

УДК621.224

ДИНАМИКА МЕХАТРОННОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Лурье З.Я., д.т.н.,
Братуга Э.Г., д.т.н.,
Гасюк А.И., к.т.н.,
Булгаков В.А., к.т.н.,
Цехмистро Л.Н., к.ф.н.

*Национальный технический университет
«Харьковский политехнический университет»
Тел.(057) 707-66-46*

Аннотация—в статье обсуждается усовершенствованная математическая модель рабочего процесса гидропривода рабочего колеса. Проведены исследования динамики и решена задача синтеза корректирующего устройства, позволившего улучшить рабочий процесс режима малых перемещений.

Ключевые слова— математическая модель, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, коэффициент усиления сигналов, ПИД-регулятор, поворотно-лопастная гидротурбина, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

Постановка проблемы. Современная тенденция создания систем управления частотой вращения ротора гидротурбины (далее СУЧВР) основана на широком применении вычислительной техники, включая ЭВМ. Это позволяет существенно сократить количество гидроаппаратов, механических элементов (тросов, рычагов, кулачков и др.) и передать их функции электротехническим устройствам, управляющей электронике, программному обеспечению ЭВМ. Появилась возможность разрабатывать мехатронные системы с улучшенными динамическими характеристиками, чему и посвящена настоящая статья.

Анализ последних исследований. 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 ком-

пьютерных систем линеаризованная ММ может служить лишь для предварительных расчетов и исследований, выбора основного оборудования, времен закрытия направляющего аппарата, а для поворотно-лопастных гидротурбин (далее ПЛГ) и сворачивания лопастей, и др.

Работа [2] посвящена изложению основ динамики систем линейных и линеаризованных систем. Изложены методы расчета устойчивости, выбора параметров и структуры регуляторов скорости гидротурбин, основанные на использовании логарифмических и фазовых частотных характеристик. Приведены принципиальные схемы регуляторов скорости и методы их натурных испытаний. Невзирая на подавляющее использование теории линейных систем, работа [2] и сегодня имеет теоретическую и практическую значимость.

В работе [3] изложен анализ СУЧВР гидротурбины от гидромеханических до современных компьютерных. Отмечается, что введение ЭВМ в систему, с одной стороны повышает значимость разработки укрупненных и более полных ММ, а с другой открывает возможность с помощью программных средств реализовать различные законы управления. Приведена функциональная схема, разработанной консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль) первой в Украине компьютерной СУЧВР при реконструкции ПЛГ Кременчугской ГЭС Днепровского каскада. Из схемы программного обеспечения видно управление рабочим колесом (далее РК).

В работах [3-5] впервые в научно-технической литературе изложены результаты моделирования и исследования первой компьютерной системы управления ПЛГ. Однако в этих работах не уделено должного внимания исследованию динамики рабочего процесса гидропривода РК (далее ГП РК), являющегося одним из важных составляющих компьютерной системы ПЛГ.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу ГП РК для поворота лопастей ПЛГ 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 ГП, на базе достижений теорий автоматического управления, методов синтеза, оптимизации и вычислительной техники. Улучшение динамических и статических характеристик (показателей качества переходных процессов) и обеспечение режима малых перемещений путем введения более эффективных законов управления еще в должной мере не использованы и продолжают оставаться актуальной задачей.

Основная часть. Рассмотрим расчетную схему ГП 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); СМосуществляет через устройство кинематики разворот до 37° и сворачивание лопастей РК.

