

УДК 644.1+004.9:517.9

П. Е. Христо

### ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ УПРАВЛЕНИЕ ГЛАВНЫМИ НАСОСАМИ СУХОГО ДОКА

**Аннотация.** Выполнен сравнительный анализ различных способов управления электроприводом главных водоотливных насосов сухого дока по критерию минимума потребляемой энергии, когда поддерживается постоянная частота вращения рабочего колеса, подача, КПД или реализуется закон оптимального управления. Исследование проведено для трех типов насосов с асинхронным электроприводом – горизонтального центробежного, погружного диагонального и вертикального осевого с жестко закрепленными лопастями.

**Ключевые слова:** сухой док, энергосбережение, центробежный, диагональный, осевой насос, асинхронный частотно-регулируемый электропривод, переменный напор, оптимальное управление

P. Khristo

### ENERGY-SAVING CONTROL OF A DRY DOCK DEWATERING PUMPS

**Abstract** The comparative analysis of different control ways is executed by the electric drive of a dry dock dewatering pumps on the criterion of a minimum of consumable energy, when permanent rotation frequency of driving wheel, serve, OIR is supported or the optimal control law will be realized. Research is conducted for three types of pumps with an asynchronous drive - horizontal centrifugal, submersible mixed-flow and vertical axial with the hardly envisaged blades.

**Keywords:** dry dock, energy-savings, centrifugal, mixed-flow, axial pump, asynchronous frequency-controlled drive, variable head, optimal control

П. Є. Хрісто

### ЕНЕРГОЗАОЩАДЖУЮЧЕ КЕРУВАННЯ ГОЛОВНИМИ НАСОСАМИ СУХОГО ДОКА

**Анотація.** Виконано порівняльний аналіз різних способів керування електроприводом головних водовідливних насосів сухого дока за критерієм мінімуму споживаної енергії: коли підтримується сталими частота обертання робочого колеса, подача і ККД, або реалізується закон оптимального керування. Дослідження проведено для трьох типів насосів з асинхронним електроприводом – горизонтального відцентрового, погружного діагонального і вертикального осьового з жорстко закріпленими лопастями.

**Ключові слова :** сухий док, енергозбереження, відцентровий, діагональний, осьовий насос, асинхронний частотно-регульований електропривод, змінний напор, оптимальне керування

**Введение.** Как известно, современный уровень развития микропроцессорной и силовой преобразовательной техники позволяет в массовом порядке создавать и выпускать частотно-регулируемые электроприводы, обладающие высокими энергетическими показателями, мало подверженными изменению в широком диапазоне регулирования частоты вращения и колебаний нагрузки. Благодаря этому существенно облегчается, как с теоретической, так и с практической точки зрения, решение многих задач, направленных на повышение энергетической эффективности технологических процессов, реализуемых с применением асинхронного электропривода [1]. Однако, несмотря на значительные достижения в области силовой преобразовательной техники, возможности построения энергосберегающих систем наряду с другими факторами ограничиваются напряжением и мощностью применяемых двигателей. В связи с этим частотное регулирование может стать нерациональным для крупных высоковольтных электрических машин в тех случаях, когда сроки окупаемости преобразователя чрезмерно велики. Тем не менее, подобные задачи оптимизации не утрачивают свою актуальность, если возможно их альтернативное решение. Об одной из таких задач далее и пойдет речь.

**Постановка задачи.** В качестве объекта оптимизации выступает насосная станция сухого дока. Известно, что сухие доки представляют собой комплексные гидротехнические сооружения, которые является частью производственных мощностей судоремонтных и судостроительных заводов во многих странах. Они работают периодически, причем частота откачивания и затопления бассейна в зависимости от конкретных условий работы может доходить до нескольких раз в месяц и более (на судоремонтных доках). Полезную работу при разовом откачивании целиком затопленного дока главными насосами без судна можно упрощенно определить так:

$$A_2 = \rho g w l z^2 / 2, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность воды;  $g$  – ускорение свободного падения;  $l$ ,  $w$ ,  $z$  – средняя длина, ширина, а также разность уровней воды в прилегающей акватории и дока. Например, для сухого дока  $365 \times 60 \times 17$  м (завод «Океан», г. Николаев) эта величина

$$A_2 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 60 \cdot 365 \cdot 13,85^2 / 2 = \\ = 2,061 \cdot 10^{10} \text{ Дж} = 5723,7436 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Если предварительно считать, что КПД главного насоса и приводного двигателя соответствует номинальному установившемуся режиму работы, а потребление электроэнергии в основном зависит от главных насосов (и в гораздо меньшей степени – от

