

## Особенности использования адаптивного гидропривода в подводных робототехнических системах

© В.В. Вельтищев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Рассмотрены новые методы коррекции подводных гидравлических систем с настройкой к текущим режимам работы.*

**Ключевые слова:** гидравлический привод, источник гидропитания, давление, алгоритм самонастройки, подводный аппарат.

Гидравлические приводы (ГП) широко используются в исполнительных системах подводных необитаемых аппаратов и других робототехнических объектов. Чаще всего на их основе строятся подводные манипуляционные устройства и средства движения.

Распространение ГП в подводных исполнительных системах обусловлено следующими факторами [1]:

- легкостью гидростатической разгрузки гидравлических компонентов для их защиты от воздействия внешнего давления воды;
- малыми габаритами и массой гидравлических устройств, позволяющих создать быстродействующие исполнительные системы с высокой удельной энерговооруженностью.

Однако традиционные принципы построения подводного ГП не всегда обеспечивают необходимые уровни надежности систем. Одним из методов повышения надежности является нагрузочное резервирование ГП, под которым понимается повышение запаса прочности системы по отношению к механическим, температурным, гидравлическим внутренним и внешним факторам. Для ГП наиболее критичны внутренние гидравлические воздействия в виде больших забросов и пульсаций давления. В подводном ГП абсолютные значения давления рабочей жидкости повышаются по мере увеличения глубины погружения подводного аппарата (ПА), что ускоряет износ уплотнений и деталей в парах трения.

Несмотря на относительно небольшой температурный диапазон водной среды и благоприятные условия теплопередачи, в процессе функционирования ПА температура рабочей жидкости в гидросистеме может существенно повышаться, достигая критических значений, что

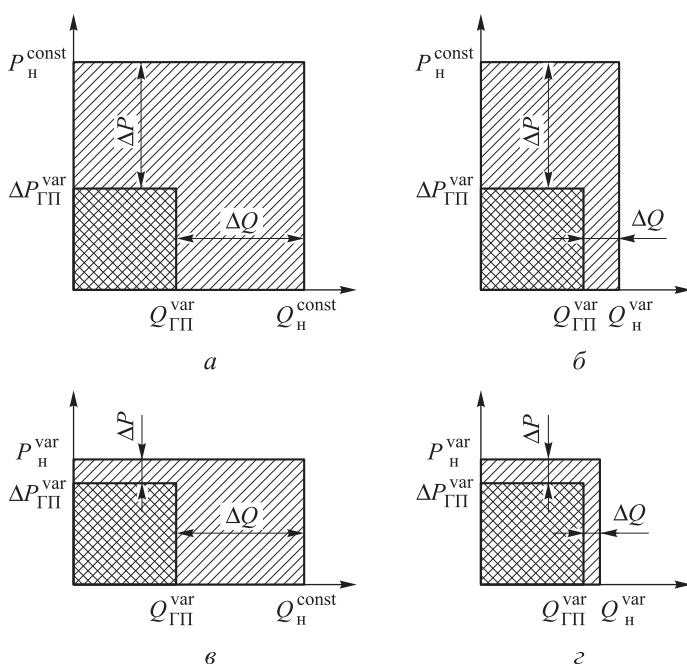
крайне негативно влияет на долговечность резинотехнических уплотнительных изделий в ГП [2].

В подводной технике ГП используются группами, подключенными к централизованным источникам гидропитания (ИГП). Тип источника определяет энергетические параметры ГП и уровень негативных эксплуатационных факторов. Диаграммы использования мощности для различных вариантов построения ГП представлены на рис. 1.

