

З. Я. ЛУРЬЕ, А. И. ГАСЮК, В. А. БУЛГАКОВ, Л. Н. ЦЕХМИСТРО, Е. Н. ЦЕНТА

СИНТЕЗ МЕХАТРОННОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ГИДРОТУРБИНЫ

Исследуется рабочий процесс мехатронного гидропривода рабочего колеса на основе усовершенствованной математической модели. Улучшение показателей качества динамических характеристик обеспечено вводом в устройство управления двух ПИД-регуляторов с дифференциальным изотропным каналом настройки. Отработка малых перемещений поршня сервомотора (малых углов поворота лопастей) с достаточной для практики точностью достигнута путем постановки и решения задачи динамического синтеза корректирующего устройства. Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в корректирующее устройство. При этом одновременно достигнута инвариантность рабочего процесса, в том числе в режиме малых углов поворота лопастей, относительно вредного влияния увеличения газосодержания в двухфазной рабочей жидкости до 15 %.

Ключевые слова: математическая модель, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, ПИД-регулятор, поворотлопастная гидротурбина, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

Введение. В мировой и отечественной практике создания гидротурбинного оборудования в части управления определилась тенденция по пути внедрения более совершенных гидроустройств, средств вычислительной техники, включая ЭВМ. Такое развитие направлено на обеспечение возрастающих требований к техническому уровню и к эксплуатации гидротурбин. Появилась возможность разрабатывать мехатронные системы с улучшенными динамическими характеристиками.

Анализ литературных источников. В работе [1] излагается методика расчета динамических характеристик систем управления гидротурбинами на основе математической модели (далее ММ), представленной линеаризованными уравнениями в приращениях. Точность расчета такого подхода определяется выбранной точкой линеаризации и величиной приращения. Авторы отмечают, что при оценке устойчивости можно пользоваться такой моделью. Однако с появлением компьютерных систем линеаризованная ММ может служить лишь для предварительных расчетов.

Работа [2] посвящена изложению основ динамики линейных и линеаризованных систем. Изложены методы расчета устойчивости, выбора параметров и структуры регуляторов скорости гидротурбин и др. Невзирая на подавляющее использование теории линейных систем, работа [2] и сегодня имеет теоретическую и практическую значимость.

В работе [3] кратко описана первая в Украине компьютерная система при реконструкции поворотлопастной гидротурбины (далее ПЛГ) Кременчугской ГЭС Днепровского каскада, разработанная консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль).

В работе [4] изложен анализ систем управления гидротурбиной от гидромеханических до современных компьютерных. Приведены функциональная схема первой компьютерной системы и структура ее программного обеспечения, из которой видно управление рабочим колесом (далее РК).

В работах [4–6] изложены результаты моделирования и исследования первой компьютерной системы управления ПЛГ. Однако в них не уделено

должного внимания исследованию динамики рабочего процесса гидропривода РК.

Работа [7] посвящена обсуждению динамики рабочих процессов отдельных элементов, узлов и в целом гидропривода РК как мехатронного (далее МГП РК). В модели сила сопротивления движению СМ принята условной константой, не отражающей физическую сущность реальной гидродинамической силы и силы трения в механизме поворота лопастей.

Постановка задачи. Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу МГП РК для поворота лопастей ПЛГ, его улучшению продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением технических характеристик электро- и гидрооборудования, но и с существенным пересмотром формирования законов в устройствах управления, входящих в состав МГП, на базе достижений теории автоматического управления, методов синтеза, оптимизации и вычислительной техники.

Рассмотрим расчетную схему МГП РК (рис. 1). Она содержит только три гидроустройства (в отличие от прежних ГП): ЭГП – электрогидропреобразователь для преобразования входного электрического сигнала, соответствующего значениям комбинаторной зависимости в данный момент времени, в гидравлический; РЗ – гидрораспределитель золотникового типа с гидроуправлением, обеспечивающий расход и слив рабочей жидкости (далее РЖ) из поршневой и штоковой полостей третьего гидроустройства – сервомотора (далее СМ); СМ осуществляет через устройство кинематики разворот и сворачивание лопастей РК. МГП РК оснащен измерительными, аналого-цифровыми и цифро-аналоговыми устройствами о фактическом положении золотников ЭГП и РЗ, поршня СМ, контроля давления РЖ в различных точках для подачи информации в компьютер. Программное обеспечение формирует управляющий сигнал комбинаторной зависимости, обеспечивающий поддержание работы ПЛГ в оптимальном режиме при изменении напора и мощности.