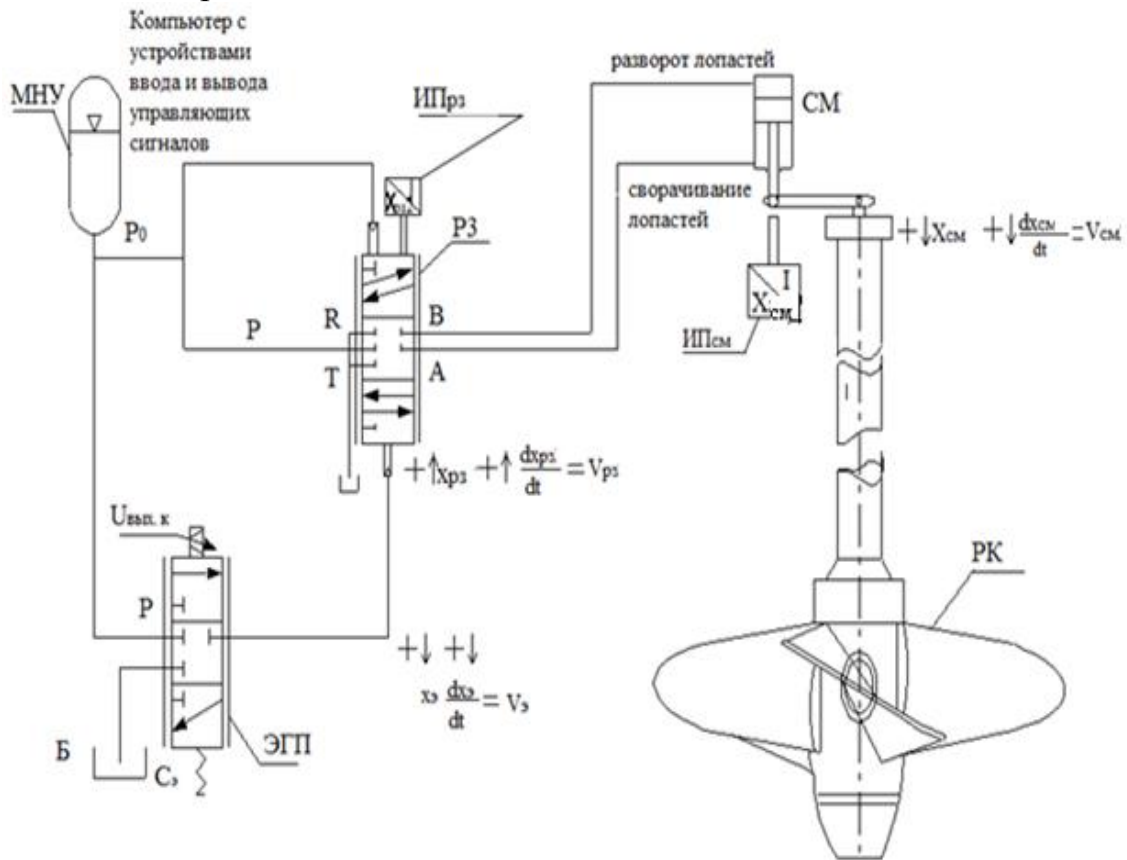


Рис.1. Расчетная схема гидропривода рабочего колеса : МНУ – маслонапорная установка; РЗ – гидрораспределитель; СМ – сервомотор; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; Б – гидробак; ИПРЗ, ИПСМ – измерительные преобразователи соответственно РЗ и СМ; РК – рабочее колесо; $U_{\text{вых. к}}$ – электрическое напряжение комбинаторной зависимости.

ГП РК оснащен измерительными, аналого-цифровыми и цифро-аналоговыми устройствами о фактическом положении золотников ЭГП и РЗ, штока СМ, контроля давления РЖ в различных точках для подачи информации в компьютер. Программное обеспечение формирует управляющий сигнал комбинаторной зависимости, обеспечи-

вающий поддержание работы ПЛГ в оптимальном режиме при изменении напора и мощности. Схема рис.1 содержит, принятые в статье, обозначения постоянных и переменных параметров; положительные и отрицательные направления перемещений золотников ЭП, РЗ и штока СМ, а также расходов.

Усовершенствованная нелинейная ММ динамики ГП РК с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой (1) из 10 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 6 –нелинейные) в нормальной форме Коши.

$$\left. \begin{aligned}
 1. \quad \frac{dx_{\mathcal{E}}}{dt} &= v_{\mathcal{E}}, \\
 2. \quad \frac{di}{dt} &= \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_y - K_{ПЭ} v_{\mathcal{E}} - i}{R} - i \right), \\
 3. \quad \frac{dv_{\mathcal{E}}}{dt} &= (K_{Fi} i - C_{\mathcal{E}} (x_{\mathcal{E}0} + x_{\mathcal{E}}) + G_{\mathcal{E}} - F_{Ж.ТР.Э} - F_{ТР.Э} - F_{ГД.Э}) / m_{\mathcal{E}}, \\
 4. \quad \frac{dx_{P3}}{dt} &= v_{P3}, \\
 5. \quad \frac{dv_{P3}}{dt} &= (A_{P3.H} p_{P3} + A_{P3.B} p_0 - G_3 - F_{Ж.ТР.P3} - F_{ТР.P3} - F_{ГД.P3}) / m_{P3}, \\
 6. \quad \frac{dx_{CM}}{dt} &= v_{CM}, \\
 7. \quad \frac{dv_{CM}}{dt} &= (A_{П} p_{П} - A_{Ш} p_{Ш} - F_{C.CM} - F_{ТР.CM} - F_{Ж.ТР.CM}) / m_{CM}, \\
 8.1. \quad \frac{dp_{P3}}{dt} &= (q_{P3} - A_{P3.H} v_{P3}) / \left(\frac{V_{0.P3} + A_{P3.H} x_{P3}}{E_{P3}} \right), \\
 8.2. \quad \frac{dp_{P3}}{dt} &= (A_{P3.H} v_{P3} - q_{P3}) / \left(\frac{V_{0.P3} - A_{P3.H} x_{P3}}{E_{P3}} \right), \\
 9.1. \quad \frac{dp_{П}}{dt} &= (q_{CM.П} - A_{П} v_{CM}) / \left(\frac{V_{01.CM} + A_{П} x_{CM}}{E_{CM.П}} \right), \\
 9.2. \quad \frac{dp_{П}}{dt} &= (A_{П} v_{CM} - q_{CM.П}) / \left(\frac{V_{01.CM} - A_{П} x_{CM}}{E_{CM.П}} \right), \\
 10.1. \quad \frac{dp_{Ш}}{dt} &= (A_{Ш} v_{CM} - q_{CM.Ш}) / \left(\frac{V_{02.CM} - A_{Ш} y_{CM}}{E_{CM.Ш}} \right), \\
 10.2. \quad \frac{dp_{Ш}}{dt} &= (A_{Ш} v_{CM} - q_{CM.Ш}) / \left(\frac{V_{02.CM} - A_{Ш} y_{CM}}{E_{CM.Ш}} \right),
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Формулы (8.1), (9.1), (10.1) соответствуют развороту лопастей; (8.2), (9.2), (10.2)- сворачиванию лопастей. Независимый аргумент t для упрощения записи выражений опущен. Для получения однозначного

решения определяются начальные условия (согласно системе уравнений (1) их 10) на основе статической модели и состояния ГП в момент, предшествующий началу движения.

