - \text{относительные открытие}$$

направляющего аппарата и частота вращения турбины;  $a_0, n_m, a_{0\text{ onm}}, n_{m\text{ onm}}$  - текущие и оптимальные открытия направляющего аппарата и частоты вращения рабочего колеса турбины соответственно.

Анализ совместной работы насосных агрегатов на коммуникационную сеть с активным регулировочным устройством, выполненный в [6], позволил получить:

- напор турбины

$$H_m = \frac{H_{02}R_{n1} - \gamma Q_n^2(t) - H_{01}R_{n2}}{\delta} + \frac{2\gamma Q_n(t) \cdot (\sqrt{(H_{01} - H_{02})\delta + \gamma Q_n^2(t)} - R_{n2}Q_n(t))}{\delta^2} - \quad (4)$$

$$- H_{cm} - R_c Q_n^2(t);$$

- относительную частоту вращения

$$v_m = \frac{1 - Q_n(t)(A + B\alpha) + \sqrt{\beta Q_n^2(t) + 4H_{0m}\alpha^2 H_m}}{2H_{0m}\alpha}; \quad (5)$$

- относительное открытие направляющего аппарата

$$\alpha = \frac{-\sqrt{A^2 v_m^2 - 4R_m(H_{0m}v_m^2 + Bv_m Q_n(t) - H_m)Q_n(t)}}{2(H_{0m}v_m^2 + Bv_m Q_n(t) - H_m)} - \frac{Av_m Q_n(t)}{2(H_{0m}v_m^2 + Bv_m Q_n(t) - H_m)}, \quad (6)$$

в зависимости от параметров гидросистемы, где в выражениях (4)-(6):  $Q_n(t)$  - кривая изменения водопотребления;  $H_{01}, R_{n1}, H_{02}, R_{n2}$  - напор при нулевой подаче и внутреннее сопротивление первого и второго насосов соответственно;  $\beta = B^2\alpha^2 + 2BA\alpha + A^2 - 4H_{0m}R_m$ ,  $\delta = -R_{n2} + R_{n1}$ ,  $\gamma = R_{n1}R_{n2}$  - коэффициенты.

Технические параметры выбранной гидротурбины

$N_{m\max},$ кВт	$H_m,$ м	$Q_m,$ м <sup>3</sup> /с	$N_{m\text{ расч}},$ кВт	$D_m, \text{м}$	$n_{m\text{ ном}},$ об/мин	$\eta_{m\text{ ном}}$	$a_{0.\text{ном}},$ мм
267	13.3	1.48	176	1	255	0.93	38

Подставляя (4) в (5) и (6), можно получить зависимости изменения частоты вращения и степени открытия гидротурбины направляющего аппарата от расхода в сети потребителя, что дает возможность определить механическую характеристику гидротурбины, как элемента системы активного регулирования параметров гидротранспортной системы. На рис. 4 приведены полные рабочие характеристики радиально-осевой гидротурбины при различных способах регулирования ее мощности, где символами « $\square$ », « $\times$ » показаны точки, полученные с использованием универсальной характеристики модельной гидротурбины [7].

Анализ полученных характеристик показал, что в требуемом диапазоне регулирования подачи НС (1.5-0.88 м<sup>3</sup>/с) регулирование изменением открытия направляющего аппарата обеспечит большую (в 1.7 раза) по сравнению с частотным регулированием мощность на нижней границе диапазона. Характерными являются точки пересечения кривых  $M = f(Q)$  и  $\eta_{\text{см}} = f(Q)$  осью абсцисс, которые определяют подачи при холостом ходе гидротурбины и характеризуют величину потерь мощности на преодоление внутреннего сопротивления турбины. Для выбранной гидротурбины они находятся в пределах 15-25% номинальной подачи.

Крутящий момент  $M_e$  на валу гидромашины состоит из гидравлического  $M_e$  и механического  $M_{\text{мех}}$  моментов:

$$M_e = M_{\text{мех}} + M_e, \quad (8)$$

где величина  $M_{\text{мех}}$  обычно не превышает 5% номинального момента для лопастных насосов, вентиляторов и компрессоров, т.е.  $M_{\text{мех}} < 0,05M_{\text{ном}}$  [12]; для гидротурбин  $M_{\text{мех}} < (0.0003 \div 0.015)M_{\text{ном}}$  [4, 7].