© Христо П.Е., 2015

группы зачистных насосов) то объем потребляемой электроэнергии составит

$$A_1 = A_2 / (\eta_{\text{наом}} \eta_{\text{двном}}), \quad (2)$$

где  $\eta_{\text{наом}}$ ,  $\eta_{\text{двном}}$  – номинальный КПД главного насоса и приводного двигателя.

Главные электронасосные агрегаты на сухом доке завода Океан выполнены на базе центробежных насосов Д12500-24б, имеющих приводной асинхронный двигатель АН2-17-48-12У4. Количество агрегатов – четыре, способ совместной работы – параллельное включение. Так как номинальный КПД насоса  $\eta_{\text{наом}} = 0,85$  и двигателя  $\eta_{\text{двном}} = 0,95$ , то объем затрачиваемой электроэнергии

$$A_1 = 5723,7436 / (0,85 \cdot 0,95) = 7088,2274 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Если исходить из нынешней стоимости электроэнергии для предприятий, которая в среднем равна  $C_e = 1,5 \text{ грн} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$ , то капитальные затраты на разовое откачивание дока могут ориентировочно составить 10600 грн.

Характерной особенностью при эксплуатации главных насосов сухих доков является то, что их штатный режим работы принципиально неустановившийся, поскольку все время, пока идет процесс откачивания, уровень воды в бассейне (уровень нижнего бьефа) понижается, а насос, таким образом, работает при переменной величине геометрического напора. Динамические потери напора в сети главных водоотливных насосов незначительные, потому что протяженность проложенных водоводов относительно мала, а живое сечение, наоборот, велико. Поэтому напор, развиваемый насосом, затрачивается преимущественно на преодоление растущей по мере откачивания разности уровней воды в акватории и доке [1].

**Цель работы.** Выполнить сравнительный анализ различных способов управления асинхронным электроприводом главных водоотливных насосов сухого дока по критерию минимального расхода электроэнергии.

**Модель объекта управления** [1]. Процесс откачивания полностью затопленного сухого дока без судна главными насосами при условии, что площадь зеркала воды в бассейне не зависит от его глубины, может быть описан следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} s_z \dot{z} &= mq \\ z &= a_z q^2 + b_h qn + c_h n^2 \\ p_\Sigma &= m(a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p qn^2 + d_p n^3) \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где  $s_z$  – площадь зеркала воды бассейна сухого дока;  $z$ ,  $\dot{z}$  – глубина зеркала, отсчитываемая от отметки верхнего бьефа (водной поверхности акватории), и полная производная по времени от этой величины;  $m$  – число насосов, работающих параллельно;  $q$  – подача одного главного насоса;  $n$  – частота вращения рабочего колеса, выраженная в относительных единицах;  $a_z = a_n - a_r$  – приведенный коэффициент динамических потерь напора, причем  $a_r$  – коэффициент,

учитывающий потери в местных сопротивлениях и на трение во всасывающем и напорном водоводах;  $a_h$ ,  $b_h$ ,  $c_h$ ,  $a_p$ ,  $b_p$ ,  $c_p$ ,  $d_p$  – коэффициенты полиномиальной аппроксимации кривых, выражающих зависимости напора и мощности главного насоса от подачи при номинальной частоте вращения рабочего колеса;  $p_\Sigma$  – суммарная мощность используемых  $m$  главных насосов сухого дока. Предложенная математическая модель объекта управления составлена на основании законов пропорциональности для лопастных насосов и не учитывает изменение объемного, гидравлического и внутреннего механического КПД в зависимости от частоты вращения рабочего колеса. При этом предполагается, что возникающая в результате ошибки моделирования имеет незначительную величину вследствие относительной малости отклонений каждого из трех указанных КПД.

Для наглядности удобно рассматривать модель системы только с одним насосом, при этом считая, что откачиваемая им часть дока имеет площадь  $s = s_z / m$ , а мощность равна  $p = p_\Sigma / m$ .