Здесь $v_{\mathcal{E}}$, v_{P3} , v_{CM} , $x_{\mathcal{E}}$, x_{P3} , x_{CM} - соответственно скорости и перемещения золотников ЭПП, РЗ, штока СМ; i - электрический ток якорной цепи электромагнита ЭПП; U_y - электрическое напряжение на входе электромагнита ЭПП; R , T_L , $K_{пэ}$, K_{Fi} – соответственно активное сопротивление и постоянная времени якорной цепи, коэффициенты противо-э.д.с. и магнитодвижущей силы; $G_{\mathcal{E}}$, $m_{\mathcal{E}}$, $C_{\mathcal{E}}$, $X_{\mathcal{E}o}$ соответственно сила веса и масса подвижных элементов, жесткость и величина предварительного сжатия пружины ЭПП; P_o , P_{p3} , P_p , $P_{ш}$ - давления РЖ соответственно на выходе МНУ, РЗ, в поршневой и штоковой полостях СМ; $A_{p3.n}$, $A_{p3.v}$, $V_{o.p3}$, A_p , $V_{o1.cm}$, $A_{ш}$, $V_{o2.cm}$ – соответственно площади поперечных сечений нижней и верхней управляющих камер РЗ и начальные объемы РЖ в нижней управляющей камере РЗ и в поршневой и штоковой полостях СМ; q_{p3} , $q_{cm.p}$, $q_{cm.ш}$, E_{p3} , $E_{cm.p}$, $E_{cm.ш}$ – расходы и приведенные модули упругости двухфазной РЖ с учетом деформации стенок РЗ, поршневой и штоковой полостей СМ; $F_{ж.тр.cm}$, $F_{тр.cm}$, $F_{ж.тр.p3}$, $F_{тр.p3}$, $F_{гд.p3}$, $F_{ж.тр.cm}$, $F_{с.cm}$ - силы жидкостного, полусухого трения золотников соответственно ЭПП, РЗ, штока СМ, гидродинамические силы ЭПП и РЗ, приведенная сила сопротивления к штоку СМ.

При построении ММ приняты следующие допущения:

РЖ однородна и ее течение неразрывно;

температура, плотность, вязкость РЖ постоянны, равные средним значениям;

РЖ в зазорах трущихся пар ЭПП, РЗ, СМ считаем несжимаемой в связи с тем, что длина зазоров значительно меньше длин волн колебаний, которые распространяются в сжимаемых средах;


утечки РЖ через зазоры в гидроустройствах ГП не учитываем ввиду их малости в сравнении с расходами в системе;

инерционность РЖ в гидролиниях ЭПП и РЗ мала по сравнению с силами гидравлического воздействия на золотники;

потери давления в нагнетательной и сливной магистралях от РЗ к СМ не учитываем, ввиду их малости по сравнению с давлением в ГП;

давление РЖ на выходе МНУ принято постоянным.

Исследование динамики ГП РК начнем с ЭПП, который первым воспринимает управляющее воздействие со стороны СУЧВР, как внутренний контур системы. Динамические характеристики этого узла влияют существенно на рабочий процесс ГП РК. Представляет теоретический и практический интерес прохождение гармонического сигнала через рассматриваемый узел. Для этого на вход ЭПП подает-

ся сумма ступенчатого сигнала со значением 10 В и синусоидального сигнала с частотой $\omega = 6,283 \text{ н}^{-1}$ (1 Гц) и амплитудой 4В с помощью блока  пакета VisSIM. Осциллограммы колебаний входного сигнала и двух переменных (i , $X_{\text{э}}$) показаны на рис.2.

Если кривая тока i практически синусоидальна, то колебания перемещения золотника имеют треугольный вид и не являются моногармоническими как входной сигнал U_y . Это объясняется нелинейностями ЭГП. Кроме того устойчивые колебания начинаются не сразу(идет переходный процесс их установления), а после включения модели через одну секунду.

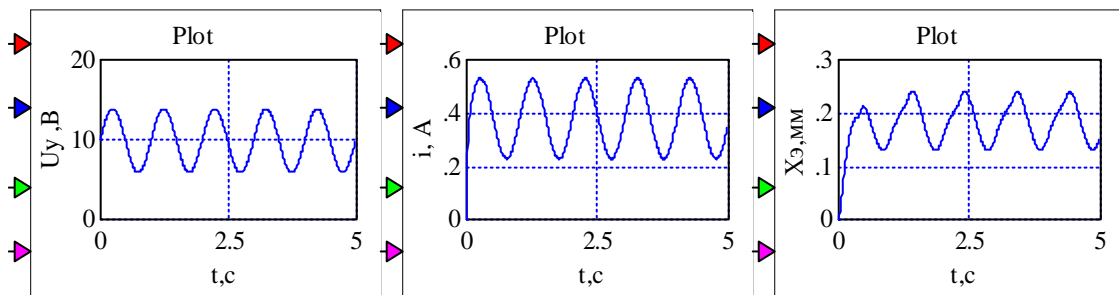


Рис.2.Прохождение гармонической составляющей входного сигнала частотой в 1Гц через ЭГП

В целом ЭГП свободно пропускает колебания с частотой 1Гц, т.е.не является фильтром этой частоты.

При частоте $62,83 \text{ с}^{-1}$ (10 Гц) графики переходных процессов показаны на рис. 3.