На рис.5 приведены механические характеристики используемой гидротурбины при различных открытиях направляющего аппарата.

С учетом выше изложенного и математических зависимостей (4)-(6) получен аппроксимационный полином механической характеристики гидромашины в турбинном режиме в зависимости от относительных частоты вращения  $v$  вала гидромашины и открытия направляющего аппарата  $\alpha$ :

$$M_m = A(\alpha) + B(\alpha)v + C(\alpha)v^2, \quad (9)$$

где  $A(\alpha) = a \cdot \alpha^k$ ,  $k = 0.4$ ,  $a = 1.3$ ;

$B(\alpha) = b_1 + b_2 \cdot \alpha + b_3 \cdot \alpha^2 + b_4 \cdot \alpha^3$ ,  $b_1 = 1.3$ ,  
 $b_2 = -2.7$ ,  $b_3 = 6.7$ ,  $b_4 = -3.42$  и

$C(\alpha) = c_1 + c_2 \cdot \alpha + c_3 \cdot \alpha^2 + c_4 \cdot \alpha^3$ ,  $c_1 = -0.76$ ,  
 $c_2 = 0.03$ ,  $c_3 = -1.99$ ,  $c_4 = 1.36$  - аппроксимационные коэффициенты для выбранной гидротурбины.

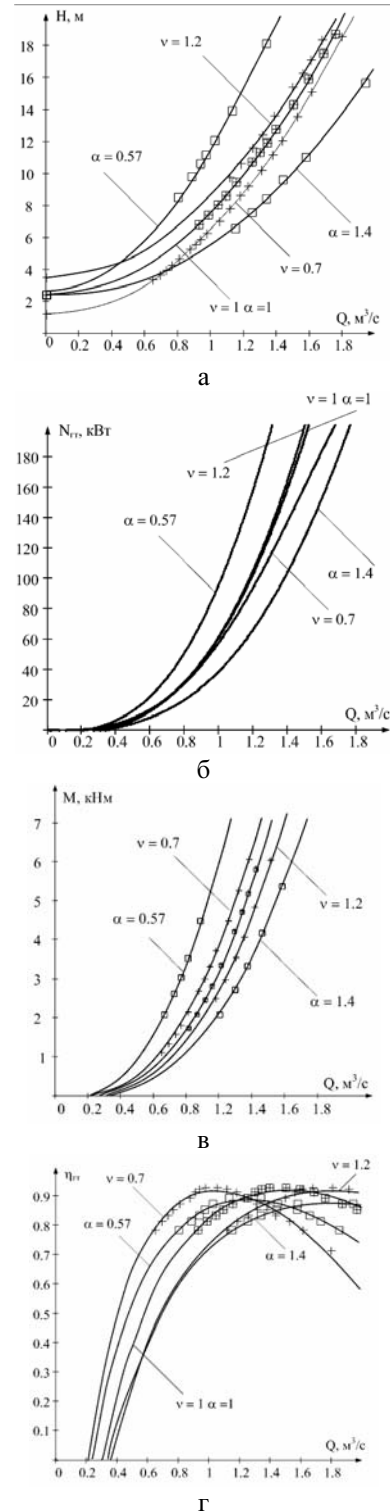


Рис.4. Рабочие характеристики гидротурбины: а – напорно-расходные; б – мощностные; в – моментные; г – энергетические

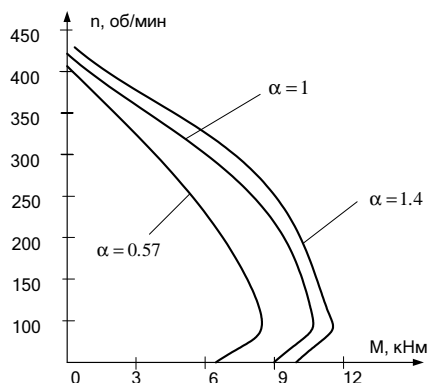


Рис. 5. Механические характеристики гидротурбины

**Выводы.** Анализ возможных схемных включений активного регулировочного устройства в технологическую схему насосной станции показал необходимость получения и исследования полных характеристик гидромашин при регулировании их мощности изменением частоты вращения и открытия направляющего аппарата. Причем, возможность использования в качестве активного гидрорегулятора обратимой гидромашин позволяет расширить регулировочные диапазоны изменения подачи и напора в зависимости от способа ее включения в технологическую схему насосной станции.