**Работа с постоянной частотой вращения рабочего колеса** [1]. Этот способ работы предполагает прямое подключение к питающей сети приводных двигателей главных насосов. Реализуемый в этом случае неуправляемый режим работы агрегатов можно рассматривать, как базовый, поскольку он встречается на практике в подавляющем большинстве случаев. При этом по мере откачивания сухого дока подача насоса изменяется по некоторому закону. Значение подачи в начальный и конечный момент можно определить по следующим формулам:

$$q_1 = -\left(b_h n + \sqrt{b_h^2 n^2 - 4a_z(c_h n^2 - z_1)}\right) / (2a_z), \quad (4)$$

$$q_2 = -\left(b_h n + \sqrt{b_h^2 n^2 - 4a_z(c_h n^2 - z_2)}\right) / (2a_z), \quad (5)$$

причем  $z_1$  и  $z_2$  – это глубина зеркала в бассейне в момент начала и конца откачивания.

Время откачивания можно определить так:

$$T = 2sa_z(q_2 - q_1) + sb_h n \ln(q_2 / q_1). \quad (6)$$

Работу, производимую приводным электродвигателем за время откачивания сухого дока, определим по следующей формуле, полученной после громоздких промежуточных преобразований:

$$A_1 = s \left[ a_z a_p (q_2^4 - q_1^4) / 2 + (2a_z b_p + a_p b_h) n (q_2^3 - q_1^3) / 3 + \right. \\ \left. + (2a_z c_p + b_p b_h) n^2 (q_2^2 - q_1^2) / 2 + \right. \\ \left. + (2a_z d_p + c_p b_h) n^3 (q_2 - q_1) + d_p b_h n^4 \ln(q_2 / q_1) \right]. \quad (7)$$

Полезная работа насосного агрегата

$$A_2 = s \rho g (z_2^2 - z_1^2) / 2. \quad (8)$$

Как видно, величина полезной работы не зависит от времени откачивания, она определяется лишь начальным и конечным уровнем зеркала в бассейне. Для оценки энергетической эффективности рассматриваемого процесса целесообразно ввести понятие КПД рабочего цикла

$$\eta_a = A_2 / A_1. \quad (9)$$

Поскольку аппроксимация кривой напора в виде спадающей ветви параболы при номинальной частоте вращения характеризуется приемлемой точностью лишь в пределах рабочего участка при  $q \in [q_{n \min}; q_{n \max}]$ , то для исключения ошибок во время моделирования следует частоту вращения варьировать в пределах  $n \in [n_{\min}; 1]$ , причем наименьшее значение  $n_{\min}$  определяется в зависимости от конечной глубины зеркала  $z_2$  по выражению:

$$n_{\min} = \sqrt{z_2 (a_z q_{n \min}^2 + b_h q_{n \min} + c_h)^{-1}}. \quad (10)$$

**Работа с постоянной подачей** [1]. В этом случае по мере откачивания сухого дока необходимо частоту вращения рабочего колеса насоса изменять с течением времени по определенному закону. Значение частоты вращения в начальный и конечный момент можно найти по формулам:

$$n_1 = \left( \sqrt{b_h^2 q^2 - 4c_h (a_z q^2 - z_1)} - b_h q \right) / (2c_h), \quad (11)$$

$$n_2 = \left( \sqrt{b_h^2 q^2 - 4c_h (a_z q^2 - z_2)} - b_h q \right) / (2c_h). \quad (12)$$

Время откачивания выражается

$$T = s b_h (n_2 - n_1) + s c_h (n_2^2 - n_1^2) / q. \quad (13)$$

Если время  $T$  задано, то соответствующее значение подачи можно вычислить

$$q = s (z_2 - z_1) / T. \quad (14)$$

Работу, производимую приводным электродвигателем за время откачивания, определим для рассматриваемого случая по такой формуле:

$$A_1 = s \left[ b_h a_p q^3 (n_2 - n_1) + (b_h b_p + 2c_h a_p) q^2 (n_2^2 - n_1^2) / 2 + (b_h c_p + 2c_h b_p) q (n_2^3 - n_1^3) / 3 + (b_h d_p + 2c_h c_p) \times (n_2^4 - n_1^4) / 4 + 2c_h d_p (n_2^5 - n_1^5) / (5q) \right]. \quad (15)$$

Полезная работа агрегата и КПД рабочего цикла определяются в данном случае так же, как и для варианта с постоянной частотой вращения, то есть с применением формул (8) и (9).