На рис. 1, а изображена диаграмма для привода с ИГП, выполненным на основе насоса постоянной производительности  $Q_n^{\text{const}}$  и переливного клапана с постоянной настройкой на поддержание давления  $P_n^{\text{const}}$ . Здесь и далее все уровни давления рабочей жидкости отсчитываются от величины заборного давления воды, а давление в сливной линии считаем равным заборному давлению. В этом случае установочная мощность ИГП постоянна и не зависит от режимов работы ГП. Уровень непроизводительных объемных  $\Delta Q$  и гидравлических  $\Delta P$  потерь в гидросистеме определяется текущими величинами перепада давления в полостях гидродвигателя  $\Delta P_{\text{ГП}}^{\text{var}}$  и потребляемым им расходом  $\Delta Q_{\text{ГП}}^{\text{var}}$ . В том случае, когда все подключенные к ИГП гидроприводы работают в режиме малой мощности, большая часть энергии источника переходит в тепло. Более экономичный тип ИГП изображен на рис. 1, б. Здесь стабилизация заданного уровня давления осуществляется регулятором давления насоса переменной производительности. Регулятор обеспечивает автоматическое поддержание баланса между текущей производительностью насоса и потребляемым ГП расходом, включая объемные утечки в гидросистеме  $\Delta Q$ .

Существует возможность автоматической настройки под текущий режим работы ГП выходного давления ИГП (рис. 1, в). Используя различные методы измерения или оценки текущей нагрузки в гидроприводе, например по координате  $\Delta P_{\text{ГП}}^{\text{var}}$ , можно дистанционно перенастраивать переливной клапан ИГП на поддержание давления  $P_n^{\text{var}} = \Delta P_{\text{ГП}}^{\text{var}} + \Delta P$ . Логичным развитием рассмотренных выше схем является гидравлический источник, в котором обе его выходные координаты переменны и будут максимально приближаться к текущим потребностям потребителей (рис. 1, г). На основе такого источника можно строить адаптивные к нагрузке системы ГП.

До недавнего времени в подводной технике применялись только ИГП первого и второго типов. Так, комплекс ГП средств движения обитаемого ПА «Мир» реализован как адаптивная к нагрузке система. Результаты многолетней успешной эксплуатации аппаратов «Мир-1» и «Мир-2» подтвердили эффективность использования данных методов управления.



**Рис. 1.** Диаграммы использования мощности для различных вариантов построения ГП:

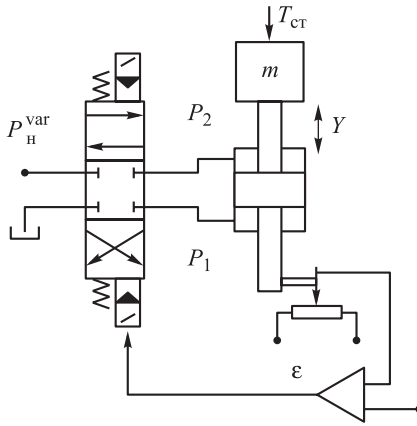
*а* — ИГП с насосом постоянной производительности; *б* — ИГП с насосом переменной производительности; *в* — ИГП с автоматической настройкой выходного давления и постоянной производительностью; *г* — ИГП с двумя переменными выходными координатами;  — используемая мощность,  — мощность источника, переходящая в тепло

Основная проблема дальнейшего распространения и развития гидромеханических и электрогидравлических систем такого класса в подводной области обусловлена сложностью их аппаратной реализации и нестабильностью регулировочных характеристик привода при вариациях выходного давления ИГП.

В общем случае для создания любой адаптивной к нагрузке гидравлической системы необходимо решить две задачи: первая — синтез алгоритмов измерения текущей нагрузки в ГП и формирование на основе полученной информации требуемого закона изменения выходного давления  $P_H(t)$  ИГП; вторая — реализация методов обеспечения инвариантности характеристик ГП (как минимум статических регулировочных) к изменениям  $P_H(t)$ , которые выступают в роли внешнего возмущения.

Рассмотрим алгоритмы управления ГП, которые могут не только обеспечить стабильность регулировочных свойств, но и повысить точность отработки задающих сигналов. Анализ проведем на примере типового следящего ГП, включающего в свой состав двухкаскадный электрогидравлический усилитель сопло-заслонка — золотник и испол-

нительный двигатель (рис. 2). Гидропривод подключен к ИГП с переменным выходным давлением  $P_H^{\text{var}}$ .