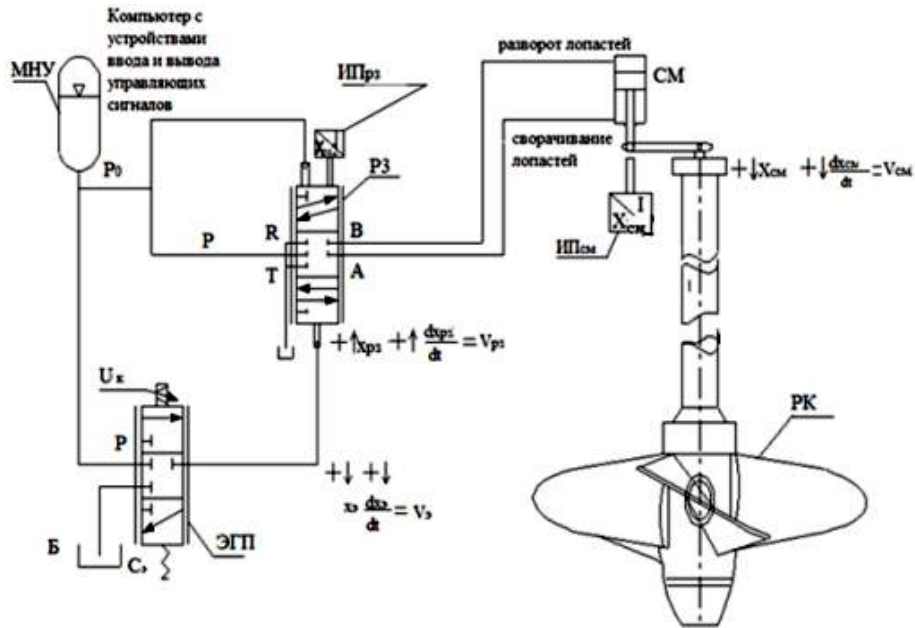


Рис. 1 – Расчетная схема гидропривода рабочего колеса:

МНУ – маслonaпорная установка; P3 – гидрораспределитель; CM – сервомотор; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; Б – гидробак; ИПРз, ИПсм – измерительные преобразователи соответственно P3 и CM; PK – рабочее колесо; Uк – электрическое напряжение комбинаторной зависимости

Усовершенствованная нелинейная ММ динамики МГП РК с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой из 10-ти дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 6 – нелинейные) в нормальной форме Коши [7].

Обеспечение режима малых поворотов лопастей (перемещений поршня CM) путем введения более эффективных законов управления еще не полностью отвечает возросшим требованиям и продолжает оставаться актуальной задачей.

Решение. Помимо расчетной схемы остановимся на функциональной схеме МГП РК (рис. 2) с обозначением соответствующих сигналов и параметров. Здесь U_k – электрический сигнал комбинаторной зависимости, который является задающим для МГП РК; U_ϵ – сигнал рассогласования, подаваемый на обмотку электрогидравлического преобразователя (ЭГП); x_ϵ – перемещение золотника ЭГП; OC_1, OC_2 – сигналы обратных отрицательных связей соответственно по перемещению золотника гидрораспределителя (x_{P3}) и по перемещению поршня сервомотора РК (x_{CM}). Причем OC_1 формирует внутреннюю обратную связь, а OC_2 – внешнюю (главную) обратную связь МГП РК.

Из рис. 2 четко видна двухконтурность МГП РК. Внутренним контуром является узел «ЭГП – золотник P3», охваченный обратной отрицательной связью по положению x_{P3} золотника P3. Входом внутреннего контура служит сигнал U_ϵ , выходом – перемещение x_{P3} золотника P3. Внешний контур охватывает весь МГП РК, т.е. все устройства. Входом внешнего контура является сигнал U_k , который задает положение поршня

CM (угол разворота лопастей РК), а выходом – фактическое положение поршня CM (фактический угол поворота лопастей РК).