По аналогии с базовым вариантом величина подачи насоса ограничивается, снизу – минимальным значением по условию приемлемой точности аппроксимации номинальной кривой напора, а сверху – максимальным значением, которое обусловлено предельно допустимой частотой вращения рабочего колеса  $n_{\max} = 1,1$ . При этом нижняя граница интервала

$$q_{\min} = q_{n \min} \sqrt{z_2 (a_z q_{n \min}^2 + b_h q_{n \min} + c_h)^{-1}}, \quad (16)$$

а верхняя

$$q_{\max} = - \left( b_h n_{\max} + \sqrt{b_h^2 n_{\max}^2 - 4a_z (c_h n_{\max}^2 - z_2)} \right) / (2a_z). \quad (17)$$

**Работа с постоянным КПД.** КПД главного насоса с учетом потерь в водоводах можно в общем виде выразить следующим образом:

$$\eta_p = \rho g z q / p, \quad (18)$$

или в развернутой форме:

$$\eta_p = \frac{\rho g \left[ a_z (qn^{-1})^2 + b_h qn^{-1} + c_h \right] qn^{-1}}{a_p (qn^{-1})^3 + b_p (qn^{-1})^2 + c_p qn^{-1} + d_p}. \quad (19)$$

Из последнего выражения следует, что поддержание постоянного значения КПД может достигаться при выполнении условия  $qn^{-1} = k$ , причем в зависимости от величины  $k$  оно будет различным. Так, если пренебречь гидравлическим сопротивлением водоводов, т. е. принять  $a_z = a_h$ , и положить  $k = q_{nom}$ , то будет поддерживаться максимальное значение КПД насоса, которое справедливо для номинального режима работы с постоянным напором.

При поддержании постоянного КПД по некоторому закону во времени будет изменяться как частота вращения рабочего колеса, так и подача насоса. Вместе с тем отношение указанных величин будет оставаться неизменным в любой момент времени. Начальное и конечное значения частоты вращения в этом случае

$$n_1 = \sqrt{z_1 (a_z k^2 + b_h k + c_h)^{-1}}; \quad (20)$$

$$n_2 = \sqrt{z_2 (a_z k^2 + b_h k + c_h)^{-1}}. \quad (21)$$

Время откачивания выразится следующим образом:

$$T = 2s (a_z k^2 + b_h k + c_h) (n_2 - n_1) / k. \quad (22)$$

Если время откачивания известно, то, полагая  $z_1 = 0$ , можно рассчитать значение  $k$ :

$$k = - \frac{2s^2 z_2}{4s^2 a_z z_2 - T^2} \left( b_h + \sqrt{b_h^2 - \frac{4s^2 a_z z_2 - T^2}{s^2 z_2} c_h} \right). \quad (23)$$

Количество работы, производимой приводным двигателем главного водоотливного насоса за время откачивания,

$$A_1 = \frac{s}{2k} (a_p k^3 + b_p k^2 + c_p k + d_p) \times (a_z k^2 + b_h k + c_h) (n_2^4 - n_1^4). \quad (24)$$

Полезная работа насосного агрегата по-прежнему определяется выражением (8), а КПД рабочего цикла в соответствии с рассматриваемым способом управления равен неизменному по величине мгновенному КПД, то есть  $\eta_a = \eta_p$ .

Для данного способа управления также целесообразно обозначить границы изменения коэффициента  $k$ , в которых поставленная задача решается корректно. Очевидно, что нижний предел изменения этой величины должен соответствовать левой границе интервала аппроксимации номинальной кривой напора, в связи с чем  $k_{\min} = q_{n \min}$ . А верхний предел изменения величины  $k$  по аналогии с двумя предыдущими вариантами обусловлен ограничением максимальной частоты вращения рабочего колеса насоса и определяется

$$k_{\max} = q_{\max} / n_{\max}, \quad (25)$$

причем значение  $q_{\max}$  соответствует режиму поддержания постоянной подачи, вычисляется по формуле (17), а  $n_{\max} = 1,4$ .