**Рис. 2.** Следящий ГП с двухкаскадным электрогидравлическим усилителем и исполнительным двигателем ( $T_{\text{ст}}$  — статическая нагрузка на привод;  $Y$  — регулируемая координата (перемещение поршня))

Уравнение электронной части привода и первого каскада управления запишем в следующем виде:

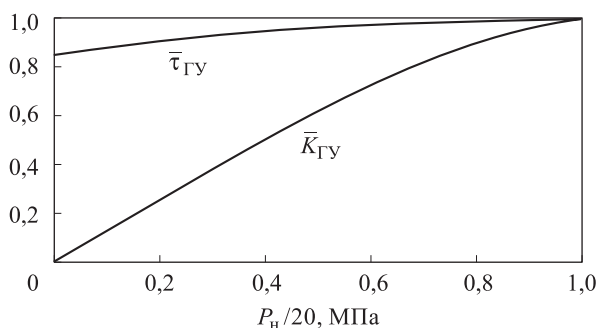
$$(g - K_{\text{o.c}}Y)K_{\text{ГУ}}K_3 = \tau_{\text{ГУ}} \frac{d\Delta P_3}{dt} + \Delta P_3,$$

где  $g$  — задающее воздействие на ГП;  $K_{\text{o.c}}$  — крутизна датчика обратной связи;  $Y$  — регулируемая координата (перемещение поршня);  $K_3$  — коэффициент усиления управляющей части ГП;  $K_{\text{ГУ}}$ ,  $\tau_{\text{ГУ}}$  — коэффициент усиления и постоянная времени первого каскада усиления электрогидравлического усилителя (ГУ);  $\Delta P_3$  — перепад давления под торцами золотника.

Экспериментальные исследования влияния давления нагнетания на характеристики первого каскада большинства отечественных электрогидравлических усилителей [3] позволили получить обобщенные нормированные графики зависимостей  $\bar{K}_{\text{ГУ}} = f(\bar{P}_H)$  и  $\bar{\tau}_{\text{ГУ}} = f(\bar{P}_H)$ , представленные на рис. 3. Здесь  $\bar{P}_H = P_H / P_{\text{max}}$  — нормированная величина давления нагнетания в ГП. Эти графики показывают, что постоянная времени первого каскада  $\tau_{\text{ГУ}}$  практически не зависит от давления нагнетания, а характер функции  $\bar{K}_{\text{ГУ}} = f(\bar{P}_H)$  близок к линейному. Данное допущение позволяет переписать уравнение управляющей части ГП следующим образом:

$$(g - K_{\text{o.c}}Y)K_{\text{ГУ}}^{\text{max}}\bar{P}_H K_3 = \tau_{\text{ГУ}} \frac{d\Delta P_3}{dt} + \Delta P_3, \quad (1)$$

где  $K_{\text{ГУ}}^{\text{max}}$  — коэффициент усиления первого каскада при максимальном давлении  $P_{\text{max}}$ .



**Рис. 3.** Графики нормированных зависимостей  $\bar{K}_{ГУ} = f(\bar{P}_H)$ ,  $\bar{\tau}_{ГУ} = f(\bar{P}_H)$

Уравнение движения золотника представим в виде

$$S_3 \Delta P_3 = T_{тр} \operatorname{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) + C_3 x,$$

где  $S_3$  — площадь торцевых поверхностей золотника;  $C_3$  — жесткость синхронизирующих пружин золотника;  $T_{тр}$  — сила трения на золотнике;  $x$  — перемещение золотника.

В данном уравнении принято, что масса золотника пренебрежимо мала, а давление нагнетания оказывает влияние только на величину зоны трения. Если ввести понятие максимальной силы трения на золотнике  $T_{тр}^{\max}$  при максимальном уровне давления нагнетания, аналитически это влияние можно учесть так:

$$S_3 \Delta P_3 = T_{тр}^{\max} \bar{P}_H \operatorname{sign} \left( \frac{dx}{dt} \right) + C_3 x. \quad (2)$$

Уравнения расходов в золотниковом распределителе запишем в виде

$$\begin{aligned} Q_{H1} &= f(+x) \sigma_{\max} \sqrt{(P_H - P_1)} \operatorname{sign}(P_H - P_1) - f(-x) \sigma_{\max} \sqrt{P_1}, \\ Q_{H2} &= f(+x) \sigma_{\max} \sqrt{P_2} - f(-x) \sigma_{\max} \sqrt{(P_H - P_2)} \operatorname{sign}(P_H - P_2), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\sigma_{\max}$  — гидравлическая проводимость щели распределителя;  $f(+x)$ ,  $f(-x)$  — нелинейные функции изменения проходных сечений распределителя;  $P_1, P_2$  — уровни давления рабочей жидкости в диагонали гидравлического моста.