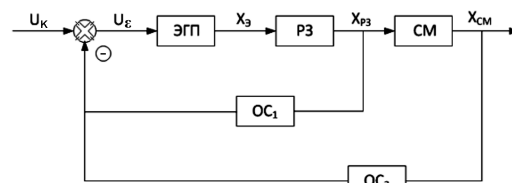


Рис. 2 – Функциональная схема МГП РК

Уделим внимание двум переменным ММ, которые не получили должного внимания. В работе [8] предложена формула для определения хода поршня CM при развороте лопасти от угла φ_1 (начальный угол) до угла φ_2 (максимальный угол) для кривошипно-шатунного механизма поворота лопастей осевой ПЛГ.

При соответствующем преобразовании этой формулы можно получить зависимость $x_{CM}(\varphi)$:

$$x_{CM}(\varphi) = l_p (\sin \varphi - \sin \varphi_1) + l_c \left[\sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi - \frac{L}{l_c} \right)^2} - \sqrt{1 - \left(\frac{l_p}{l_c} \cos \varphi_1 - \frac{L}{l_c} \right)^2} \right], \quad \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2, \quad (1)$$

где l_p – длина рычага, l_c – длина серьги, L – расстояние между осями гидротурбины и сервомотора.

На рис. 3 показаны зависимости $x_{CM}(\varphi)$ и $\varphi(x_{CM})$ для рабочего колеса ПЛ661 гидротурбины Кременчугской ГЭС при значениях $l_p = 650$ мм,

$l_C = 985 \text{ мм}$, $L = 780 \text{ мм}$, $\varphi_1 = -14^\circ$, $\varphi_2 = 23^\circ$.
 Визуально они близки к линейным (при увеличении масштаба отклонения видны).

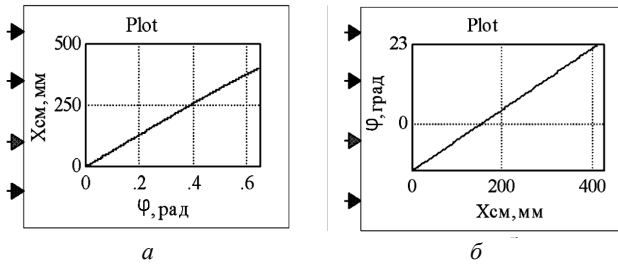


Рис. 3 – Зависимости:
 а – $x_{CM}(\varphi)$; б – $\varphi(x_{CM})$

Остановимся на вопросе, связанном с определением силы сопротивления движению штока СМ, существенно влияющей на динамику МГП РК. При построении ММ было принято максимальное значение [7]. Этот вопрос в одинаковой степени важен при проектировании и исследованиях как РК, так и СМ. Для определения силы сопротивления $F_{C,CM}$ движению поршня СМ с кривошипно-шатунным механизмом поворота лопастей воспользуемся расчетной формулой работ [8, 9]:

$$F_{C,CM} = 1,1 \frac{\pm M_{\Gamma} + A_0}{(r \pm A_1) \cos(\varphi_0 + \alpha)} z, \quad (2)$$

где $r = l_p$; M_{Γ} – момент гидродинамических и центробежных сил лопасти относительно ее оси поворота при номинальной частоте вращения ротора ПЛГ (определяется экспериментально); $A_0 = A_2 \cdot F_z + A_3 \cdot G - A_4 \cdot C$ – одна из составляющих момента трения цапфы лопасти; A_2, A_3, A_4 – коэффициенты; A_1 – коэффициент, входящий в формулу момента трения цапфы лопасти; F_z, G, C – соответственно осевое усилие на одну лопасть, вес лопасти с цапфой, рычагом и серьгой, центробежная