Нетрудно заметить, что в каждом из трех рассмотренных случаев КПД рабочего цикла не зависит от площади зеркала в бассейне сухого дока, т.е. является в этом отношении инвариантной величиной.

Важно также добавить, что число насосов  $m$ , принимающих участие в откачивании дока, позволяя изменять время откачивания  $T$ , никак не влияет ни на суммарную работу приводных двигателей, ни на КПД рабочего цикла, если поддерживается постоянство одного из трех рассматриваемых параметров.

**Оптимальное управление главными водоотливными насосами сухого дока.** В качестве критерия оптимальности предлагается обеспечить минимум механической работы, производимой приводным двигателем главного насоса за время откачивания дока. Если КПД электропривода снижается при изменении частоты вращения и мощности в заданных пределах незначительно, то при указанном критерии оптимальности будет также достигаться и минимальный расход электроэнергии. Оптимальные законы управления частотой вращения рабочего колеса, изменения подачи и уровня нижнего бьефа в бассейне дока с течением времени определяются классическим методом, путем численного решения общей задачи Лагранжа. Для этого выполняется исследование на условный экстремум функционала

$$A_1 = \int_0^T (a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p q n^2 + d_p n^3) dt \quad (26)$$

при наличии дополнительных связей в виде уравнений объекта, что равносильно исследованию уже на безусловный экстремум вспомогательного функционала с подинтегральной функцией

$$H = a_p q^3 + b_p q^2 n + c_p q n^2 + d_p n^3 + \lambda_1 (a_z q^2 + b_h q n + c_h n^2 - z) + \lambda_2 (s \dot{z} - q), \quad (27)$$

где  $\lambda_1 = \lambda_1(t)$  и  $\lambda_2 = \lambda_2(t)$  – это неопределенные множители Лагранжа. Граничные условия рассматриваемой задачи представляют собой заданные значения уровня нижнего бьефа в начальный и конечный момент времени, т.е.  $z(0) = z_1$  и  $z(T) = z_2$ .

В рамках решения задачи Лагранжа была получена система, составленная из двух дифференциальных и трех алгебраических уравнений, которую затем удалось свести к системе двух дифференциальных уравнений, представленных в форме Коши, относительно переменных  $q$  и  $n$ .

Кроме указанных переменных, с целью проведения сравнительного анализа всех описанных способов управления также подлежали расчету текущая величина уровня нижнего бьефа  $z$ , мгновенная величина мощности насоса  $p$  и количество производимой двигателем работы  $A_1$ . Соответствующие расчетные формулы даны выше.

Опуская вывод, приведем в качестве окончательного результата указанную систему дифференци-

альных уравнений в форме Коши относительно переменных  $q$  и  $n$ :

$$\left. \begin{aligned} \dot{q} &= (\beta_1 \alpha_{22} - \alpha_{12} \beta_2) / (\alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{12} \alpha_{21}) \\ \dot{n} &= (\alpha_{11} \beta_2 - \beta_1 \alpha_{21}) / (\alpha_{11} \alpha_{22} - \alpha_{12} \alpha_{21}) \\ \alpha_{11} &= 2a_z q + b_h n \\ \alpha_{12} &= b_h q + 2c_h n \\ \alpha_{21} &= 2(3a_p q + b_p n + a_z \lambda_1) + \mu_1 (2a_z q + b_h n) \\ \alpha_{22} &= 2(b_p q + c_p n) + b_h \lambda_1 + \mu_2 (2a_z q + b_h n) \\ \beta_1 &= q/s, \beta_2 = -\lambda_1/s \\ \lambda_1 &= -(b_p q^2 + 2c_p q n + 3d_p n^2) / (b_h q + 2c_h n) \\ \mu_1 &= b_h \frac{b_p q^2 + 2c_p q n + 3d_p n^2}{(b_h q + 2c_h n)^2} - 2 \frac{b_p q + c_p n}{b_h q + 2c_h n} \\ \mu_2 &= 2c_h \frac{b_p q^2 + 2c_p q n + 3d_p n^2}{(b_h q + 2c_h n)^2} - 2 \frac{c_p q + 3d_p n}{b_h q + 2c_h n} \end{aligned} \right\}, \quad (28)$$

где  $\alpha_{ij} = \alpha_{ij}(t)$ ,  $\beta_i = \beta_i(t)$ ,  $\mu_i = \mu_i(t)$  – вспомогательные переменные, причем  $i, j = 1, 2$ .