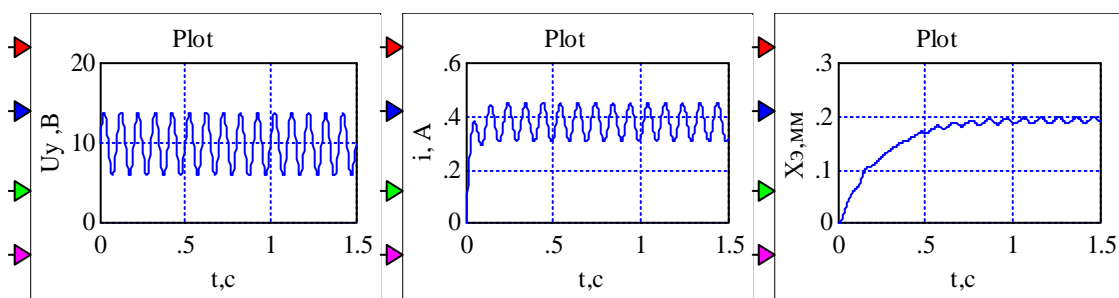


Рис.3.Осциллограммы процессов узла ЭГП с гармонической составляющей входного сигнала частотой $\omega = 62,83 \text{ н}^{-1}$ ($f = 10 \text{ А} \ddot{\text{o}}$)

Здесь картина другая. При той же амплитуде входного гармонического сигнала, амплитуды двух переменных существенно уменьшились

по сравнению с кривыми рис.2, особенно у кривой Хэ (например, у Хэ в 9,45 раза, у тока электромагнита в 2,11 раза). Итак, амплитуды колебаний существенно уменьшились и практически останавливают прохождение колебательной составляющей входного сигнала дальше на гидромеханическую часть ГП РК. Таким образом, с ростом частоты входного сигнала ЭГП становится фильтром частот выше $f = 10 \text{ \AA} \ddot{o}$.

На следующем этапе исследований рассматривается ММ узла «ЭГП-золотник РЗ». Предварительные исследования динамики показали, что устойчивость и показатели качества переходных процессов этого узла, как самостоятельного, можно обеспечить введением в устройство управления жесткой обратной связи по скорости перемещения золотника РЗ и ПИД- регулятора с дифференцирующим изодромным каналом. На рис.4 изображены ПИД –регулятор с помощью компанд блока пакета VisSIM и три канала настройки с принятыми числовыми значениями.

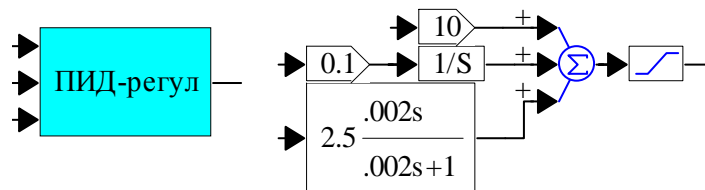
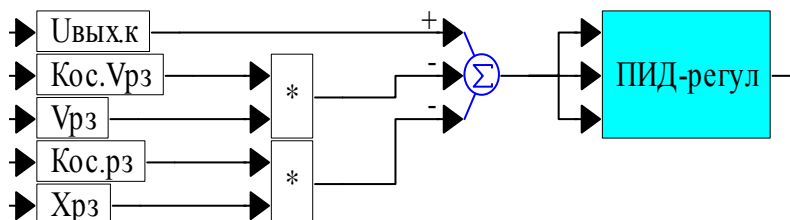


Рис. 4. Общий вид ПИД-регулятора, его каналы с числовыми данными

По равным числовым данным числителя и знаменателя дифференцирующего канала ПИД-регулятора можно определить, что он изодромный.

Схема ввода ПИД-регулятора и обратной связи по скорости показана на следующем рисунке.



Здесь Кос.врз – коэффициент обратной связи по скорости золотника РЗ.

Динамика узла «ЭГП-золотник РЗ» исследовалась при следующем тестовом цикле, заданном выражением

$$U_{\text{вых.к}}(t) = \begin{cases} 10 \text{ В при } 0 \leq t \leq 1,5 \text{ с} \\ 0 \text{ при } 1,5 \leq t \leq 2,8 \text{ с} \\ -10 \text{ В при } 2,8 \leq t \leq 4,5 \text{ с} \\ 0 \text{ при } 4,5 \leq t \leq 5,5 \text{ с} \end{cases} \quad (2)$$

Согласно тесту (2), подаются команды на подъем и опускание золотника РЗ. Входом является напряжение $U_{\text{вых.к}}$, выходом – перемещение $X_{\text{рз}}$ золотника РЗ. Рассмотрим функционирование узла при принятых исходных данных. На рис.5 показаны осциллограммы 3 переменных: перемещения золотника ЭГП, скорости и перемещения (верхняя кривая абсолютного перемещения и нижняя с учетом положительного перекрытия) золотника РЗ.

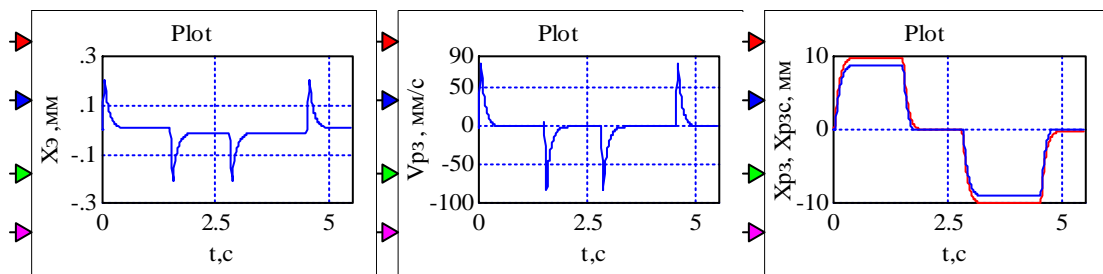


Рис.5. Переходные процессы узла «ЭГП- золотник распределителяРЗ»

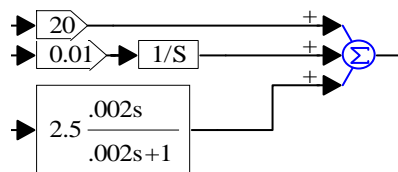
Кривые рис.5 показывают функционирование исследуемого узла, начиная с подъема золотника РЗ на 10мм и нахождении в этом положении в течение 1,5с. Затем следует возврат в исходное состояние и перекрытие дросселирующей щели до 2,8с. с момента включения. Дальше в соответствии с тестом (2) подается сигнал на опускание золотника на 10мм. Через 4,5с. поступает сигнал на возврат золотника в исходное положение. Таким образом, кривые рис.5 подтверждают эффективность ввода в цепь управления ПИД-регулятора и обратной связи по скорости РЗ, что не противоречит физической сущности и косвенно подтверждает адекватность разработанной ММ узла «ЭГП-золотник РЗ».