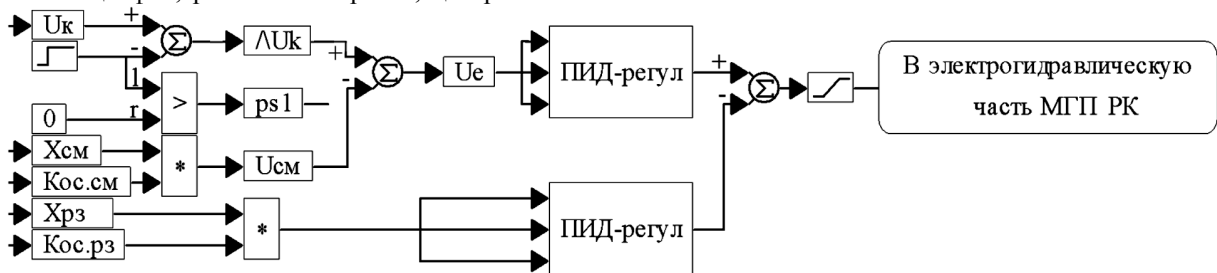


Рис. 5 – Устройство управления МГП РК:

U_K – электрическое напряжение на выходе комбинаторного устройства как задающее воздействие на поворот лопасти; U_{CM} – электрическое напряжение, соответствующее фактическому положению лопасти; U_e – величина рассогласования; x_{pz}, x_{CM} – фактическое положение золотника РЗ и поршня СМ; $K_{oc,cm}, K_{oc,pz}$ – коэффициенты обратных связей соответственно по перемещению штока СМ и перемещению золотника РЗ; \square , \triangleright , \triangleright ps1 – блоки, выполняющие функции переключения модели с разворачивания лопастей на сворачивание и ограничения сигнала на выходе ПИД-регуляторов с издромным дифференцирующим каналом настройки

ПИД-регуляторы (для внутреннего и внешнего контуров) с дифференцирующими издромными каналами введены в устройство управления для

улучшения показателей качества переходных процессов и решения вопросов устойчивости. сила на одну лопасть; φ_0 – максимальный угол поворота рычага от среднего положения (при развороте лопасти со знаком «+», при сворачивании – со знаком «-»); α – угол наклона серьги; z – число лопастей. Здесь верхний знак соответствует движению поршня вниз на разворот лопастей, нижний – на сворачивание лопастей.

На рис. 4 в качестве примера показаны кривые силы сопротивления $F_{C,CM}$ для РК ПЛГ с $D_1 = 9,3 \text{ м}$ при $H = 14 \text{ м}$ [9].

Нижняя кривая отражает изменение силы $F_{C,CM}$ от 182,5 до 3360 кН при развороте лопастей (в интервале $(-12^\circ, +14^\circ)$) и перемещении штока СМ от нуля до 410 мм. Верхняя кривая характеризует изменение силы $F_{C,CM}$ от 5730 до 8650 кН при сворачивании лопастей $(+14^\circ, -12^\circ)$ и перемещении штока СМ от положения 410 мм до нуля.

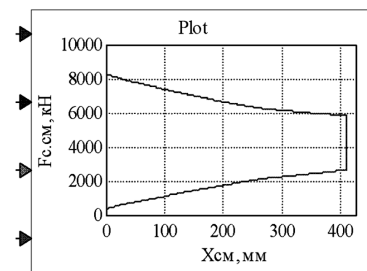


Рис. 4 – Кривая силы сопротивления движению поршня СМ: нижняя ветвь соответствует развороту лопастей; верхняя – сворачиванию лопастей

Перейдем к исследованию динамики. Для этого к ММ исследуемого МГП добавляется ММ устройства управления, апробированная при предварительных исследованиях как отдельных узлов, так и МГП в целом (представлена на рис. 5 диаграммой вычислительных блоков пакета VisSim).

На рис. 6 показаны осциллограммы 4-х переменных из 15-ти при отработке максимального задающего воздействия. На первом этапе переходного

процесса поршень СМ прошел путь равный 410 мм, а лопасти повернулись из начального положения на угол 37^0 .

