НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ МГТУ ИМ. Н. Э. БАУМАНА
НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ
Эл № ФС77 - 48211. Государственная регистрация №0421200025. ISSN 1994-0408
электронный научно-технический журнал

Автоматическое регулирование давления на входе в магистральный насос при аварийном выключении электропривода

01, январь 2013
DOI: 10.7463/0113.0518041
Попов Д. Н., Сосновский Н. Г.
УДК 62-52

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана
sosn@bmstu.ru
popov@bmstu.ru

Введение

Задача автоматического регулирования давления на входе в магистральный насос при аварийном отключении электродвигателя насосного агрегата возникает в связи с необходимостью снижения нагруженности стенок магистральных трубопроводов. Один из способов обеспечения такого снижения основан на автоматическом регулировании скорости увеличения давления на входе в насос с помощью системы сглаживания волн давления (ССВД), имеющей клапан на насосном агрегате.

Для обеспечения допустимых изменений давлений, расходов жидкости и частот вращений насосных агрегатов целесообразно выполнять расчеты нестационарных процессов [1]. Необходимые для расчетов математические модели рассматриваемых систем с насосными агрегатами могут быть представлены в виде дифференциальных уравнений и полученных на основе этих уравнений структурных схем [2, 3]. Последний метод позволяет конструктору в диалоге с ЭВМ достаточно просто моделировать различные ситуации, при которых происходят нестационарные процессы, находить способы и параметры управления этими процессами.

1 Уравнения, описывающие нестационарные процессы в насосном агрегате

Исходным в рассматриваемом математическом описании переходных процессов является уравнение движения ротора насосного агрегата [4]

$$J\frac{d\Omega}{dt} = M_{дв} - M_{н}, \qquad (1)$$

где J - суммарный момент инерции ротора электродвигателя и рабочего колеса насоса;

Ω - угловая скорость вала насосного агрегата;

$M_{дв}$ - вращающий момент электродвигателя;

$M_{н}$ - момент сопротивления, создаваемого рабочим колесом насоса.

Вращающие моменты связаны с угловой скоростью вала насосного агрегата, мощностью $N_{дв}$ электродвигателя и мощностью $N_{н}$ насоса соотношениями

$$N_{дв} = M_{дв}\,\Omega\,,$$

$$N_{н} = M_{н}\,\Omega.$$

С помощью этих двух соотношений уравнение (1) приводится к виду

$$\Omega J\frac{d\Omega}{dt} + N_{н} = N_{дв}\,. \qquad (2)$$

Мощность, потребляемая насосом, которая входит в формулу (2), равна

$$N_{н} = \rho g H_{н} Q_{н} / \eta_{н}\,. \qquad (3)$$

В формуле (3) величина $\eta_{н}$ - КПД насоса, входит в функцию

$$H_{н} = H_{н}(Q_{н}, \Omega, \eta_{н})\,. \qquad (4)$$

При переходных процессах функция (4) может отличаться от напорной характеристики насоса, выключение электродвигателя насоса происходит практически мгновенно, что позволяет принять при математическом моделировании $N_{дв} = 0$.

Для предварительных расчетов переходных процессов желательно, по возможности, иметь линеаризованные математические модели, с помощью которых получаются достаточно обозримые результаты о влиянии различных факторов на изучаемые процессы. Последующее уточнение расчетов можно осуществить, учитывая в исходной модели существенные для данной системы нелинейности. В соответствии с этими фундаментальными положениями теории управления ниже приведены уравнения, описывающие зависимость мощности насоса от нестационарных значений напора и расхода. Для линеаризации функцию (3) следует разложить в ряд Тейлора и удержать в нем члены, содержащие отклонения КПД, напора и расхода от своих начальных значений в степени не выше первой. Таким способом находится уравнение

$$N_{н1} = (N_{н1})_0[1 - \Delta\eta_{н} / (\eta_{н})_0] + \frac{\rho g}{(\eta_{н})_0}\,[(Q_{н1})_0 \Delta H_{н1} + (H_{н1})_0 \Delta Q_{н1}]\,. \qquad (5)$$

В уравнении (5) индексы означают: "0"- начальное значение величины,

"н" - величина относится к насосу, "н1" - величина относится к одному из последовательно работающих насосов.