При исследовании динамики ГП РК в целом ММ дополняется уравнениями расходов и давлений двухфазной РЖ в магистралях РЗ, в поршневой и штоковой полостях СМ, уравнениями движения с учетом сил трения и нагрузки (силы гидродинамического сопротивления потока воды до 7000кН повороту лопастей РК). Кроме того в ММ предусмотрен учет сжимаемости РЖ в гидролинии «ЭГП- золотник РЗ».

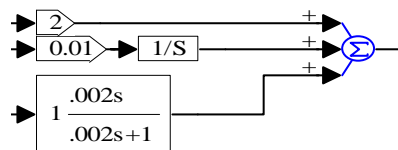
Ввиду того, что на этом этапе ГП РК в целом является двухконтурной системой с внешней и внутренней обратными связями, формирование закона управления каждым контуром и предварительное исследование динамики вызвало потребность ввода двух ПИД-

регуляторов с дифференцирующим изодромным каналом (расчетная и функциональная схемы также становятся двухконтурными). На основе модели ГП РК строится структурно-функциональная схема (диаграмма вычислительных блоков), позволяющая исследовать динамику.

Внешний контур с обратной связью по перемещению штока СМ формирует управление через верхний ПИД (рис.6), его структура и значения показаны на рисунке:



Внутренний контур с обратной связью по перемещению золотника РЗ формирует управление через нижний ПИД (рис.6), его структура и значения показаны на рисунке:



Как следует из этих рисунков, дифференцирующие каналы ПИД представляют собою изодромные звенья. Рис.6 иллюстрирует диаграмму вычислительных блоков устройства управления, входящего в состав ГП РК. Перейдем к исследованию динамики. На рис.7 показаны осциллограммы 6 переменных из 13 при отработке максимального задающего воздействия, при котором шток СМ прошел путь 410 мм, а лопасти повернулись на угол 37°.

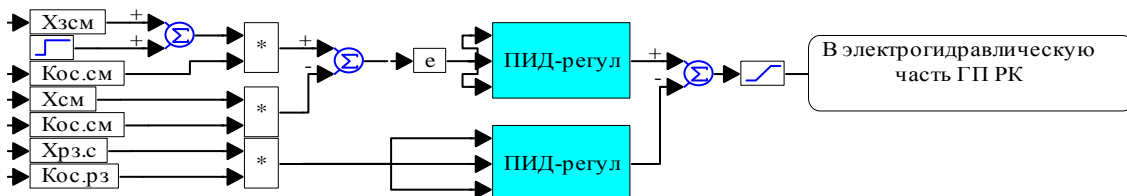


Рис.6. Устройство управления мехатронного ГП РК: Xз.см, Xсм- заданное и фактическое перемещение штока СМ; Xрз.с- фактическое перемещение золотника РЗ; Кос.см, Кос.рз- коэффициенты обратных связей соответственно по перемещению штока СМ и перемещению золотника РЗ.

Затем по истечении 25с, принятым нами тестом предусмотрен возврат в исходное положение. Кривые получены при газосодержа-

нии $m_0=0,025$ в двухфазной РЖ. Анализ переходных процессов (рис.7) подтверждает нормальное функционирование гидропривода при максимальном задающем воздействии ($X_{з.см}=410$ мм, электрический сигнал 10 В) и силе сопротивления на штоке СМ (обусловленной гидродинамикой потока воды в РК), равной 7000кН.

