

ГОРНОЕ МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 622. 231

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ГИДРОУДАРНЫХ СИСТЕМ ОБЪЕМНОГО ТИПА

Л. В. Городилов, Д. В. Вагин, О. А. Пашина

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: gor@misd.nsc.ru,
Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Разработана двухэтапная методика выбора параметров объемных гидроударных систем. На первом этапе производится выбор основных параметров, на втором — разрабатывается технический проект устройства и с использованием процедуры многомерной оптимизации осуществляется корректировка параметров и улучшение показателей системы.

Ударная система, предельный цикл, оптимизация параметров, критерии подобия

В [1, 2] представлены результаты численных исследований динамики объемных гидроударных систем двухстороннего действия в широком диапазоне безразмерных параметров — критериев подобия. Они позволяют составить общее представление о свойствах и возможностях указанных систем, определить их режимы работы и области пространства основных критериев подобия, в которых системы входят в одноударный предельный цикл, оценить влияние конструктивных параметров на их характеристики.

Также с помощью таблиц безразмерных выходных характеристик, рассчитанных в пространстве критериев подобия [1], можно выбрать основные параметры системы. Для этого задается ограниченное число параметров и характеристик системы. Остальные параметры вычисляются в каждой точке пространства с помощью упомянутых таблиц, формул критериев подобия и формул перехода от безразмерных переменных к размерным. Затем из них отбираются те, которые удовлетворяют заданным требованиям. Такой подход применен авторами в работе [3].

Однако этого недостаточно для проектирования гидромолота, так как с помощью основных параметров можно учесть только свойства, отражающие сущность системы. В настоящей работе предлагается двухэтапная методика выбора параметров гидроударной системы, в которой выбор основных параметров — ее первый этап.

На втором этапе на основе полученных данных разрабатывается технический проект устройства, строится полная математическая модель и проводятся расчеты с использованием процедуры многомерной оптимизации, в которой в целевую функцию входят коэффициент полез-

ного действия и заданные характеристики системы, а варьируемыми параметрами являются проектные параметры, изменение которых допускается конструкцией устройства. Полученные в результате расчетов данные можно использовать при разработке рабочей документации.

ВХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИСТИКИ, ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ

В табл. 1 приведен список параметров и выходных характеристик модели объемной гидроударной системы двухстороннего действия с задержкой движения бойка, расчетная схема которой представлена в [1].

ТАБЛИЦА 1. Основные параметры и характеристики системы

Наименование	Обозначение	Размерность
Входные параметры		
Идеальная подача насоса постоянной производительности	q_0	м ³ /с
Номинальное давление	p_n	Па
КПД системы при номинальном давлении ¹	η_0	—
Масса бойка	m	кг
Площадь поверхности бойка со стороны камеры обратного хода	S_A	м ²
Площадь поверхности бойка со стороны камеры прямого хода	S_B	м ²
Длина фазы обратного хода бойка	$x_{[1]}$	м
Объем газа в напорном аккумуляторе при номинальном давлении	V_n	м ³
Показатель адиабаты газа в аккумуляторе	γ	—
Давление задержки	$p_{[3]}$	Па
Характеристики предельных циклов ²		
Время цикла	T_C^*	с
Предударная скорость бойка	v_l^*	м/с
Максимальный размах колебаний	X_{\max}^*	м
Коэффициент полезного действия	$\eta^* = \frac{mv_l^*/2}{q_0 \int_{t_{(1)+}^*}^{t_{(4)-}^*} p^* dt}$	—
Среднее давление за цикл	p_m^*	Па

¹Здесь в КПД системы включены утечки жидкости в источнике расхода и утечки в паре “боек–корпус” ударного узла устройства.

²Индекс “*” означает принадлежность характеристики к предельному циклу.