Угловая скорость вала насосного агрегата в режиме «выбега» (после отключения электропривода) определяется соотношением

$$\Omega = \Omega_0(1 + \Delta\Omega / \Omega_0)\,. \qquad (6)$$

С помощью формул (5) и (6) уравнение (2) при $N_{дв}$= 0 приведено к виду

$$\left(1+\frac{\Delta\Omega}{\Omega_0}\right)\frac{d\Delta\Omega}{dt} = -\frac{(N_{н1})_0}{\Omega_0 J}\left[1-\frac{\Delta\eta_н}{(\eta_н)_0}\right] - \frac{\rho g}{(\eta_н)_0\,\Omega_0 J}\left[Q_{н1})_0\Delta H_{н1} + (H_{н1})_0\Delta Q_{н1}\right]. \qquad (7)$$

Изменения напоров и расходов насосов, работающих на насосной станции (НС) последовательно, связаны уравнением баланса напоров и равенством расходов, протекающей через насосы жидкости, поэтому

$$H_{НС} = H_{ОСТ} + H_{н1},$$

где $H_{НС}$ - общий напор в гидросистеме;

$H_{ОСТ}$ - напор оставшихся насосов после отключения одного насоса;

$H_{н1}$ - напор отключенного насоса, работающего в режиме выбега.

Отклонение $\Delta H_{НС}$ от своего установившегося значения происходит вследствие гидравлического удара в трубопроводах НС, его значения определяет соотношение

$$\Delta H_{НС} = (\Delta p_{вых} - \Delta p_{вх}) / \rho g\,, \qquad (8)$$

где $\Delta p_{вх}$ и $\Delta p_{вых}$ - вызванные гидравлическим ударом отклонения давлений в трубопроводах на входе и выходе НС.

Указанные выше изменения давлений можно находить по уравнениям, описывающим гидравлический удар. При этом, заменив скорости жидкости на объемные расходы, имеем:

$$\Delta p_{вх} = \frac{\rho c}{\pi r_0^2}\Delta Q\,, \qquad (9)$$

$$\Delta p_{вых} = \frac{\rho c}{\pi r_0^2}\Delta Q_{н1}\,. \qquad (10)$$

В формулах (9) и (10) величины ΔQ и $\Delta Q_{н1}$ - отклонения объемных расходов от установившихся значений соответственно в сечениях трубопроводов на входе и выходе НС, причем $\Delta Q_{н1}$ равно отклонению расхода на входе в насос с отключенным электродвигателем.

Величина $\Delta H_{НС}$ должна быть, кроме того, равна суммарному отклонению напоров насосов, что дает возможность привести уравнение (8) к виду

$$\Delta p_{вых} - \Delta p_{вх} = \rho g \left[\left(K'_H \right)_{н1} \Delta\Omega - K_C \Delta Q_{н1} \right]. \quad (11)$$

В уравнение (11) входят коэффициенты линейной аппроксимации напорных характеристик насосов. Коэффициент $\left(K'_H\right)_{н1}$ определяет изменение напора насоса с отключенным электродвигателем в зависимости от изменения угловой скорости его вала, а коэффициент K_C определяет суммарное отклонение напора насосов в зависимости от отклонения проходящего через них расхода жидкости. Этот коэффициент равен

$$K_C = \left(K_{HQ}\right)_{н1} + \left(K_{HQ}\right)_{ОСТ}. \quad (12)$$

В сумме (12) величина $(K_{HQ})_{н1}$ - это коэффициент, определяющий изменение напора насоса с отключенным электродвигателем в зависимости от изменения подачи этого насоса; $(K_{HQ})_{ост}$ - коэффициент, который характеризует изменение напора оставшихся в работе насосов при изменении расхода проходящей через них жидкости.