Расход жидкости в полостях гидроцилиндра определяется соотношениями

$$\begin{aligned} Q_{H1} &= \beta W \frac{dP_1}{dt} + F_{\Pi} \frac{dY}{dt}, \\ Q_{H2} &= F_{\Pi} \frac{dY}{dt} - \beta W \frac{dP_2}{dt}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\beta$  — коэффициент сжимаемости рабочей жидкости;  $W$  — объем по-

лостей гидроцилиндра и подводящих магистралей (принимаем его независящим от положения поршня);  $F_{\pi}$  — рабочая площадь поршня.

Типовое уравнение движения поршня гидроцилиндра

$$F_{\pi}(P_1 - P_2) = m \frac{d^2 Y}{dt^2} + B \frac{dY}{dt} + T_{\text{ст}}, \quad (5)$$

где  $m$  — масса нагрузки;  $B$  — коэффициент скоростного трения при нагрузке и в гидроцилиндре;  $T_{\text{ст}}$  — статическая нагрузка на привод.

Для получения приближенных аналитических зависимостей проведем линеаризацию уравнений (3) путем их разложения в ряд Тейлора. Определим параметры точки линеаризации. Для этого представим основные координаты золотникового распределителя следующим образом:

$$x = x_0 + \Delta x; \quad P_{\text{H}} = P_{\text{H}0} + \Delta P_{\text{H}}; \quad P_1 = P_{10} + \Delta P_1; \quad P_2 = P_{20} + \Delta P_2.$$

Связь между постоянными составляющими координат  $x_0, P_{\text{H}0}, P_{10}, P_{20}$  можно определить из системы уравнений

$$\begin{cases} f(+x_0)\sigma_{\text{max}}\sqrt{(P_{\text{H}0} - P_{10})} = f(-x_0)\sigma_{\text{max}}\sqrt{P_{10}}, \\ f(+x_0)\sigma_{\text{max}}\sqrt{P_{20}} = f(-x_0)\sigma_{\text{max}}\sqrt{P_{\text{H}0} - P_{10}}, \\ (P_{10} - P_{20})F_{\pi} = T_{\text{ст}} \end{cases}$$

в виде выражений

$$P_{10} = 0,5(P_{\text{H}0} + \Delta P_{\text{ст}}); \quad P_{10} = 0,5(P_{\text{H}0} - \Delta P_{\text{ст}}); \quad x_0 = a \sqrt{\frac{(P_{\text{H}0} + \Delta P_{\text{ст}})}{(P_{\text{H}0} - \Delta P_{\text{ст}})}},$$

где  $\Delta P_{\text{ст}}$  — перепад давления в полостях гидроцилиндра, компенсирующий статическую нагрузку,  $\Delta P_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{ст}}}{F_{\pi}}$ ;  $a$  — условный радиальный зазор в распределителе.

Линеаризованное уравнение баланса расходов

$$K_Q \Delta x - K_{QP} \Delta P + K_{QP}^* \Delta P_{\text{H}} = F_{\pi} \frac{dY}{dt} + 0,5\beta W \frac{d\Delta P}{dt}, \quad (6)$$

где  $K_Q$  — коэффициент усиления золотникового распределителя по расходу,  $K_Q = \sigma_{\text{max}} \sqrt{0,5(P_{\text{H}0} - \Delta P_{\text{ст}})}$ ;

$K_{QP}$  — коэффициент эластичности расходно-перепадной характеристики

$$\text{золотника, } K_{QP} = \frac{\sqrt{2}\sigma_{\text{max}} f P_{\text{H}0}}{(P_{\text{H}0} - \Delta P_{\text{ст}}) \sqrt{(P_{\text{H}0} + \Delta P_{\text{ст}})}};$$

$K_{QP}^*$  — коэффициент эластичности характеристики по отношению к давлению гидропитания,  $K_{QP}^* = \frac{\sigma_{\max} a}{\sqrt{2}} \left( \frac{\sqrt{(P_{H0} + \Delta P_{\text{ст}})}}{(P_{H0} - \Delta P_{\text{ст}})} - \frac{1}{\sqrt{(P_{H0} + \Delta P_{\text{ст}})}} \right)$ ;

$\Delta P$  — приращение перепада давления в полостях гидроцилиндра,  $\Delta P = \Delta P_1 - \Delta P_2$ .