Размерный анализ системы уравнений модели гидроударной системы [1], проведенный с применением метода аналогичности [4], позволил выбрать *основные критерии подобия*:

$$\sigma_0 = \frac{S_A}{S_B}, \quad \sigma_1 = \frac{(1-\eta_0)^{-1+1/\gamma}}{\gamma} \frac{p_n V_n}{m(q_0/S_*)^2}, \quad \bar{x}_{[1]} = \frac{\gamma S_*}{(1-\eta_0)^{1/\gamma} V_n} x_{[1]}, \quad \bar{p}_{[3]} = \frac{1-\eta_0}{p_n} p_{[3]}, \quad (1)$$

при этом безразмерные аналоги *характеристик предельных циклов* (табл. 1) определяются формулами:

$$\bar{T}_C^* = T_C^* \frac{q_0}{(1-\eta_0)^{1/\gamma} V_n}, \quad \bar{v}_l^* = v_l^* \frac{S_*}{q_0}, \quad \bar{X}_{\max}^* = X_{\max}^* \frac{\gamma S_*}{(1-\eta_0)^{1/\gamma} V_n}, \quad \eta^* = \frac{(\bar{v}_l^*)^2}{2\sigma_1 \int_{\bar{t}_{(1)+}^*}^{\bar{t}_{(4)-}^*} \bar{p}^2 d\bar{t}^2}, \quad \bar{p}_m^* = \frac{1-\eta_0}{p_n} p_m^*. \quad (2)$$

Указанные преобразования дали возможность в сравнительно компактном виде представить результаты расчетов и решить прямую задачу анализа автоколебательных гидроударных систем — исследовать влияние их входных параметров (1) на выходные характеристики (2) [1, 2].

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Для решения обратной задачи анализа — выбора необходимых для предварительного проектирования параметров по заданным параметрам и характеристикам системы на первом этапе используются упомянутые ранее таблицы выходных характеристик в пространстве основных критериев подобия. В формулы критериев (1) входят собственно критерии σ_0 , σ_1 , $\bar{x}_{[1]}$, $\bar{p}_{[3]}$, а также размерные параметры (табл. 1). Каждой точке указанного пространства при расчетах сопоставляются безразмерные характеристики (2), являющиеся функциями параметров σ_0 , σ_1 , $\bar{x}_{[1]}$, $\bar{p}_{[3]}$.

Таким образом, имеем систему из 9 уравнений (1), (2) относительно 14 (исключаем показатель адиабаты газа γ) неизвестных параметров и характеристик, для решения которой необходимо задать пять из них.

Например, зададим следующие параметры источника расхода и устройства:

$$q_0, p_n, \eta_0, m, x_{[1]}. \quad (3)$$

Данный набор вместе с выбранной в пространстве критериев подобия точкой σ_0 , σ_1 , $\bar{x}_{[1]}$, $\bar{p}_{[3]}$ позволяет решить систему уравнений (1) относительно неизвестных параметров S_A , S_B , V_n , $p_{[3]}$:

$$S_B = \frac{1}{1 + \sigma_0} \sqrt[3]{\frac{\bar{x}_{[1]} \sigma_1}{x_{[1]}} \frac{m q_0^2}{p_n (1 - \eta_0)}}, \quad S_A = \sigma_0 S_B, \quad V_n = \frac{\gamma S_*}{(1 - \eta_0)^{1/\gamma}} \frac{x_{[1]}}{\bar{x}_{[1]}}, \quad p_{[3]} = \frac{p_n}{1 - \eta_0} \bar{p}_{[3]} \quad (4)$$

и из (2) найти размерные характеристики

$$T_C^*, X_{\max}^*, v_l^*, \eta^*, p_m^*. \quad (5)$$

Из полного списка получаемых решений по ограничениям на проектные параметры (4) и характеристики (5) отбирают один или несколько вариантов. Ограничения вводятся в виде неравенств, например:

$$X_{\max}^* < 1.5 x_{[1]}, \quad p_m^* < p_m^+, \quad v_l^- < v_l^* < v_l^+, \quad S_A > S_A^-, \quad V_n^- < V_n < V_n^+, \quad (6)$$

где надстрочные индексы “-“ и “+” означают, что соответствующая величина определяет нижнюю или верхнюю границу выбираемого диапазона.