Уравнение баланса расходов имеет вид

$$\Delta Q = \Delta Q_{н1} + \Delta Q_{кл} + \Delta Q_{рег}, \quad (13)$$

где $\Delta Q_{кл}$ и $\Delta Q_{рег}$ - соответственно отклонения расходов жидкости, в случае регулирования процессов торможения насоса при внезапном отключении электропривода.

2 Уравнения, описывающие волновые процессы в трубопроводе на входе насоса

После отключения электродвигателя (потери привода) насос работает в режиме выбега, при котором вследствие уменьшения частоты вращения рабочего колеса происходит уменьшение расхода жидкости в трубопроводе на входе в насос. Это вызывает волновой процесс в трубопроводе.

В изображениях по Лапласу волновой процесс в трубопроводе можно описать системой дифференциальных уравнений [2, 3]

$$\frac{dp(s)}{dx} = -\left[\rho s + 2W_{к.н}(s)/r_0\right] v(s), \quad (14)$$

$$\frac{dv(s)}{dx} = -\frac{s}{B_{тр}} p(s), \quad (15)$$

где *p(s), v(s)* – изображения по Лапласу давления и скорости жидкости соответственно;

x - координата, измеряемая вдоль оси трубопровода;

s - переменная в интеграле преобразования по Лапласу;

ρ, $B_{тр}$ - плотность и модуль объемной упругости жидкости, находящейся в трубопроводе с упругими стенками;

$W_{к.н}(s)$ - передаточная функция для касательного напряжения на стенке трубопровода;

r_0 - радиус проходного сечения трубопровода.

Решение уравнений (14) и (15) имеет вид

$$p(s,x) = C_1 \exp[\upsilon(s)x] + C_2 \exp[-\upsilon(s)x], \quad (16)$$

где υ(s) - коэффициент распространения возмущения, определяемый с помощью соотношения

$$\upsilon^2(s) = (s / B_{тр})[\rho s + 2W_{к.н}(s) / r_0]. \quad (17)$$

Для вычисления произвольных постоянных C_1 и C_2 необходимо найти граничные условия. В рассматриваемом ниже случае целесообразно начало координат x=0 принять в месте подключения трубопровода к гидросистеме. При этом можно не учитывать отраженную волну, если продолжительность переходных процессов в насосном агрегате значительно меньше продолжительности пробега волной удвоенной длины трубопровода (фазы гидравлического удара). С таким условием, пренебрегая вязкостью жидкости и используя уравнения (16), (17), можно применить формулу Н.Е. Жуковского

$$\Delta p_1 = -\rho c \Delta v_1, \quad (18)$$

в которой индексом "1" отмечены давление и скорость жидкости в сечении трубопровода на входе в НС.

Скорость распространения возмущения (скорость звука в трубопроводе с жидкостью) при выводе формулы (18) принята в соответствии с соотношением

$$\rho c^2 = B_{тр}.$$

3 Структурная схема гидросистемы с центробежным насосом

С помощью системы уравнений (5) - (13) получена приведенная на рисунке 1 структурная схема насосного агрегата для расчета переходных процессов. Возмущающим воздействием здесь является величина начальной мощности $(N_{н1})_0$, подводимой к насосу до того, как произошло отключение его электродвигателя. Мгновенное отключение электродвигателя представлено ступенчатым (скачком) уменьшением этой мощности от начального значения до нуля. Контролируемой величиной является $\Delta p_{вх}$.

Величина $\Delta Q_{кл}$ – расход жидкости, пропускаемый на слив через клапан, который установлен на насосном агрегате;

$\Delta Q_{рег}$ – расход жидкости, обеспечивающей открытие и закрытие клапана при действии регулятора;

$W_P(s)$ – передаточная функция, описывающая алгоритм действия регулятора управляющего клапаном насосного агрегата;

$W_{Qp}(s)$ – передаточная функция, описывающая расход жидкости, необходимый для управления клапаном.