Метод поиска оптимального закона для координат объекта управления состоит в том, чтобы, задаваясь начальным значением частоты вращения  $n_1$  с последующим определением начального значения подачи в соответствии с выражением

$$q_1 = -\left( b_h n_1 + \sqrt{b_h^2 n_1^2 - 4a_z (c_h n_1^2 - z_1)} \right) / (2a_z), \quad (29)$$

производить решение задачи Коши для системы (28) и оценивать отклонение конечного значения уровня нижнего бьефа  $z(T)$  от заданной величины  $z_2$ . Многократное интегрирование системы (28) позволяет довести указанное отклонение до желаемых пределов точности. Причем в целях сокращения времени расчета оказалось целесообразным прибегнуть к итерационной схеме деления пополам заданного отрезка изменения начальной частоты вращения  $n_1 \in [n_{1\min}; n_{1\max}]$ , что позволило при той же величине ошибки существенно сократить число интегрирований системы по сравнению с методом простого перебора. В этом отношении метод расчета полностью идентичен методу половинного деления для решения алгебраических уравнений, с тем лишь отличием, что неявный способ задания функции  $z(T) = f(n_1)$  предполагает решение задачи Коши для вычисления ее значений в зависимости от величины аргумента  $n_1$ .

Для проверки того, попадают ли точки динамической напорной характеристики  $z = z(q)$  в результате пересчета по законам пропорциональности на рабочий участок номинальной кривой напора, служит условие

$$q \geq n q_{n\min}. \quad (30)$$

Кроме того, если начальный уровень нижнего бьефа  $z_1$  отличен от нуля, то следует найти минимально возможную начальную частоту вращения рабочего колеса:

$$n_{\min} = \sqrt{z_1 (a_z q_{n\min}^2 + b_h q_{n\min} + c_h)^{-1}} \quad (31)$$

**Исходные данные для математической модели.** Расчеты для четырех режимов работы главных водоотливных насосов сухого дока были проведены с установленным типом центробежных насосов Д12500-246 (ЦБН), а также для двух других гидравлических машин – диагонального погружного (ДН) и осевого вертикального насоса с жестко закрепленными лопастями (ОН) [2 – 4].

При моделировании не учитывалось влияние гидравлического сопротивления (динамических потерь напора) водоводов вследствие его малости, но при необходимости расчет можно выполнить и с учетом этого фактора.

Проверка по условию достаточности кавитационного запаса не производилась в связи с допущением, что рабочее колесо насоса находится на достаточно низкой отметке для того, чтобы кавитации не возникало ни в одном из рассматриваемых режимов [5 – 6]. Для всех вариантов принят начальный уровень  $z_1 = 0$ , а конечный уровень взят  $z_2 = 13,85$  м.

**Результаты моделирования.** По итогам вычислений, произведенных на основании формул (3) – (31) с применением программных средств VBA, удалось получить совместные характеристики для всех четырех способов организации рабочего цикла главных

насосов, которые отражают зависимость между основными переменными и относительной величиной затягивания времени откачивания сухого дока по сравнению с базовым вариантом. По отношению к конкретному типу насоса эти зависимости не имеют выраженных качественных отличий, поэтому они представлены только для диагонального погружного насоса Grundfos KWM.1600.600.14.T.50.M. Количественная оценка энергосберегающего эффекта для каждого типа насоса в зависимости от степени затягивания процесса для наиболее благоприятных условий работы дана в таблице 1. Принятые сокращения БР – базовый режим, РОП – режим оптимальной подачи, ОР – оптимальный режим.

В таблице намеренно не включались показатели для режима работы с постоянным КПД, так как он соответствует идеализированному случаю, когда изолинии КПД являются ветвями парабол с вершиной в начале координат [5 – 6]. Реальные изолинии при значениях КПД, отличных от нуля, никогда не проходят через начало координат. Однако расчет подобного режима работы представляет интерес с теоретической точки зрения, поэтому соответствующие графики изменения переменных показаны на рис. 1 и рис. 2 для каждого из рассмотренных способов управления. На них аббревиатура ОУ обозначает оптимальное управление.