Таким образом, оказывается выполненным первый этап проектирования: выбор параметров, необходимых для разработки конструкции гидроударного устройства. Отметим, что набор заданных параметров может быть отличным от (3), в него могут входить и характеристики (5).

Для работы с таблицами, полученными в [1], на языке C++ разработана программа отбора данных по заданным входным параметрам (3) и ограничениям (6).

ПОИСК ОПТИМАЛЬНОГО РЕШЕНИЯ С УЧЕТОМ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ УСТРОЙСТВА

Второй этап включает: 1) разработку по данным первого этапа технического проекта системы, компоновка элементов и устройств которой выбирается с учетом возможной вариации их размеров; 2) построение ее расчетной схемы и математической модели, разработку программы расчета; 3) расчеты с применением процедуры оптимизации, позволяющие скорректировать и оптимизировать параметры, выбранные на первом этапе.

Принципиальная схема гидроударной системы, включающая достаточно полный набор элементов, показана на рис. 1. Она содержит устройство подачи жидкости 1 (насос Н, предохранительный клапан ПК, напорную НЛ и сливную СЛ линии), ударное устройство 2 (ударный узел УУ и распределитель Р с обратными связями между ними, а также напорный НА и сливной СА аккумуляторы) и ограничитель движения бойка О. Это система двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода (камерой В) с задержкой движения бойка. Структура ее рабочего цикла аналогична структуре, описанной в [2]. Отличие в том, что камера обратного хода (А) постоянно соединена с напорной линией НЛ. В связи с этим площадь S_B в данной схеме равна сумме площадей S_B и S_A схемы рис. 1 [1]. Увеличилось количество элементов, что отражает конструктивные особенности ударного устройства, как следствие возросло количество дополнительных параметров, которые должны включаться в расчетную схему. Их список приведен в табл. 2.

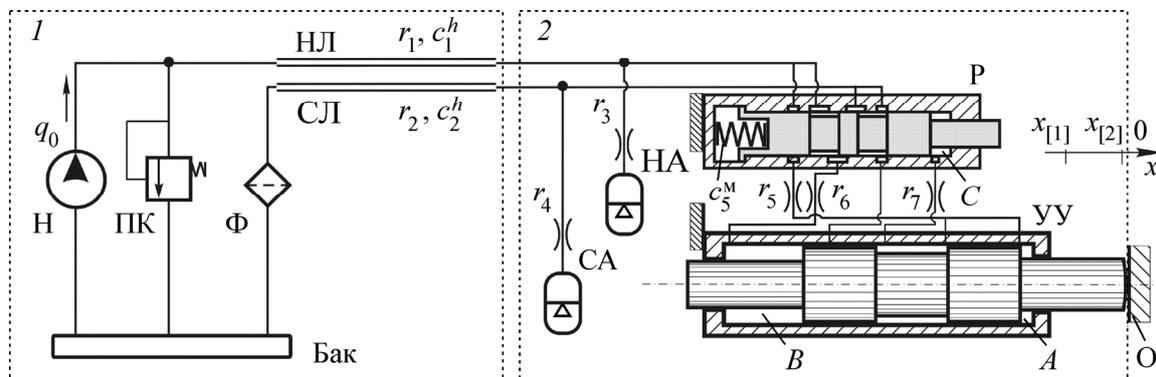


Рис. 1. Принципиальная схема гидроударной системы: 1 — устройство подачи жидкости; 2 — ударное устройство; О — ограничитель; Н — насос; ПК — предохранительный клапан; Ф — фильтр; НА, СА — соответственно напорный и сливной аккумуляторы; УУ — ударный узел; Р — распределитель; А и В — соответственно камеры прямого и обратного хода УУ, С — камера управления Р