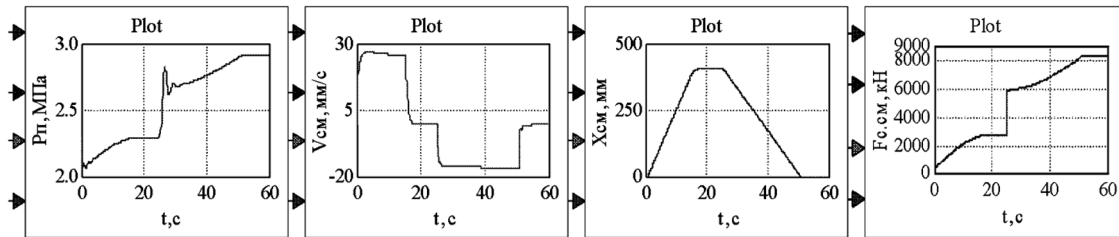


Рис. 6 – Переходные процессы давления в поршневой полости $p_n(t)$, скорости поршня $v_{CM}(t)$, перемещения поршня $x_{CM}(t)$ и силы сопротивления $F_{C,CM}(t)$ при максимальном задающем воздействии $U_K = 10$ В, $m_0 = 0,025$, $K_{П} = 20$

Анализ переходных процессов (рис. 6) подтверждает нормальное функционирование МГП при максимальном задающем воздействии $U_K = 10$ В (это соответствует перемещению $x_{CM} = 410$ мм). Давление РЖ в поршневой полости СМ отражает характер изменения силы сопротивления на поршне СМ и ее существенное увеличение на участке сворачивания лопастей.

Объемный модуль упругости двухфазной РЖ в соответствующих уравнениях гидроустройств (гидроаппаратах) определялся по формуле, предложенной Прокофьевым В. Н. и Лузановой И. А. [10], и имеет вид:

$$E_{Жi} = K(p_j + 10^5)(Ap_j + B) \times \frac{(1 - m_0)D_1 + m_0D_2}{K(p_j + 10^5)(1 - m_0)D_1 + m_0(Ap_j + B)D_2}, \quad (3)$$

где i, j – гидроустройства МГП (ЭГП, ГР и др.);

$$D_1 = \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_j + B}}, \quad D_2 = \kappa \sqrt{\frac{p_0 + 10^5}{p_j + 10^5}}.$$

Здесь K – показатель политропы; A, B – параметры РЖ, зависящие от типа РЖ и рабочей температуры системы; m_0 – содержание нерастворенного воздуха в РЖ в относительных единицах, %; p_0 – начальное давление РЖ; p_j – давление РЖ (в трубопроводах, в полостях гидроустройств).

Однако при меньших заданиях U_K параметр $K_{П} = 20$ не обеспечивает точность прихода поршня СМ в заданную позицию (статическую точность), и существенно так же снижает быстродействие по сравнению с максимальным заданием. Важным требованием к МГП РК является обеспечение малых перемещений штока СМ (малых углов поворота лопастей), при которых фактические положения штока СМ от заданных значений не должны превышать величину $\Delta = \pm 0,75$ мм. В режиме малых перемещений МГП РК работает значительную часть времени, обеспечивая поддержание работы ПЛГ в оптимальном режиме при изменении напора и мощности.

Если закон управления построен с постоянным коэффициентом (в данном случае 20) усиления величины

рассогласования, то при заданиях перемещения штока СМ (поворота лопастей) 80 мм (19,5 % максимального) и меньше, величина Δ существенно превышает $\pm 0,75$ мм. Решение этой задачи возможно на основе синтеза корректирующего устройства (КУ) и ввода его в состав МГП. Процесс синтеза выполняется следующим образом. Для каждого заданного i -го перемещения $x_{3CMi}(t)$ (или $U_{Ki} = x_{3CMi} \cdot K_{OC,CM}$) с помощью всей ММ МГП РК решается оптимизационная задача поиска такого значения коэффициента усиления $K_{П}$ (предполагается использовать в качестве КУ пропорциональный канал ПИД), при котором доставляется минимум следующему критерию оптимизации:

$$\epsilon_i = |x_{3CMi} - x_{CMi}| \rightarrow \min$$

при $i = 4, 1; 8, 2; 12, 3; 16, 4; \dots 80$ мм.

Следовательно, ϵ_i является модулем величины разности заданного значения положения СМ и значения моделируемого положения СМ на участке установившегося движения. Оптимизация выполнялась вручную методом проб и ошибок, в результате которой получена совокупность точек. С помощью нелинейного блока VisSim и процессов интерполяции и экстраполяции она превращена в нелинейную кривую.

На рис. 7 изображена, полученная синтезированной нелинейной зависимости, как кривая изменения коэффициента усиления рассогласования U_e .