Сводная таблица результатов расчета эффективности управления главными насосами сухого дока

Гидравлическая машина	Режим работы	Степень затягивания процесса $\Delta t, \%$	КПД цикла $\eta_a, \%$	Начальное значение			Конечное значение		
				частоты вращения	мощности	подачи	частоты вращения	мощности	подачи
				$n_1$	$P_1$	$q_1$	$n_2$	$P_2$	$q_2$
ЦБН	БР	$t_b = 5,080$ ч	37,536	1	1,371	1,539	1	1,039	1,172
	РОП	125,836	78,061	0,392	0,082	0,603	0,798	0,498	0,603
	ОР	145,646	84,012	0,22	0,015	0,339	0,859	0,631	0,829
ДН	БР	$t_b = 4,238$ ч	62,116	1	0,843	1,464	1	1,042	0,88
	РОП	42,746	77,785	0,582	0,167	0,852	0,994	1,031	0,852
	ОР	60,006	84,309	0,329	0,03	0,482	1,084	1,249	1,135
ОН	БР	$t_b = 3,432$ ч	65,768	1	0,533	1,385	1	0,96	1,049
	РОП	63,802	82,824	0,541	0,085	0,749	0,881	0,73	0,749
	ОР	75,077	87,21	0,329	0,019	0,456	0,989	0,939	1,027

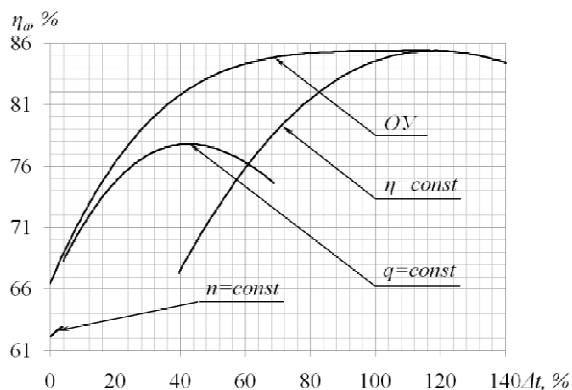


Рис. 1. Зависимость КПД рабочего цикла от степени затягивания процесса

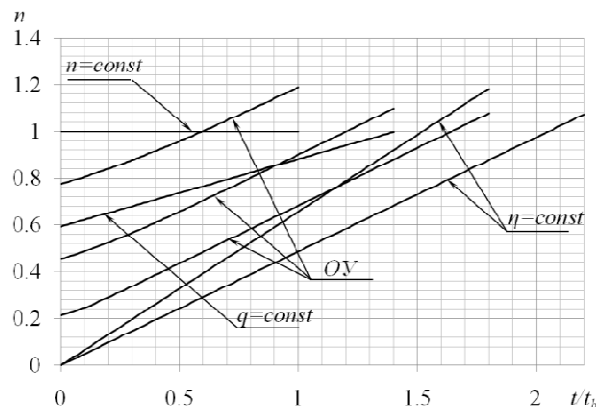


Рис. 2. Переходный процесс по частоте вращения

## Выводы

1. Коэффициент полезного действия рабочего цикла является величиной, инвариантной по отношению к площади бассейна сухого дока.
2. Время откачивания дока изменяется обратно пропорционально числу параллельно работающих агрегатов.
3. КПД рабочего цикла не превосходит величины номинального КПД установившегося режима работы.
4. КПД базового рабочего цикла значительно ниже номинального КПД в установившемся режиме.
5. Наименьшей экономичностью и наибольшей производительностью при тех же пиковых значениях частоты вращения (мощности, момента) характеризуется режим работы с постоянной частотой вращения.
6. Средней экономичностью и производительностью характеризуется режим постоянной подачи.
7. Прирост КПД при поддержании оптимального значения подачи составляет не менее 15%.
8. Наиболее высокой экономичностью при наименьшей производительности характеризуется режим постоянного КПД, что соответствует идеализированным условиям работы объекта.
9. Оптимальный закон управления позволяет получить высокий КПД рабочего цикла с производительностью, имеющей среднее значение между режимами равной подачи и равного КПД.
10. За счет оптимального управления может достигаться КПД рабочего цикла, близкий к номинальному КПД установившегося режима при существенно меньшей степени затягивания процесса по сравнению с режимом равных значений КПД.
11. Режим равной подачи требует регулирования частоты вращения в диапазоне приблизительно  $D = 1 \div 1,5 \dots 2$ , оптимальный режим требует большей глубины регулирования частоты вращения с диапазоном  $D = 1 \div 3 \dots 4$ .
12. Из числа трех рассмотренных типов насосов диагональный и осевой насос в целом превосходят, как по показателю экономичности, так и по производительности штатный центробежный насос сухого дока, что можно объяснить наличием чрезмерного для заданных условий работы запаса по напору и особенностями рабочих характеристик ЦБН.
13. Специфика реализации энергосберегающего управления главными водоотливными насосами сухого дока заключается в необходимости регулирования мощности крупных высоковольтных многополюсных асинхронных двигателей.
14. Уточненная стоимость электроэнергии при равном откачивании сухого дока со штатными главными насосами в базовом режиме составляет 24080 грн, а в оптимальном режиме при затягивании времени откачивания менее, чем в два с половиной раза – 10760 грн.

