

05.23.16 Гидравлика и инженерная гидрология»

УДК 502/504:626.83

Д. С. БЕГЛЯРОВ, М. С. АЛИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К. А. Тимирязева», г. Москва

ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В НАПОРНЫХ КОММУНИКАЦИЯХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ С ОСЕВЫМИ НАСОСАМИ ПРИ ПУСКЕ АГРЕГАТОВ

В статье рассматриваются расчетно-теоретические исследования переходных процессов при пусках насосного агрегата на насосной станции с насосами типа ОПС 50-125/15 с диаметром рабочего колеса $D_{р.к.} = 5,0$ м и частотой вращения $n = 115,4$ мин⁻¹. Основные повреждение и аварии насосных агрегатов, которые наносят существенный экономический ущерб, происходят при переходных процессах, пусках и остановках, которые в соответствии с графиком работы насосной станции могут осуществляться по несколько раз в сутки. При этом возникает гидравлический удар, значительные динамические нагрузки на элементы сооружений и гидросилового оборудования. Таким образом, резкое изменение давления, вызванное значительными локальными ускорениями жидкости надо учитывать при расчетах прочности и надежности трубопроводных систем. В настоящее время, при всем разнообразии существующих методик расчета переходных процессов для различных случаев, связанных с отключением насосов, нет общих методов расчета гидравлического удара в трубопроводах при пусках агрегатов на насосных станциях. Расчетно-теоретические исследования переходных процессов при пусках насосного агрегата для разных вариантов заполнения напорного трубопровода, пуска на заполненный трубопровод, на частично заполненный трубопровод, на опорожненный трубопровод можно проводить с минимальным изменением исходных данных при переходе от одного варианта к другому. На основании проведенных расчетно-теоретических исследований и натурных испытаний разработаны методы расчетного обоснования переходных процессов при пуске насосного агрегата.

Насосный агрегат, напорный трубопровод, осевой насос, частота вращения, рабочее колесо.

The article considers design-theoretical investigations of transitional processes when a pumping aggregate starts up at the pumping plant with pumps of type OPS 50-125/15 with a rotor diameter $D_{p.k.} = 5,0$ m and frequency of rotations $n = 115,4$ min⁻¹. The main failures and accidents of pump sets which bear an essential economic damage take place at transitional processes, startup and stoppages which in accordance with the schedule of the pumping plant operation may be fulfilled several times a day. At the same time there is arising a hydraulic impact, considerable dynamic loadings on elements of structures and hydro power equipment. Thus, sharp changing of pressure caused by considerable local accelerations of liquid should be taken into consideration when calculating the strength and reliability of pipeline systems. At present with all the diversity of the existing methods of calculation of transitional processes for different cases connected with pumps shutdown there are no general methods of calculation of hydraulic impact in pipelines when starting up the units at the pumping plants. Design-theoretical investigations of transitional processes under pump unit starting up for different variants of filling a pressure pipeline, starting at up on the filled pipeline, on the partially filled pipeline, on the empty pipeline can be fulfilled with a minimal change of the initial data when passing from one variant to another. On the basis of the carried out design-theoretical investigations and natural tests there are developed methods of rated substantiation of transitional processes when the pump starts up.

Pump unit, pressure pipeline, axial flow pump, frequency of rotation, rotor.

В статье приводятся расчетно-теоретические исследования переходных процессов при пусках насосного агрегата на насосной станции с насосами типа ОПС

50-125/15 с диаметром рабочего колеса $D_{р.к.} = 5,0$ м и частотой вращения $n = 115,4$ мин⁻¹. Характеристика насоса показана на рисунок 1.