Система уравнений (1), (2), (5) и (6) с учетом принятых допущений описывает динамику ГП, подключенного к гидравлическому источнику питания переменного давления. Структурная схема привода представлена на рис. 4.

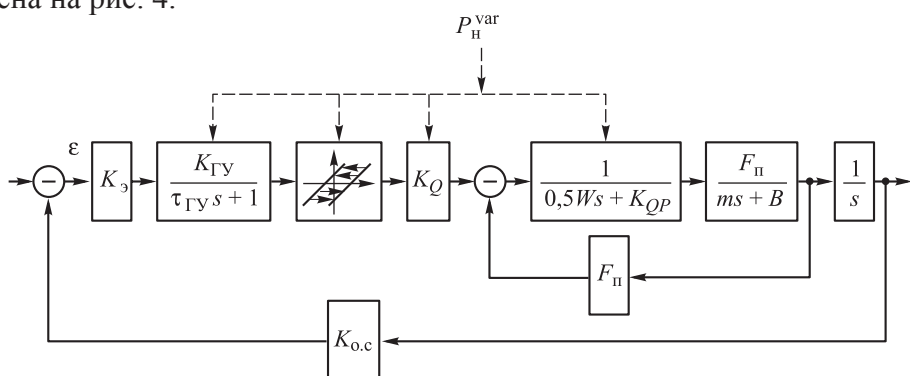


Рис. 4. Структурная схема ГП, подключенного к ИПП переменного давления ( $\epsilon$  — ошибка в ГП)

Величина установившейся ошибки ГП с переменным давлением нагнетания зависит от ряда параметров принятой математической модели и определяется выражением

$$\epsilon_{\text{уст}} = \frac{T_{\text{тр}}^{\max} \bar{P}_H}{S_3 K_3 K_{\text{ГУ}}^{\max} \bar{P}_H}.$$

Оценим возможность снизить влияние нелинейности золотникового распределителя на точность работы ГП при использовании самонастраивающейся структуры построения его системы управления.

Рассмотрим характеристическое уравнение ГП вида

$$D(\lambda) = 0,5\beta W m \lambda^3 + (K_{QP} m + 0,5\beta W B) \lambda^2 + (K_{QP} B + F_{\text{п}}^2) \lambda + K_{\text{о.с}} K_3 K_{\text{ГУ}} K_Q F_{\text{п}} S_3 c_3^{-1}.$$

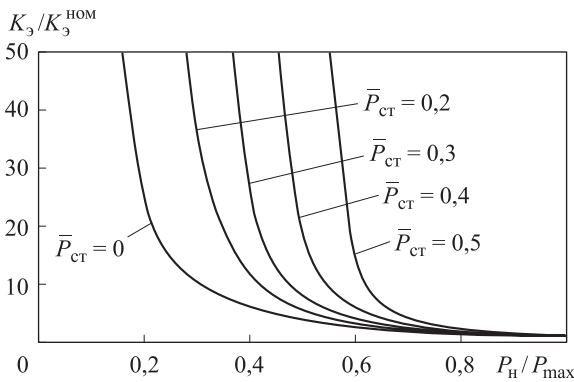
Пусть выполняются условия  $0,5\beta W B \ll K_{QP} m$  и  $K_{QP} B \ll F_{\text{п}}^2$ . Тогда, используя алгебраический критерий устойчивости Гурвица, можно получить выражение для граничного значения коэффициента усиления управляющей части ГП. Для наглядности будем использовать его нор-