ТАБЛИЦА 2. Дополнительные параметры системы

Наименование	Обозначение	Размерность
Длина фазы прямого хода, при которой камера А соединена с напором	$x_{[2]}$	м
Коэффициент трения в паре “боек – корпус” ударного узла	f	—
Масса золотника	m_V	кг
Коэффициент жесткости пружины золотника	c_5^m	Н/м
Предварительный натяг пружины золотника	$x_{V[3]}$	м
Площадь поверхности золотника со стороны камеры управления	S_C	м ²
Коэффициент трения в паре “золотник – корпус” распределителя Р	$S_{Vf} = S_V f_V$	—
Гидравлические сопротивления напорной и сливной линий ¹	r_1, r_2	Па·с/м ^{2+3κ}
Гидравлические емкости напорной и сливной линий ²	c_1^h, c_2^h	м ⁵ /Н
Местные гидравлические сопротивления	r_3, r_4, r_5, r_6, r_7	Н·с ² /м ⁸
Сопротивление, определяющее утечки в ударном устройстве	r_8	Н·с/м ⁵
Объемы напорного НА и сливного СА аккумуляторов	V_{10}, V_{20}	м ³
Давления зарядки НА и сливного СА аккумуляторов	p_{10}, p_{20}	Па
Коэффициент восстановления скорости бойка	R	—

¹ Коэффициент κ определяется режимом течения жидкости и зависит от числа Рейнольдса.

² Понятие гидравлической емкости заимствовано из теории гидравлических цепей [5].

Для процедуры оптимизации в качестве начального приближения основных параметров ударного устройства (3), (4) в расчетах принимается один из их наборов, полученных на первом этапе. Часть параметров должна быть зафиксирована: например, при стандартных насосе Н, распределителе Р, напорной НЛ и сливной СЛ линиях и аккумуляторах НА и СА это могут быть величины:

$$q_0, p, \eta_0, m, x_{[2]}, S_f, m_V, c_5^m, S_C, r_3, r_4, r_7, S_{Vf}, r_1, r_2, c_1^h, c_2^h, L_1, L_2, V_{10}, V_{20}, p_{10}, p_{20}, \quad (7)$$

остальные:

$$x_{[1]}, S_A, S_B, r_5, r_6, x_{[3]} \quad (8)$$

должны быть взяты в качестве варьируемых величин, причем предварительный натяг рассчитывается исходя из полученного на первом этапе значения $p_{[3]}$, а значения величин r_5, r_6 можно определить как функции диаметров соединительных каналов в корпусе устройства и площадей S_A, S_B .

Целевая функция процедуры оптимизации [6], подлежащая минимизации, в простейшем варианте включает сумму характеристик предельных циклов с заданными весовыми коэффициентами:

$$F(\eta^*, X_{\max}^*, v_I^*, T_C^*, p_m^*) = k_\eta \eta^* + k_X X_{\max}^* + k_v v_I^* + k_T T_C^* + k_p p_m^* + f_v |v_I^* - v_{Ig}| + f_T |T_C^* - T_{Cg}|, \quad (9)$$

где $k_\eta, k_X, k_v, k_T, k_p, f_v, f_T$ и v_{Ig}, T_{Cg} — соответственно весовые коэффициенты и заданные значения выходных характеристик.

Для численного моделирования системы, представленной на схеме рис. 1, на языке программирования С++ разработана объектно-ориентированная программа с включенным в нее модулем оптимизации [7].

ПРИМЕР РАСЧЕТА ГИДРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ

Для тестирования разработанной методики проведен выбор параметров гидромолота с энергией удара ~ 1 кДж, предназначенного в качестве навесного оборудования экскаватора 2-й размерной группы ЭО-2624А.