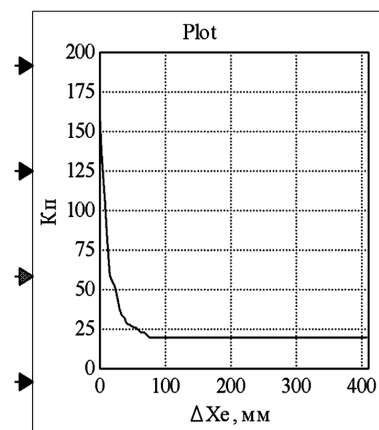


Рис. 7 – Кривая $K_{П}(\Delta x_e)$, полученная в результате синтеза

По оси абсцисс отложены значения ΔX_e требуемого положения штока СМ (угла поворота лопасти), как управляющие входные сигналы на МГП. На оси ординат показаны значения коэффициентов усиления K_{Π} , соответствующих значениям ΔX_e . Большим значениям коэффициента усиления соответствуют очень малые заданные значения перемещений (1–4 % от максимального 410 мм). Коэффициент усиления резко уменьшается при возрастании ΔX_e и, начиная с $\Delta X_e = 80$ мм (19,5 % от максимального перемещения) до $\Delta X_e = 410$ мм практически остается неизменным.

На рис. 8 показаны кривые перемещения $x_{СМ}$ при обработке с синтезируемым КУ задания с включением в конце дополнительного сигнала в 1 % при максимальном газосодержании $m_0 = 0,15$ без обратной связи по скорости $v_{СМ}$ (рис. 8, а) и с обратной связью (рис. 8, б).

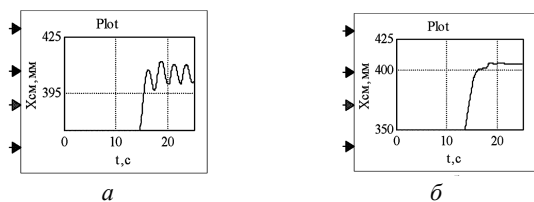


Рис. 8 – Влияние обратной отрицательной связи по скорости поршня СМ на компенсацию колебаний в зоне рассогласования близкого к нулю при задании $U_K = 9,8$ В ($x_{СМ} = 401,8$ мм, $\varphi = 22,24^\circ$, $m_0 = 0,15$) и при включении дополнительного 1 % сигнала:

а – без обратной связи; б – с обратной связью

Теперь колебания в конце отработки заданного сигнала отсутствуют, четко видно дополнительное перемещение СМ на заданный 1 % с необходимой точностью. Такие же результаты получены при

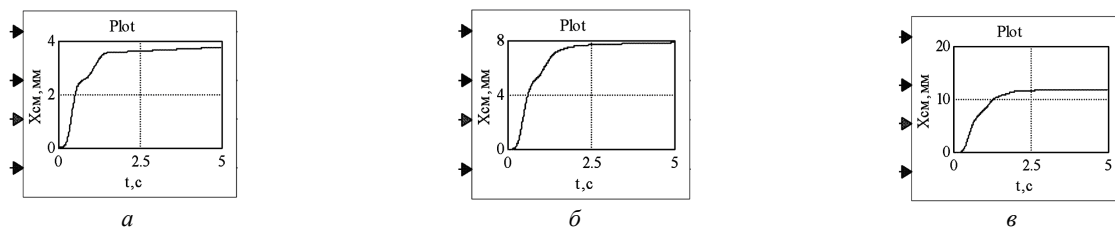


Рис. 9 – Кривые малых перемещений МГП РК и значения критерия ε :
а – 4,1 мм, $\varepsilon = 0,29$ мм; б – 8,2 мм, $\varepsilon = 0,29$ мм; в – 12,3 мм, $\varepsilon = 0,34$ мм