мированное значение  $\bar{K}_9 = K_9 / K_9^{\text{ном}}$ , где  $K_9^{\text{ном}}$  — предельный коэффициент усиления ГП при давлении  $P_{\text{н}} = P_{\text{н max}}$ . С учетом этого получим

$$\bar{K}_9 = \frac{(1 - \bar{P}_{\text{ст}}) \sqrt{(1 - \bar{P}_{\text{ст}}^2)}}{(\bar{P}_{\text{н0}} - \bar{P}_{\text{ст}}) \sqrt{(\bar{P}_{\text{н0}}^2 - \bar{P}_{\text{ст}}^2)}}, \quad (7)$$

где  $\bar{P}_{\text{н0}} = P_{\text{н0}} / P_{\text{н max}}$ ;  $\bar{P}_{\text{ст}} = \Delta P_{\text{ст}} / P_{\text{н max}}$ .

Графики функции  $\bar{K}_9 = f(\bar{P}_{\text{н0}})$  при различных уровнях статической нагрузки на ГП изображены на рис. 5. Вид графиков показывает, что при уменьшении давления нагнетания на облегченных режимах работы адаптивного к нагрузке ГП запасы устойчивости существенно возрастают. Это создает условия для целенаправленного изменения коэффициента  $K_9$  по алгоритму (8).



**Рис. 5.** Зависимость граничного коэффициента усиления ГП от давления нагнетания

На рис. 6 изображены графики изменения нормированной величины ошибки  $\bar{\varepsilon}_{\text{уст}} = \varepsilon_{\text{уст}} / \varepsilon_{\text{уст}}^{\text{ном}}$  в скорректированном ГП. Предлагаемый алгоритм управления особенно эффективен в статически нагруженных приводах, таких как исполнительные системы подводных манипуляторов. Как видно из графиков на рис. 6, точность работы адаптивного к нагрузке ГП с использованием нелинейной коррекции коэффициента усиления может возрастать более чем на порядок.

Реализация алгоритма самонастройки с использованием функции (7) возможна несколькими путями. Пусть устройство регулирования давления постоянно обеспечивает давление в гидросистеме, равное  $P_{\text{н}} = P_{\text{н min}} + \Delta P_{\text{ст}}$ , где  $P_{\text{н min}}$  — минимальный уровень давления, необходимый для работы ГП с заданными скоростями и ускорениями на холостом ходу. Отметим, что в подводных манипуляционных устройствах движение без груза с удовлетворительными скоростями обеспечивается уже при  $P_{\text{н min}} = 5$  МПа.

Поскольку величины  $P_{н0}$  и  $P_{ст}$  взаимосвязаны, зависимость (7) можно переписать в виде функции только одного аргумента:

$$K_{\mathfrak{z}}(\Delta P_{ст}) = K_{\mathfrak{z}}^{\text{НОМ}} \left( \frac{P_{н\text{ max}} - \Delta P_{ст}}{P_{н\text{ min}}} \right)^{1,5} \sqrt{\frac{(P_{н\text{ max}} + \Delta P_{ст})}{(P_{н\text{ min}} + 2\Delta P_{ст})}}.$$