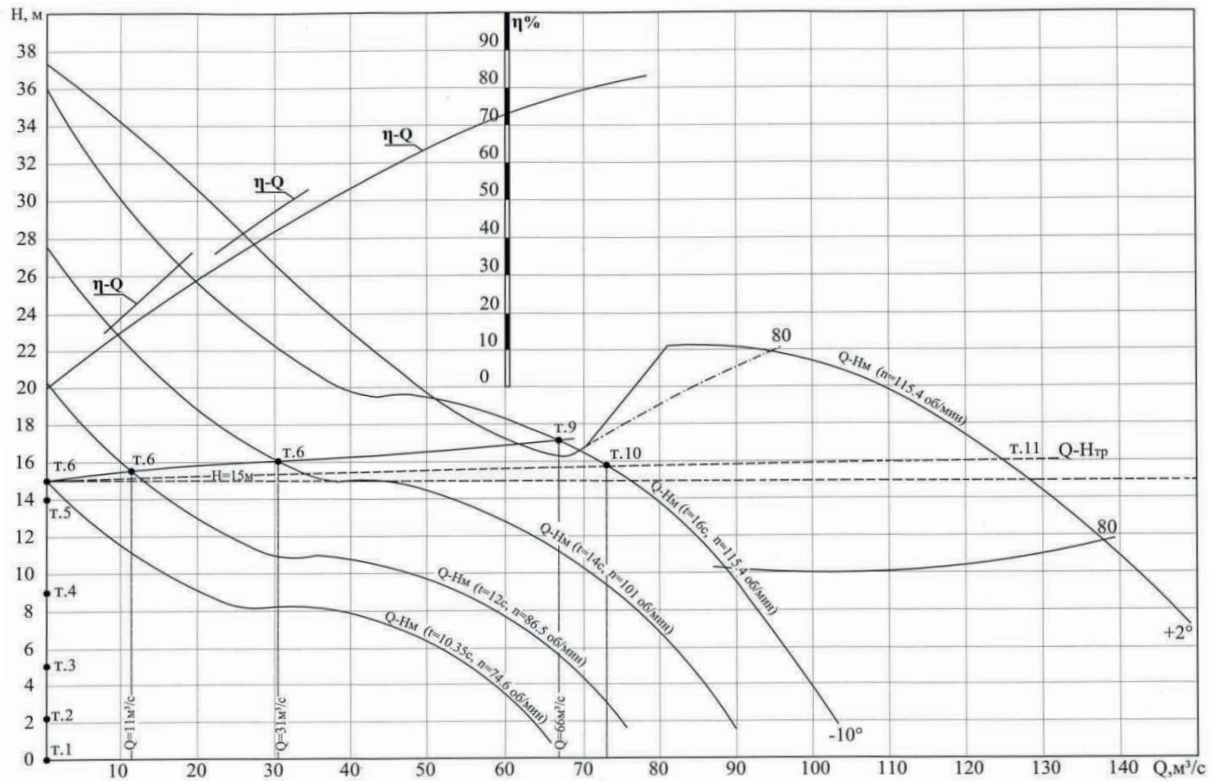


Рис. 1. Расчет пуска насоса ОПС 50-125/15

Осевой насос типа ОПС 50, как правило, пускается на заполненный трубопровод, закачивающийся водовыпускным сооружением прямооточного типа, оборудованным рабочим затвором с гидроподъемником. Для обеспечения надежности пуска определялись:

- превышение вращающего момента электродвигателя над моментом сопротивления насоса в процессе разгона агрегата до номинальной частотой вращения;
- возможность перехода расчетной точки насоса с нерабочей ветви характеристики, на рабочую ветвь;

время разгона электродвигателя до номинальной частотой вращения.

Расчет пуска осевого насоса был произведен исходя из следующих предположений:

- угловое ускорение ротора насоса постоянно в течении всего промежутка времени пуска агрегата;
- начало синхронизации осуществляется при частоте вращения ротора агрега-

та 0,95 от номинальной;

относительная величина гидравлических потерь в насосе (гидравлический КПД насоса) не зависит от частоты вращения и поэтому характеристики насоса можно пересчитывать по законам геометрического подобия во всем диапазоне изменения n (от 0 до n_n) [1], тогда:

$$Q = Q_0 \cdot (n_i/n_n), \tag{1}$$

$$H = H_0 \cdot (n_i/n_n)^2, \tag{2}$$

$$N = N_0 \cdot (n_i/n_n)^3, \tag{3}$$

$$M = M_0 \cdot (n_i/n_n)^2, \tag{4}$$

где Q, H, N, M, n_i – расход, напор, мощность, момент гидродинамических сил на валу насоса и частота вращения насоса в расчетный момент времени пуска агрегата; Q_0, H_0, N_0, M_0, n_n – то же при номинальной (полной) частоте вращения насоса.

В этих случаях, пока развиваемый насосом напор будет меньше статического $H_n < H_{ст}$, движение воды в водоводе не происходит и динамика вращательного движение ротора насосного агрегата будет определяться только характеристиками насоса и двигателя.

Как только развиваемый насосом напор станет равным статическому, затвор открывается, и в водоводе возникает переходной гидравлический процесс. В этом случае необходимо решать уравнения движения воды в водоводе совместно с уравнением вращательного движения ротора насосного агрегата. Таким образом пуск насосного агрегата разбивается на два этапа [2].