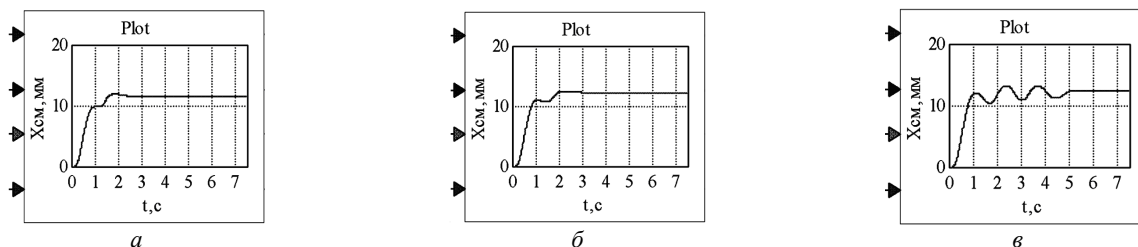


Рис. 10 – Кривые перемещения штока СМ при $x_{zСМ} = 12,3$ мм и различных m_0 :
а – при 0,075; б – при 0,1; в – при 0,12

Выводы. 1. Знание близкой к реальности силы сопротивления движению поршня сервомотора повышает адекватность моделирования МГП РК натурным испытаниям. Расчеты потребного усилия

$U_K = 5$ В ($x_{СМ} = 205$ мм, $\varphi = 4,87^\circ$) и $U_K = 2,5$ В ($x_{СМ} = 100,25$ мм, $\varphi = -4,38^\circ$) (на рис. 8 не показаны).

Рассмотрим динамические характеристики для трех малых перемещений при $m_0 = 0,025$ и исходном $x_{СМ} = 0$: 4,1 мм (1 % максимального перемещения $x_{СМ,МАХ} = 410$ мм), 8,2 мм (2 %) и 12,3 мм (3 %), которые показаны на рис. 9, а – 9, в.

Для каждой кривой определено значение критерия ε , которое существенно меньше допустимого (значение критерия ε приведены в подписях к рис. 9, а – 9, в).

Оценим влияние двухфазной РЖ на рабочий процесс МГП РК в режиме малых перемещений на примере заданного перемещения $x_{zСМ} = 12,3$ мм (3 % от $x_{СМ,МАХ} = 410$ мм) (рис. 10). Кривая рис. 10, а получена при газосодержании $m_0 = 0,075$, кривая рис. 10, б – при $m_0 = 0,01$, а кривая рис. 10, в – при $m_0 = 0,12$. При $x_{zСМ} = 12,3$ мм и $m_0 = 0,025$ кривая показана на рис. 10, в.

Совместный анализ кривых показывает: при $m_0 = 0,025$ (рис. 9, в) выход на установившееся движение осуществляется без колебаний за время 2,5 с; при $m_0 = 0,075$ (рис. 10, а) процесс не колебательный, но и не монотонный; при $m_0 = 0,1$ (рис. 10, б) появляется одно колебание с выходом на установившееся движение; при $m_0 = 0,12$ (рис. 10, в) движение становится затухающим колебательным с выходом на установившееся движение через 5,2 с. Дальнейшее увеличение m_0 вызывает незатухающие колебания (на рис. 10 эта кривая не показана).

Причиной, приводящей к колебательному процессу при отработке малых перемещений (относительно нулевого начала) с ростом m_0 (помимо большого значения K_{Π}) является малая нагрузка в начале разворота лопастей (сила $F_{С,СМ}$).

необходимость ввода в цепь управления двух ПИД-регуляторов с изодромным дифференцирующим каналом с целью обеспечения требуемых динамических характеристик разворота и сворачивания лопастей на максимальный угол, различный для разных рабочих колес.

3. Вопрос отработки малых перемещений сервомотором (поворота лопастей на малый угол), при отклонений работы турбины от оптимального режима из-за изменений напора или мощности решен на основе синтеза корректирующего устройства, входящего в состав мехатронного ГП РК.