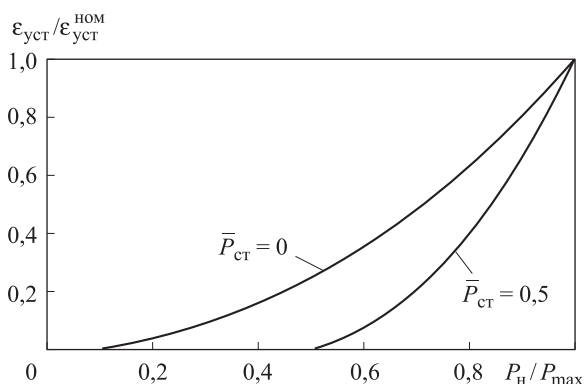


Рис. 6. Относительная ошибка в ГП с управляемым коэффициентом усиления

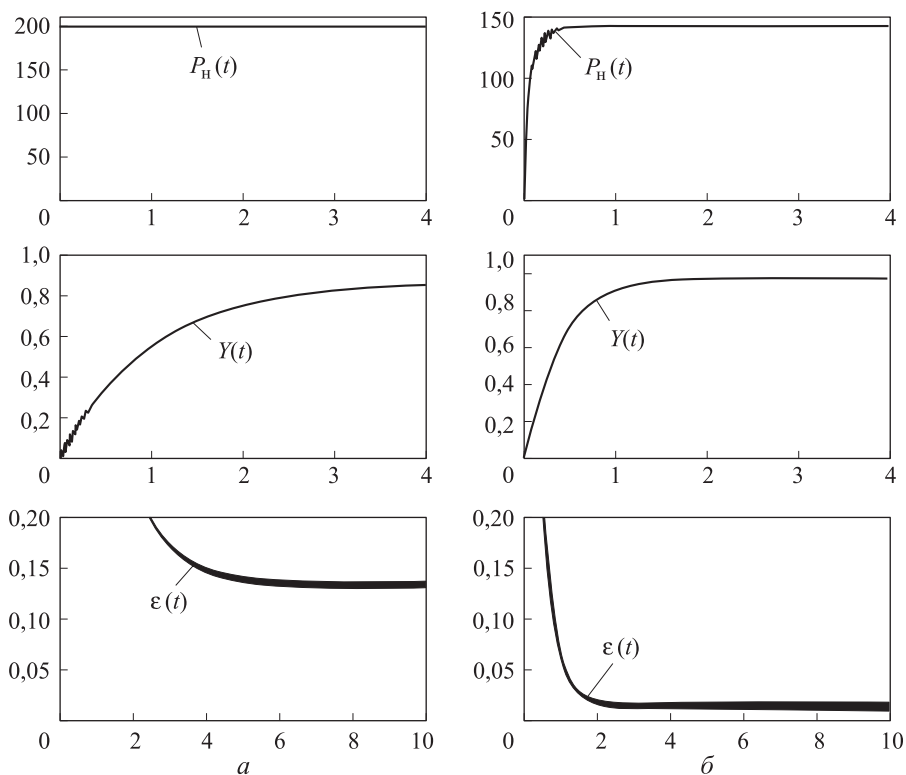


Рис. 7. Переходные процессы в исходной (а) и адаптивной (б) системах

Полученную функцию можно использовать для реализации алгоритма самонастройки как в точном ее виде, так и в аппроксимированной форме.

На рис. 7 представлены результаты моделирования синтезированного алгоритма самонастройки при отработке ГП ступенчатого задающего сигнала, а также для сравнения — переходные процессы в традиционном ГП с постоянным давлением гидропитания.

Из сопоставления графиков  $Y(t)$  видно, что использование алгоритмов самонастройки в системе управления ГП позволяет существенно повысить точность и быстродействие отработки задающего воздействия.

Полученные аналитические результаты являются методической основой для разработки новых средств коррекции в адаптивных системах управления ГП дроссельного регулирования. Главным отличительным признаком таких систем является то, что наряду с традиционным для систем с адаптацией к нагрузке повышением энергетических показателей улучшается качество регулирования.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ястребов В.С., Смирнов А.В., Челышев В.А. *Принципы построения погружных систем подводных аппаратов*. Москва, Наука, 1977, 128 с.
- [2] Вельтищев В.В., Яковлев В.Д. Тепловые режимы работы гидравлических исполнительных систем подводных аппаратов. *Мат. Всерос. конф.: Технические проблемы освоения мирового океана*. Владивосток, 2007, с. 189–193.
- [3] Вельтищев В.В. *Электрогидравлические приводные системы движительно-рулевых комплексов необитаемых подводных аппаратов*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1986, 233 с.

Статья поступила в редакцию 21.05.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

В.В. Вельтищев. Особенности использования адаптивного гидропривода в подводных робототехнических системах. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 3. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pribor/robot/634.html>

**Вельтищев Вадим Викторович** родился в 1949 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1977 г. Канд. техн. наук, зав. кафедрой «Подводные роботы и аппараты» МГТУ им. Н.Э. Баумана, зав. отделом «Подводные системы» НИИСМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 70 научных работ, авторских свидетельств и патентов на изобретение в области создания подводных робототехнических комплексов, разработки средств движения и других исполнительных систем для необитаемых и обитаемых подводных средств. e-mail: [sm42@sm.bmstu.ru](mailto:sm42@sm.bmstu.ru)