На первом этапе пока $H_n < H_{ст}$, производится расчет вращательного движения рабочего колеса насоса при нулевом значении расхода путем решения уравнения для описания механических переходных процессов при изменении частоты вращения ротора насосного агрегата:

$$I \frac{dw}{dt} = M_d - M_n, \quad (5)$$

где dw/dt – угловое ускорение; w – угловая скорость; I – момент инерции вращающихся масс насосного агрегата; M_d – момент, развиваемый электродвигателем; M_n – момент сопротивления, потребляемый насосом.

Предварительно уравнение (5) привели к виду:

$$I \frac{dn}{dt} = \frac{120g}{3,14GD^2} (M_d - M_n), \quad (6)$$

где n – частота вращения ротора, мин^{-1} ; t – время, сек; $GD^2 = 4gj$ – маховый момент ротора, $\text{кгм}^3/\text{с}^2$; j – момент инерции ротора, кгм^2 .

Заменили уравнение (6) его разностным аналогом первого порядка точности на равномерной по времени разностной сетке:

$$n_{j+1} = n_j + \frac{120g}{3,14GD^2} (M_{dj} - M_{nj}) \Delta t, \quad (7)$$

где n_{j+1} – искомое значение частоты вращения в момент времени $t_{j+1} = t_j + \Delta t$; n_j – значение скорости вращения в предшествующий момент времени t_j ; M_{dj} , M_{nj} – значения момента, развиваемого двигателем и момента, потребляемого насосом, в предшествующий момент времени t_j .

Для определения шага сетки Δt (шага интегрирования) представляли уравнение (7) в виде:

$$n = \frac{120g}{3,14GD^2} \int_0^{\tau} (M_d - M_n) d\tau. \quad (8)$$

Для момента времени $\tau_{ст}$, когда напор, развиваемый насосом, станет рав-

ным статическому напору $H = H_{ст}$, полученное уравнение примет вид:

$$n_{ст} = \frac{120g}{3,14GD^2} \int_0^{\tau_{ст}} (M_d - M_n) dt, \quad (9)$$

где $n_{ст}$ – значение частоты вращения ротора насоса (двигателя) в момент времени $\tau_{ст}$, когда $H = H_{ст}$.

На втором этапе, как только $H = H_{ст}$ затвор мгновенно откроется, и в водоводе возникнет нестационарное движение воды, расчет которого производится путем совместного решения уравнений движения воды в водоводе совместно с вращательным движением ротора насосного агрегата.

Общим решением волновых уравнений являются выражения [3]:

$$H_{i(i+1)j} = H_{i(i+1),0} + \Phi_{ij} + \Psi_{i(i+1)j}; \quad (10)$$

$$V_{i(i+1)j} = V_{i(i+1),0} + g(\Phi_{ij} + \Psi_{i(i+1)j})/a_i, \quad (11)$$

где $H_{i(i-1),0}$, $V_{i(i-1),0}$ и $H_{i(i+1),0}$, $V_{i(i+1),0}$ – начальные значения напоров и скоростей в указанных выше сечениях; $\Phi_{i(i+1)j}$ и $\Psi_{i(i+1)j}$ – волны, подошедшие к точке i в расчетный момент времени j от соседних точек $i-1$ и $i+1$; Φ_{ij} и Ψ_{ij} – волны, возникающие в точке i в момент времени j в результате интерференции волн $\Phi_{i(i-1)j}$ и $\Psi_{i(i+1)j}$ подошедших от точек $i-1$ и $i+1$.

Для проведения расчетов по изложенной методике была разработана компьютерная программа. Блок-схема алгоритма приведена на рисунке 2. В качестве языка программирования был использован язык программирования высокого уровня Delphi 7. Рассмотрен пример расчета для геодезического напора $H = 15$ м.

1. Скорость вращения рабочего колеса насоса n_c , при котором давление на затвор будет уравновешено и время t_c , когда насос разовьет это давление определялось по формулам:

$$n_c = n_0 \sqrt{\frac{H_c}{H_0}} = 115,4 \sqrt{\frac{15}{36}} = 76,6 \text{ мин}^{-1};$$

$$t_c = \frac{n_c T}{n_0} = \frac{74,6 \cdot 16}{115,4} = 10,35 \text{ с.}$$

2. Для интервала времени 10,35 с., 12 с., и 14 с. строилась рабочая характеристика насоса, определив предварительно частоту вращения насоса в данный момент времени t_c по формуле $n_c = t_c n_0 / T$.

3. Частоты вращения насоса для интервалов времени пуска составили 10,65...74,6 мин^{-1} ; 12,0...86,5 мин^{-1} ; 14,0...101 мин^{-1} .