## Список использованной литературы

1. Христо П. Е. Исследование возможности оптимизации насосной установки / П. Е. Христо // Элек-

тротехнические и компьютерные системы. Выдавецтво «Техніка». – К. : – 2014. – № 15 (91). – С. 110 – 113.

2. Азарх Д. Н. Насосы. Каталог-справочник / Д. Н. Азарх; под ред. С. П. Зеленова, А. И. Эйфеля. // Государственное научно-техническое издательство машиностроительной и судостроительной литературы. – М. : – 1953. – 428 с.

3. Databooklet\_KPL\_KWM\_70153232\_0114 / Каталог Grundfos KPL и KWM, 11-700 кВт, 50 Гц, 2014. – 72 с.

4. Епишко М. А. Осевые вертикальные насосы типов ОВ и ОПВ. Каталог. / Изд. Второе, исправленное и дополненное: сост. М. А. Епишко, М. И. Кузнецова: под ред. Л. С. Морочника, Г. В. Бондаровской. – М. : ЦИНТИхимнефтемаш, 1983. – 29с.

5. Зимницкий В. А. Лопастные насосы: Справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов // Машиностроение. Ленинградское отд-ние. – Л. : – 1986. – 334 с.: ил.

6. Чиняев И. А. Лопастные насосы. Справочное пособие. / И. А. Чиняев – Л. : Машиностроение, 1973. – 184 с.

Получено 25.05.2015

## References

1. Hristo P.E. Optimization possibility research of the pump [Issledovanie Vozmozhnosti Optimizatsii Nasosnoy Ustanovki], (2014), *Scientific and Technical Journal Electrotechnic and Computer Systems, Publishing house "Technique"*, Kiev, Ukraine, No. 15(91). pp. 110 – 113 (In Russian).

2. Azarh D.N. Pumps. Reference Catalogue-book [Nasosy. Katalog-Spravochnik], (1953), *State Scientific and Technical Publishing House of Machine-building and Shipbuilding Literature*, Moscow, Russian Federation, 428 p. (In Russian).

3. Databooklet\_KPL\_KWM\_70153232\_0114 / Catalogue of Grundfos KPL and KWM, 11-700 kW, 50 Hz. (2014) 72 p.

4. Yepischo M.A. Axial vertical pumps of types of OV and OPV. Catalogue [Osevye Vertikalnye Nasosy ty-pov OV i OPV. Katalog], (1983), *Publ. Second, Corrected and Complemented*, Moscow, Russian Federation, *CINTI-himneftemash*, 29 p. (In Russian).

5. Zimnitskyi V.A., (1986), Blade pumps: reference Book [Lopastnye Nasosy. Spravochnik], Leningrad, Russian Federation, *Engineer. Leningrad Separation*, 334 p. (In Russian).

6. Chinyaev I.A. Blade pumps. Certificate manual. [Lopastnye Nasosy. Spravochnoe Posobie], (1973), Leningrad, Russian Federation, *Engineer*, 184 p. (In Russian).



Христо  
Павел Евгеньевич,  
ассистент каф. электромехани-  
ческих систем с компьютерным  
управлением Одесского нац.  
политехнического ун-та,  
тел. 0970090177.  
E-mail:  
Pavel.John.Khristo@gmail.com