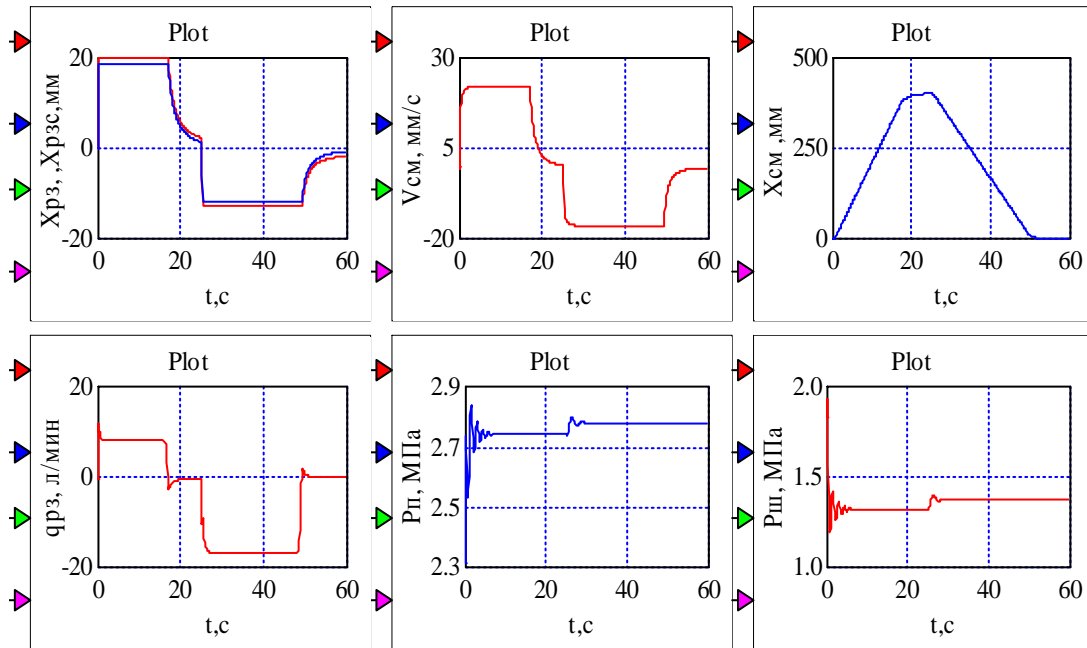


Рис.7. Переходные процессы 6 переменных гидропривода рабочего колеса при максимальном задающем воздействии и $m_0=0,025$

При $m_0=0,15$ (максимально допусаемым значением для дальнейшей эксплуатации ГП), неизменных ММ и исходных данных получены аналогичные кривые (рис.8).

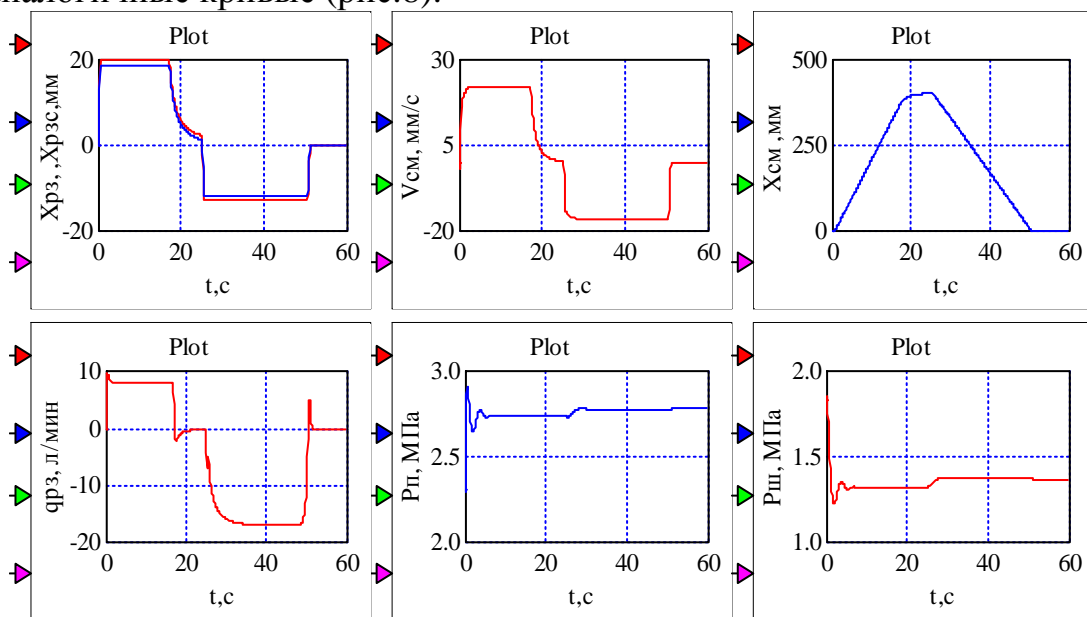


Рис.8. Переходные процессы 6 переменных гидропривода рабочего колеса при максимальном задающем воздействии и $m_0=0,15$

Сравнение соответствующих кривых рис.7 и 8 позволяет оценить влияние двухфазности РЖ на динамические характеристики при полном развороте и сворачивании лопастей. Если в кривых $X_{рз}, V_{см}, q_{рз}, P_{п}$ и $P_{ш}$ визуально наблюдаются незначительные отклонения на начальных участках и при переключениях в ГП, то кривые перемещения $X_{см}$ рис.7 и 8 практически идентичны. Следует отметить, что значения приведенных модулей упругости двухфазной РЖ $E_{см.п}$ и $E_{см.ш}$ с учетом деформации стенок корпуса СМ при развороте лопастей и $m_0=0,025$ соответственно равны 860 и 370 МПа, при развороте лопастей и $m_0=0,15$ они равны 238 и 70 МПа. Таким образом с увеличением m_0 в 6 раз модули $E_{см.п}$ и $E_{см.ш}$ уменьшаются соответственно в 3,61 и 5,285 раза. Однако это не оказало влияние на динамику ГП. Видимо, незначительные изменения давлений $P_{п}$, $P_{ш}$ при переходных процессах, что видно из рис.7 и 8, а следовательно, близость их производных к нулю, сохраняют значения сжимаемой составляющей расходов, невзирая на уменьшение модулей упругости.