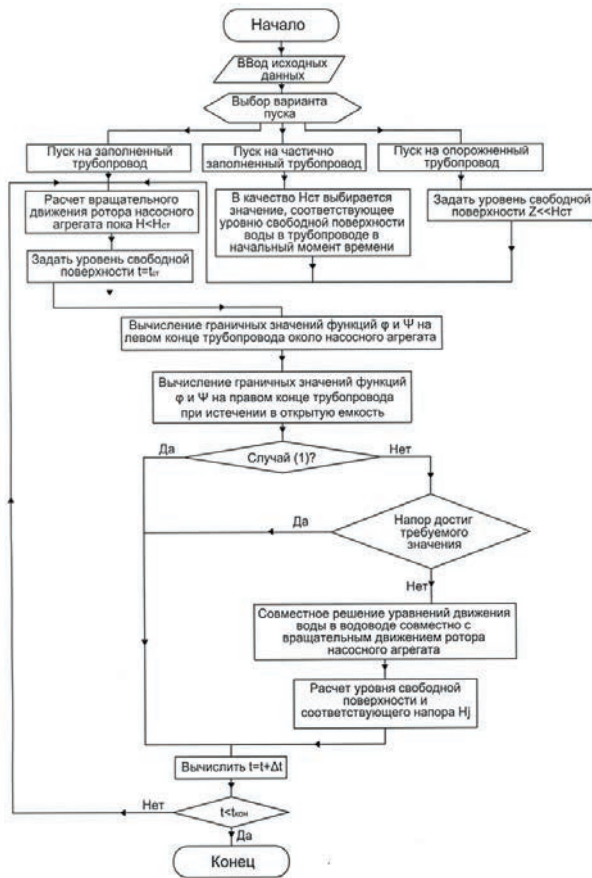


Рис. 2. Блок-схема расчета переходного процесса и выдача результатов

4. По формулам подобия перестраивалась характеристика насоса для: $n = 74.6 \text{ мин.}^{-1}$, $i = 74,6/115,4 = 0,645$; $n = 86.5 \text{ мин.}^{-1}$, $i = 86,5/115,4 = 0,75$; $n = 101 \text{ мин.}^{-1}$, $i = 101/115,4 = 0,875$. Характеристики насоса при различных частотах вращения показаны на рисунке 1.

5. Определялись потери напора Δh_n во всасывающей и напорной линии насоса для расчетного режима подачи $125 \text{ м}^3/\text{с}$ по формуле $\Delta h_i = \Delta h_n (Q_i^2/Q_n^2)$, пересчитывалась потери и строилась зависимость $H_{тр} - Q$, откладывались

значения ординат от линии геодезического напора в 15 м.

6. Размеры отверстия затвора приняты равными $10 \times 8 \text{ м}$. Механизм подъема гидравлический. Скорость подъема затвора принята $0,4 \text{ м/с}$. Начало открытия затвора через $10,35 \text{ с}$ после пуска при выровненном давлении со стороны верхнего и нижнего бьефов. При $t = 12 \text{ с}$. $F_i = 5,08 \text{ м}^2$; $t = 14 \text{ с}$. $F_i = 11,48 \text{ м}^2$; $t = 16 \text{ с}$. $F_i = 18,08 \text{ м}^2$, где t – время, прошедшее после пуска насосного агрегата; F_i – площадь открытия затвора в данный момент времени. Перепад давления на затворе в данный момент времени t определялся по формуле

$$\Delta H_{затв} = Q_i^2 / (\mu^2 F_i^2 2g),$$

где Q – подача насоса в данный момент времени; μ – коэффициент расхода при затопленном истечении из-под затвора; g – ускорение силы тяжести.

7. Точки 7, 8, 9 определялись графическим путем, задавали ряд значений Q и определяли $\Delta H_{затв}$ для данной площади открытия затвора. Полученную кривую $\Delta H_{затв} - Q$ откладывали от кривой $H_{тр} - Q$. Точка пересечения кривой $\Delta H_{затв} - Q$ с кривой $Q - H_m$ для данного времени t давала рабочую точку насоса в данный момент времени пуска агрегата. Аналогичным путем определяли рабочие точки насоса в момент пуска для последующих интервалов времени t . Полученные точки 7, 8 и 9 соединились плавной кривой. После полного открытия затвора рабочая точка насоса перешла в т. 10. В точке 10 включился механизм разворота лопастей и насос вышел в номинальный режим работы т. 11. Результаты расчета по пусковым характеристикам насоса приведены в таблице.