Пример расчета переходных процессов в случае аварийного отключения насоса был выполнен для следующих исходных данных:

частота вращения вала насоса n=3000 об/мин; N_H=2800 кВт; H_H = 213 м;

ρ =859,2 kg/m^3; $\nu = 11{,}5 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $r_0 = 0{,}498$ м; $c_L = 1100$ м/с;

η_H = 0,72; Q_H = 4136 (1,15) $м^3/час$ ($м^3/с$).

Значения параметров, использованных в расчете, находились по соотношениям

$$K_{pQ} = \frac{\rho c_л}{\pi \cdot (r_0)^2};$$

$$p = \rho g H_{H1.0};$$

$$K_{pN} = \frac{\eta c_л}{g\pi (r_0)^2 \cdot (Q_{H1.0} K_{HO} + H_{H1.0})}.$$

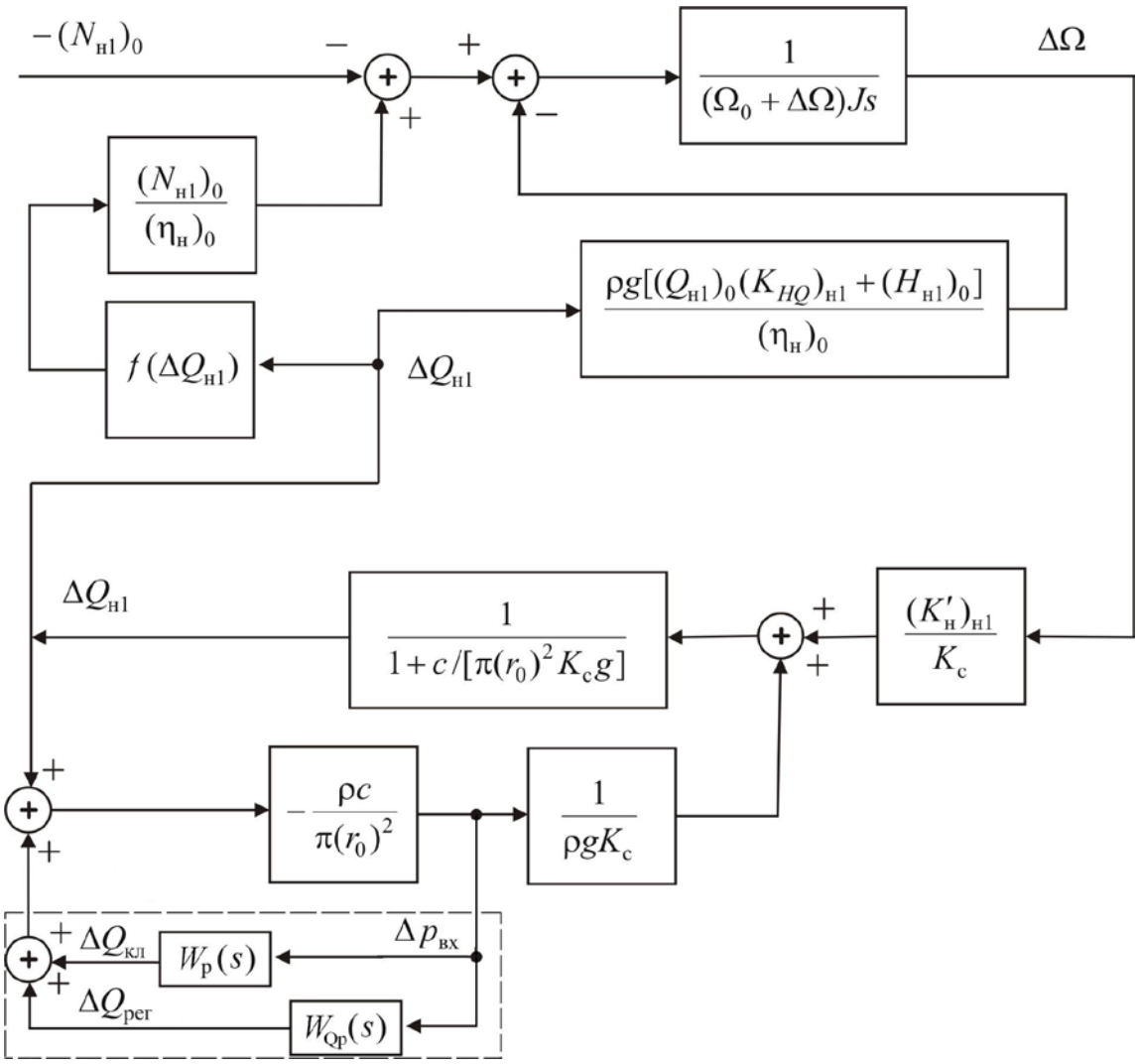

Рисунок 1 - Структурная схема насосного агрегата