Список литературы: 1. Умов В. А. Расчет динамических характеристик гидравлических агрегатов / В. А. Умов, И. Н. Филатов. – Л.: ЛПИ, 1977. – 60 с. 2. Пивоваров В. А. Проектирование и расчет систем регулирования / В. А. Пивоваров. – Л.: Машиностроение, 1972. – 288 с. 3. Жерняк А. И. Компьютерная система регулирования скорости гидротурбины / А. И. Жерняк, З. Я. Лурье, В. Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». Технологии в машиностроении. – 2001. – № 7. – С. 90–92. 4. Лурье З. Я. Система управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития / З. Я. Лурье, В. Н. Бездетко, В. Н. Дмитерко [и др.] // Проблемы машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 26–36. 5. Лурье З. Я. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь – золотник гидрораспределителя системы регулирования гидротурбины» / З. Я. Лурье, В. Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2002. – Т. 2, № 6. – С. 82–87. 6. Лурье З. Я. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины / З. Я. Лурье, В. А. Булгаков, В. Н. Дмитерко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 13–22. 7. Лурье З. Я. Динамика мехатронного гидропривода рабочего колеса поворотной гидротурбины / З. Я. Лурье, Э. Г. Братута, А. И. Гасюк [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Т. 3, вип. 14. – С. 59–73.

8. Ковалев Н. Н. Справочник конструктора гидротурбин / Н. Н. Ковалев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 304 с. 9. Ковалев Н. Н. Гидротурбины / Н. Н. Ковалев [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1971. – 583 с. 10. Прокофьев В. Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В. Н. Прокофьев, И. А. Лузанова, Ж. Б. Емченко [и др.] // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87–93.

Bibliography (transliterated): 1. Umov, V. A., and I. N. Filatov. *Raschet dinamicheskikh kharakteristik gidravlicheskih agregatov*. Leningrad: LPI, 1977. Print. 2. Pivovarov, V. A. *Proektirovanie i raschet sistem regulirovaniya*. Leningrad: Mashinostroeniye, 1972. Print. 3. Zhernyak, A. I., Z. Ja. Lurye and V. N. Dmiterko. "Komp'yuternaya sistema regulirovaniya skorosti gidroturbiny." *Vestnik NTU «KhPI». Tehnologii v mashinostroenii*. No 7. 2001. 90–92. Print. 4. Lurye, Z. Ja., et al. "Sistema upravleniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny, puti ee razvitiya." *Problemy mashinostroeniya*. No. 6.2. 2003. 26–36. Print. 5. Lurye, Z. Ja., and V. N. Dmiterko. "Dinamicheskie kharakteristiki uzla «elektrogidravlicheskiy preobrazovatel – zolotnik gidroraspredelitelja» sistema regulirovaniya gidroturbiny." *Vestnik NTU «KhPI»*. No. 2.6. 2002. 82–87. Print. 6. Lurye, Z. Ja., V. A. Bulgakov and V. N. Dmiterko. "Dinamika kompleksa gidroustroystv v sostave sistema avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya chastotoy vrashcheniya rotora gidroturbiny." *Vestnik NTU «KhPI»*. No. 12. 2004. 13–22. Print. 7. Lurye, Z. Ja., et al. "Dinamika mekhatronnogo gidroprivoda rabocheho kola povorotnolopastnoj gidroturbiny." *Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu*. Melitopol: TDATU, 2014. No. 3.14. 59–73. Print. 8. Kovalev, N. N. *Spravochnik konstruktora gidroturbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1971. Print. 9. Kovalev, N. N., et al. *Gidroturbiny*. Leningrad: Mashinostroenie, 1971. Print. 10. Prokofev, V. N., et al. "Eksperimentalnoe issledovanie uprugih svoystv dvuhfaznyh rabochnih zhidkostey gidroprivodov ob'emnogo tipa." *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie*. No 2. 1968. 87–93. Print.

Поступила (received) 20.02.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лурье Зиновий Яковлевич – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (057) 707-66-46.

Lurye Zinovi Y. Yakovlevich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (057) 707-66-46.

Gasyuk Aleksandr Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of the Department "Hydraulic machines", tel.: (057) 707-66-46.

Булгаков Владимир Александрович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (057) 707-66-46.

Bulgakov Vladimir Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Цехмистро Людмила Николаевна – кандидат філософських наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (057) 707-66-46.

Tsekhmistro Lyudmila Nikolayevna – Candidate of Philosophical Sciences, Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46.

Цента Евгений Николаевич – кандидат технічних наук, асистент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини», г. Харків; тел.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.

Tsenta Evgeniy Nikolayevich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Assistant, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Assistant of the Department "Hydraulic machines", Kharkov; tel.: (057) 707-66-46; e-mail: UG_1982@mail.ru.