Результаты расчета по пусковым характеристикам насоса

№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_c	2	4	6	8	10	10,35	12	14	16
$n, \text{ мин.}^{-1}$	14,4	28,8	43,2	57,6	72	74,6	86,5	101	115,4
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0	0	0	0	0	11,0	31,0	66,0
$H, \text{ м}$	0,56	2,23	5,03	9	14	15	15,6	16,0	17,1
$N, \text{ МВт}$		0,35	1,18	2,83	5,5	6,1	7,68	9,85	14,2
$M, \text{ тм}$		11,8	26,6	42,6	74,5	79,7	86,4	94,0	120
Уточненное время пуска	3,7	9,2	11	15	18,7	19,2	21,5	23	24,3

Алгоритм (рисунок 2) и различных вариантов: для расчета реализующие его программы позволяют проводить серии расчетов

пуска на заполненный трубопровод, на частично заполненный трубопровод,

на опорожненный трубопровод, с минимальным изменением исходных данных при переходе от одного варианта к другому. Программа дает возможность аналитически определить параметры гидроудара. Доказана адекватность разработанной математической модели реальному физическому процессу.

Наряду с численным алгоритмом, важно совершенствовать технологии ком-

пьютерного моделирования (автоматизацию подготовки исходных данных, проверку расчетов и визуализацию полученных результатов). Форма представления результатов в виде графиков дает возможность оценить величину колебаний давлений, сопоставить натурные исследования с расчетно-теоретическими и проверить правильность принятого значения времени переходного процесса для расчетов (рисунок 3).

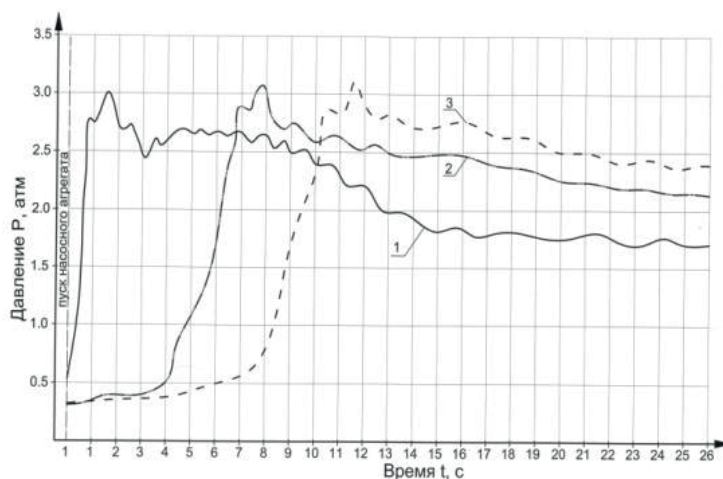


Рис. 3. График результатов переходных процессов при пуске насоса: 1 – на заполненный; 2 – на частично заполненный; 3 – опорожненный трубопровод

Выводы

Принятая схема пуска насоса ОПС 50-125/15 при заполненном напорном трубопроводе и закрытом затворе возможна при полном времени пуска 24,3 с. и начале открытия затвора через 19,2 с. Скорость открытия затвора, при этом составляет 0,4 м/с, а угол установки лопастей рабочего колеса насоса минус 10° .

Для расчета переходных процессов в напорных системах приняты дифференциальные уравнения неустановившегося движения воды в трубопроводах, в которых не учитываются конвективные члены (10, 11), пренебрежение которыми позволят значительно упростить решение уравнений, не приводя к ощутимым погрешностям в определении времени распространения волн по трубопроводам.

3. На основании проведенных расчетно-теоретических исследований и натурных испытаний разработаны методы расчетного обоснования переходных процессов при пуске насосного агрегата.

работы центробежных насосов с использованием преобразователя частоты вращения // *Природообустройство*. – 2013. – № 5. – С. 64–67.

2. Бегляров Д. С., Апресян Д. Ш. Методика расчета переходных процессов в напорных системах водоподачи при пусках насосных агрегатов // *Природообустройство*. – 2012. – № 2. – С. 69–72.

3. Методика расчетов переходных процессов в напорных системах водоподачи с насосными станциями / Бегляров Д. С. [и др.] // *Природообустройство и рациональное природопользование, необходимые условия социально-экономического развития России: сб. науч. трудов*. – М.: МГУП, 2005. – С. 47–53.

Материал поступил в редакцию 05.05.2015.

Бегляров Давид Суренович, доктор технических наук, профессор

Тел. 8 (499) 976-11-85.

Али Мунзер Сулейман, кандидат технических наук

E-mail: munzer@yandex.ru

Тел. 8 (499) 391-12-07

1. Али М. С., Сабра К. С. Особенности