Очень важным требованием к ГП РК является обеспечение малых перемещений штока СМ (малых поворотов лопастей), при которых фактические положения штока СМ от заданных значений не должны превышать величину рассогласования $\Delta = \pm 0,75$ мм. В режиме малых перемещений ГП РК работает большую часть времени. Если закон управления построен с постоянным коэффициентом 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), входящего в мехатронный ГП РК, следующим образом. Для каждого заданного малого перемещения с помощью всей ММ решается оптимизационная задача поиска такого значения коэффициента усиления величины рассогласования, при котором доставляется минимум следующему критерию оптимизации:

$$\varepsilon_i = X_{зсмi} - X_{смi} \rightarrow \min, \text{ при } i = 4,1; 8,2; 1,23; 1,64 \dots 80 \text{ мм.} \quad (3)$$

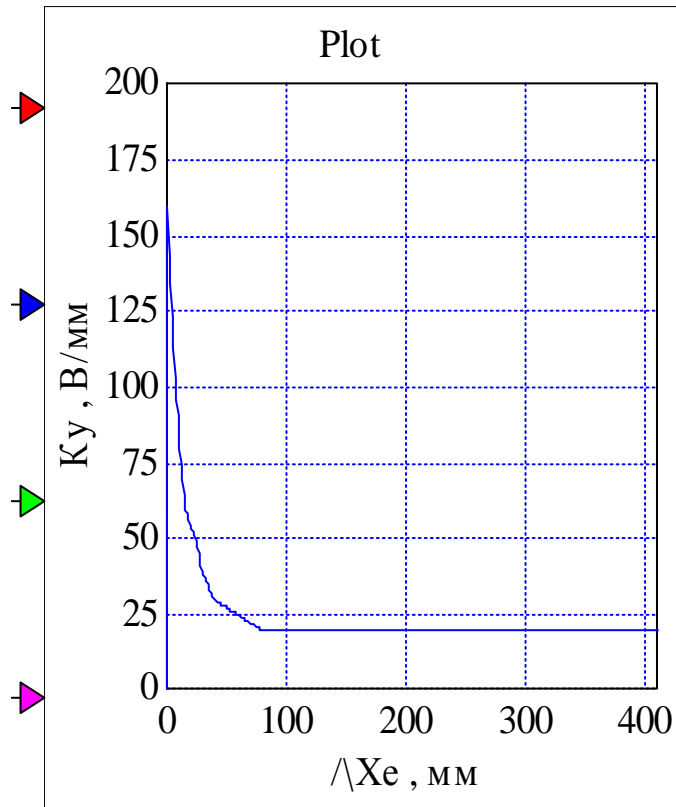
Следовательно, ε_i является модулем величины Δ . В общем случае этот критерий может быть обобщен к виду

$$\{ |X_{зсмi} - X_{смi}| * 100 / X_{зсмi} \}, \% \rightarrow \min, \quad (4)$$

с помощью которого при нахождении оптимального решения также определяется и значение критерия (3).

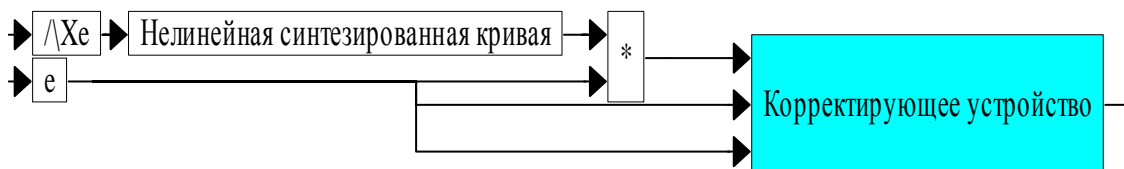
Оптимизация осуществлялась вручную методом проб и ошибок и методом PolakRibilre пакета VisSIM.

Слева на рисунке изображена полученная синтезированная не-



линейная зависимость, как кривая изменения коэффициента усиления рассогласования e . По оси абсцисс отложены значения ΔX_e требуемого положения штока СМ (угла поворота лопасти), как управляющие входные сигналы на ГП. На оси ординат показаны значения коэффициентов усиления K_u , соответствующих значениям ΔX_e . Большим значениям коэффициента усиления соответствуют очень малые заданные значения перемещений (1-3% от максимального 410мм). Коэффициент усиления резко уменьшается при возрастании ΔX_e и, начиная с 19,5% от максимального перемещения, практически остается неизменным.

Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в КУ. При очень малых перемещениях (1-3% от максимального) коэффициент усиления равен 160, а с ростом перемещения уменьшается и в районе 80 мм становится равным 20, оставаясь неизменным до 410 мм. Включение КУ в цепь управления осуществляется последовательно:



Рассмотрим динамические характеристики для трех малых перемещений: 4,1мм (1% максимального перемещения $X_{см}$), 8,2 мм (2%) и 12,3мм (3%), которые показаны на рис.9а–9в. Для каждой кривой определено значение критерия ϵ , которое существенно меньше допустимого (значение критерия ϵ приведены в подписях к рис.9а–9в).

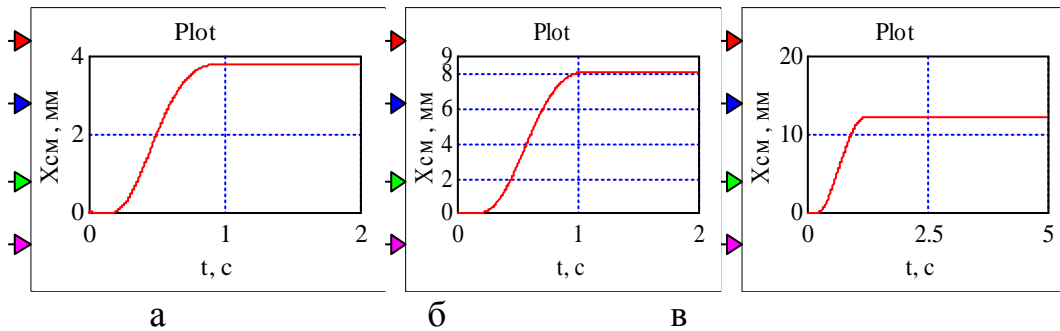


Рис.9. Кривые малых перемещений ГП РК и значения критерия ε :
а – $\varepsilon = 0,27$ мм; б – $\varepsilon = 0$; в – $\varepsilon = 0,17$ мм.