Моделирование системы по составленной структурной схеме осуществлялось с помощью программного комплекса МВТУ («Моделирование в технических устройствах»). Полученные в результате переходные процессы представлены на рисунке 2.

Заключение

Переходные процессы при отключении электродвигателя насосного агрегата, полученные в результате структурного моделирования, соответствуют наблюдавшимся при эксплуатации процессам в насосах [3].

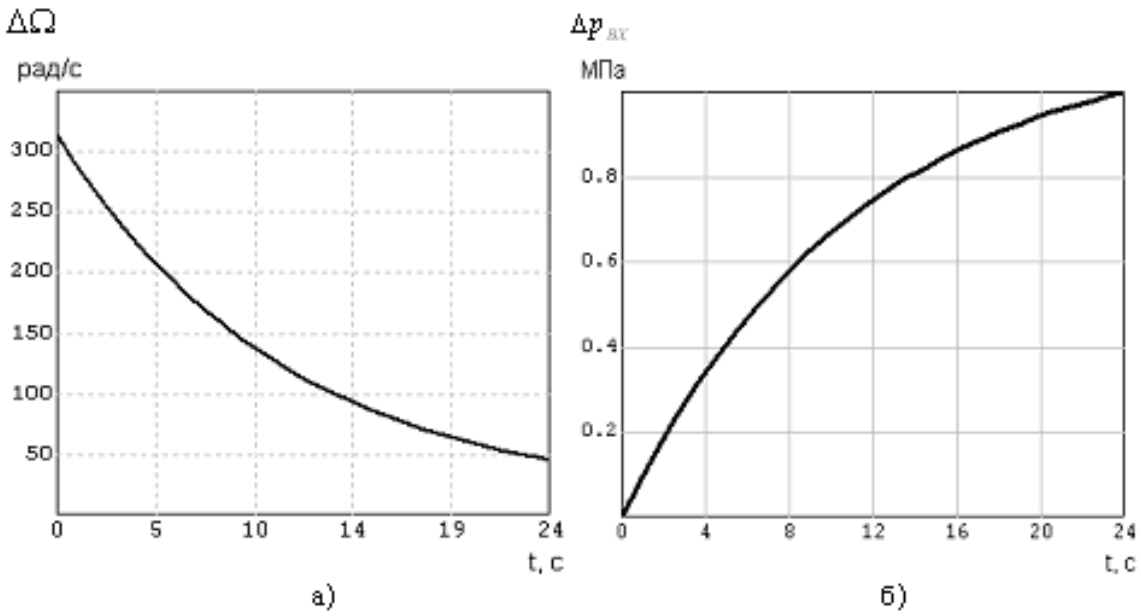

Рисунок 2 - Переходные процессы:

а) изменение угловой частоты вращения вала насосного агрегата $\Delta\Omega$,

б) изменение давления на входе в насос Δp_{BX}

Используя приведенную в статье математическую модель, можно провести исследование аварийных режимов работы насоса, а так же найти структуру и параметры оптимального регулятора давления на входе насоса.