Разработанные аналитические зависимости рабочих характеристик гидромашин учитывают изменение параметров водопотребления и особенности насосных станций с активными регулировочными устройствами при различных способах регулирования мощности гидромашин. Предложенный аппроксимационный полином зависимости момента от относительных частоты вращения и открытия направляющего аппарата  $\alpha$  и полученная механическая характеристика гидротурбины показывают, что с уменьшением  $\alpha$  происходит снижение пускового момента гидротурбины. Это обстоятельство необходимо учитывать при определении условий запуска гидроагрегата САРП, который реализуется путем увеличения частоты вращения генератора до подсинхронной под воздействием протекающего в рабочей полости гидропотока и последующей его синхронизации его с энергосетью. При этом, момент электрического генератора гидроагрегата САРП в режиме регулирования должен быть меньше гидравлического момента на 10-15%.

#### Список использованной литературы

1. Аршенский Н.Н., Поспелов Б.Б. Переходные процессы крупных насосных станций.– М.: Энергия, 1980. – 111 с.
2. Вишневецкий К.П. Переходные процессы в напорных системах водоподдачи.– М.: Агропромиздат, 1986.– 135 с.
3. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках / Г.И.Кривченко, Н.Н.Аршенский, Е.В.Квятковская, В.М.Клабуков.– М.: Энергия, 1975. – 368 с.

4. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. Конструкции и вопросы проектирования.– Л.: Машиностроение, 1971.– 584 с.

5. Коренькова Т.В., Перекрест А.Л. О коррекции энергетики группового электропривода насосов активными регулировочными устройствами / Вісн. нац. техн. ун-ту „ХПІ”.– Вип.12.– Т.2. – 2002.– С. 514-516.

6. Коренькова Т.В., Перекрест А.Л., Кравец А.М. Обоснование целесообразности использования альтернативных способов регулирования параметров насосных станций // Праці Луганського відділ. міжн. академії інформатизації.– № 1(10).– 2005, С. 136-144.

7. Кривченко Г.И. Насосы и гидротурбины.– М.: Энергия, 1970.– 448с.

8. Лезнов Б.С. Экономия электроэнергии в насосных установках.– М.: Энергоатомиздат, 1991.– 144 с.

9. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы.– Л.: Машиностроение, 1984. – 364 с.

10. Онищенко Г.Б., Юньков М.Г. Электропривод турбомеханизмов.– М.: Энергия, 1972.– 277 с.

11. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение.– М.: Машгиз, 1960.– 461 с.

12. Фокс Д.А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах.– М.: Энергоиздат, 1981.– 241 с.

13. Характеристики гидротурбины в системе активного регулирования производительности насосных станций / Т.В.Коренькова, А.Л.Перекрест, Д.А.Михайличенко, А.М. Кравец // Вісн. Кременчуцьк. держ. політехн. ун-ту.– 2004.– Вип.2(25).– С. 21-27.

14. Щавелев Д.С. Гидроэнергетические установки.– Л.: Энергоиздат, 1981. – 517 с.

Получено 07.07.06



Перекрест Андрей  
Леонидович,  
ст. преподаватель каф.  
САУЭ ИЭЭКТ КГПУ.  
г. Кременчуг,  
ул. Первомайская, 20  
т. (05365) 3-11-47



Коренькова Татьяна  
Валериевна,  
к.т.н., доцент каф. САУЭ  
ИЭЭКТ КГПУ.  
г. Кременчуг,  
ул. Первомайская, 20  
т. (05365) 3-11-47