В заключение оценим влияние двухфазной РЖ на рабочий процесс ГП РК в режиме малых перемещений на примере заданного перемещения $X_{см} = 12,3$ мм (3%) (рис.10).

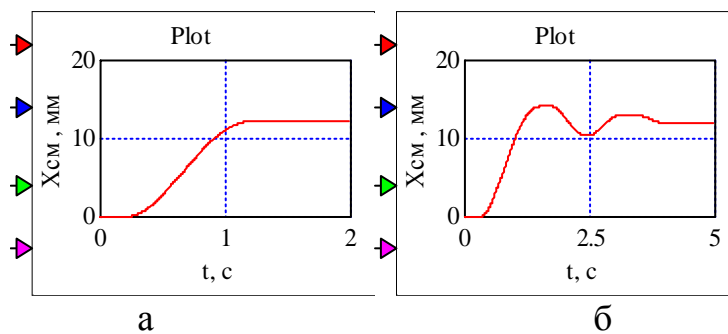


Рис.10. Кривые перемещения штока СМ при различных газосодержаниях m_0 : а – при 0,025 ; б – при 0,15.

Кривая рис.10а получена при газосодержании $m_0 = 0,025$, а кривая рис.10б – при предельном $m_0 = 0,15$. Анализ кривых показывает, что при $m_0 = 0,025$ (рис.10а) выход на установившееся движение осуществляется без колебаний за время 1,15с; при $m_0 = 0,15$ (рис.10б) процесс колебательный с перерегулированием 16,7% , время выхода на установившееся движение составляет 4с. Причем амплитуда первого колебания равна 14,35 мм, что больше установившегося значения на 2,05 мм и почти в три раза больше допускаемого Δ . Таким образом, учитывая важность малых перемещений ГП РК, следует в эксплуатационных условиях не допускать повышенного газосодержания в РЖ выше $m_0 = 0,075$, при котором амплитуда (на рис.10 кривая $X_{см}$ при $m_0 = 0,075$ не показана) превышает установившееся значение только на 0,7 мм.

Выводы. Поэтапное исследование динамики ГП РК на основе разработанной нелинейной ММ и методика его выполнения, начиная с ЭГП, затем узла «ЭГП- золотник РЗ» и гидропривода в целом, позволяет проверить: функционирование и частотные характеристики

ЭГП, являющегося входным электрогидроустройством ГП РК; функционирование и динамические характеристики узла «ЭГП- золотник РЗ» с укрупненной и полной ММ; функционирование и определение динамических и статических характеристик ГП в целом. Такой подход открывает возможность корректировки ММ и повышение ее адекватности натурному объекту. Выполненные исследования динамики ЭГП при гармоническом входном воздействии показали, что ЭГП является фильтром частот выше 10 Гц. Полученные динамические характеристики узла «ЭГП- золотник РЗ» отвечают современным требованиям к показателям качества переходного процесса, включающего разворот лопастей РК, выход на установившееся движение и сворачивание лопастей.

Исследование динамики ГП РК в целом, как двухконтурной системы, вызвало необходимость ввода в цепь управления двух ПИД-регуляторов с изодромным дифференцирующим каналом для обеспечения требуемых динамических характеристик разворота и сворачивания лопастей на угол 37° . Весьма важный режим малых перемещений штока СМ (поворота лопастей на малый угол), при котором гидротурбина работает большую часть времени, впервые решен на основе синтеза корректирующего устройства, входящего в состав мехатронного ГП РК.

Выполненное в целом исследование динамики ГП РК подтверждает, что предложенная ММ с переменной структурой и алгоритм ее ввода в пакет VisSim открывает возможность более полно использовать возможности компьютерной системы управления поворотной лопастью гидротурбиной, в состав которой входит рассматриваемый ГП РК.

Литература:

1. Умов В.А., Филатов И.Н. Расчет динамических характеристик гидравлических агрегатов. -Л.: ЛПИ, 1977. -60с.
2. Пивоваров В.А. Проектирование и расчет систем регулирования.-Л.: Машиностроение,1972.-288с.
3. Лурье З.Я., Бездетко В.Н., Дмитерко В.Н. и др. Системы управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития// Проблемы машиностроения.-2003.-Т.6, №2. -С.26-36.
4. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь- золотник гидрораспределителя системы регулирования гидротурбины» // Вестник НТУ «ХПИ».-2002.-№6.-Т.2.-С.82-87 .
5. Лурье З.Я., Булгаков В.А., Дмитерко В.Н. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управле-

ния и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины // Вестник НТУ «ХПИ».-2004.-№12.-С.13-22 .

ДИНАМІКА МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

Лур'є З.Я., Братута Е.Г., Гасюк О.І., Булгаков В.О., Цехмістро Л.М.

Анотація – у статті обговорюється вдосконалена математична модель робочого процесу гідроприводу робочого колеса. Проведене дослідження динаміки й вирішене завдання синтезу коригувального пристрою дозволили поліпшити робочий процес режиму малих переміщень.

DYNAMICS OF MECHATRONIC HYDRAULIC DRIVE WORKING WHEEL OF KAPLAN HYDROTURBINE

Z. Lurye, E. Bratuta, A. Gasyuk, V. Bulgakov, L. Tsekhmistro

Summary

An advanced mathematical model of the operating process of the working wheel hydraulic drive is discussed in a paper. The research of the dynamics and the synthesis of the correction device allowed to improve the working process mode of small displacements.