Список литературы

1. Аршеневский Н.Н., Поспелов Б.Б. Переходные процессы в крупных насосных станциях. М.: Энергия, 1980. 112 с.
2. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
3. Попов Д.Н., Сосновский Н.Г. Структурный метод моделирования на ЭВМ нестационарных процессов в системах с лопастными насосами // Научно-технич. конференция 4-го Международного форума PCVEXPO’2005 «Насосы. Эффективность и экология»: тез. докл. Москва, 2005. С. 13-14.
4. Попов Д.Н. Особенности динамики управляемых систем с насосами // Междунар. научно-технич. конференция «ECOPUMP.RU 2007. Эффективность и экологичность насосного оборудования»: тез. докл. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 37-38.

SCIENTIFIC PERIODICAL OF THE BAUMAN MSTU
SCIENCE and EDUCATION
EL № FS77 - 48211. №0421200025. ISSN 1994-0408
electronic scientific and technical journal

Automatic pressure regulation at the input of the main line pump during emergency cutout of an electric motor

 # 01, January 2013
DOI: 10.7463/0113.0518041
Popov D.N., Sosnovskii N.G.

Russia, Bauman Moscow State Technical University
sosn@bmstu.ru
popov@bmstu.ru

This article describes a method of mathematical modeling of systems with centrifugal pumps. A structure chart directed at interactive solution of an optimal control problem of controlling pumping units was created with the use of this mathematical model. In this article, along with the results of calculations, the authors provide an example of an emergency cutout of a pumping module subject to the inertia of the pumping unit rotor, rotating frequency of its spindle, the pump's head-capacity curve and parameters which determine hydraulic wave processes in the pipelines connected with the pump. Controlled parameters in this case are the pump module's shaft speed and pressure generated by irregular fluid motion on intake side of the pump. Transition processes were determined for these parameters in case of an emergency cutout of the main line pump's electric drive. Schematic diagram of the proposed mathematical model for investigation of centrifugal pump's emergency modes was published for the first time.

Publications with keywords: mathematical model, block diagram, pump module, wave processes, pump's characteristics
Publications with words: mathematical model, block diagram, pump module, wave processes, pump's characteristics

References

1. Arshenevskii N.N., Pospelov B.B. *Perekhodnye protsessy v krupnykh nasosnykh stantsiiakh* [Transient processes in a large pumping stations]. Moscow, Energiia, 1980. 112 p.

2. Popov D.N. *Nestatsionarnye gidromekhanicheskie protsessy* [Nonstationary hydromechanical processes]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 240 p.

3. Popov D.N., Sosnovskii N.G. Strukturnyi metod modelirovaniia na EVM nestatsionarnykh protsessov v sistemakh s lopastnymi nasosami [Structural method of computer simulations of nonstationary processes in systems with vane pumps]. *Nauchno-tekhnich. konferentsiia 4-go Mezhdunarodnogo foruma PCVEXPO'2005 «Nasosy.*

Effektivnost' i ekologiia.»: tez. dokl. [Scientific-technical conference of the 4-th International forum PCVEXPO'2005 «Pumps. Efficiency and ecology»: theses of reports], Moscow, 2005, pp. 13-14.

4. Popov D.N. Osobennosti dinamiki upravliaemykh sistem s nasosami [Features of dynamics of controllable systems with pumps]. *Mezhdunar. nauchno-tekhnich. konferentsiia «ECOPUMP.RU 2007. Effektivnost' i ekologichnost' nasosnogo oborudovaniia»: tez. dokl*. [International scientific-technical conference «ECOPUMP.RU 2007. Effectiveness and ecological properties of pump equipment»: theses of reports], Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007, pp. 37-38.