1-й этап. Заданы следующие параметры гидросистемы и ударного устройства (3):

$$q_0 = 1.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \quad p_n = 14 \text{ МПа}, \quad \eta_0 = 0.9^*, \quad m = 30 \text{ кг}, \quad x_{[1]} = 0.07 \text{ м}. \quad (10)$$

Отбор проводили по таблице безразмерных выходных характеристик, рассчитанных на сетке значений основных критериев подобия:

$$\lg \bar{x}_{[1]} = -1, -0.9, \dots, 1, \quad \lg \sigma_0 = -1, -0.9, \dots, 1, \quad \lg \sigma_1 = -1, -0.9, \dots, 6, \quad \bar{p}_{[3]} = 0, 0.05, \dots, 0.5,$$

с использованием неравенств (6) с ограничениями:

$$v_I^- = 8.5 \text{ м/с}, \quad v_I^+ = 9.5, \quad p_m^+ = 16 \text{ МПа}, \quad S_A > 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad V_0^- = 2.3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \quad V_0^+ = 2.5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3. \quad (11)$$

В результате получено девять наборов данных, три из них представлены в табл. 3.

ТАБЛИЦА 3. Результаты проведения первого этапа

$S_A, \text{см}^2$	$S_B, \text{см}^2$	$p_{[3]}$	$p_m^*, \text{МПа}$	$X_{\max}^*, \text{м}$	$T_C^*, \text{с}$	$v_I^*, \text{м/с}$	η^*
3.69E-04	9.28E-04	1.05E+07	1.28E+07	9.28E-02	7.41E-02	8.13E+00	8.06E-01
3.92E-04	1.24E-03	1.05E+07	1.10E+07	8.84E-02	9.04E-02	9.17E+00	8.30E-01
4.13E-04	1.64E-03	1.05E+07	9.49E+06	8.48E-02	1.11E-01	9.02E+00	8.49E-01

* Здесь в КПД системы включены только утечки жидкости в источнике расхода.

2-й этап. Параметры гидроударной системы, полученные на первом этапе: (10), (11), (табл. 3), использовали при разработке ее технического проекта, в результате чего были определены параметры всех элементов системы (табл. 4).

Напорная и сливная линии представляли собой рукава круглого сечения размерами, приведенными в табл. 4. При вычислении их сопротивлений и емкостей (r_1, r_2, c_1^h, c_2^h) приняты следующие свойства рабочей жидкости — минерального масла: плотность $\rho = 890 \text{ кг/м}^3$, кинематическая вязкость $\nu = 3.45 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, модуль упругости $E = 1.41 \cdot 10^9 \text{ Па}$. Утечки в ударном устройстве (сопротивление r_8) определялись параметрами кольцевого зазора между бойком и корпусом ударного устройства. Сопротивления r_3, r_4, r_5, r_6, r_7 представляли собой сопротивления типа “сжатие – сужение” или “поворота” потока. Их значения рассчитывали по диаметру каналов в корпусе устройства (табл. 4), площадям камер устройства S_A, S_B, S_C и углам поворота.

ТАБЛИЦА 4. Значения параметров системы

Параметр	Значение
Диаметры напорной и сливной линий	0.016 м
Диаметры каналов в корпусе	0.02 м
$x_{[2]}$	0
f	0.1
m_V	0.6
c_5^m	$5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$
S_C	$4.1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$
f_V	0.1
R	0.1
$x_{V[3]}$	0.02

При выполнении процедуры оптимизации варьировали проектные параметры $x_{[1]}, S_A, S_B, x_{V[3]}$, их начальные значения брали из (10), табл. 3, 4.

Весовые коэффициенты целевой функции (9) принимали равными

$$k_\eta = 0.6, \quad k_X = 0.1, \quad f_v = 0.4, \quad k_T = k_p = f_T = 0,$$

предударную скорость бояка задавали значением $v_{Jg} = 8 \text{ м/с}$.

В табл. 5 представлены результаты расчетов, проведенных для набора данных 2-й строки табл. 3: в 1-й строке — параметры и характеристики системы, выбранной на первом этапе, во 2-й — на полной модели гидроударной системы до оптимизации, в 3-й — после оптимизации; на рис. 2а–в — теоретические осциллограммы динамических характеристик системы в предельных циклах, соответствующие 1–3-й строкам таблицы. Аналогичные результаты получены и для других выбранных на первом этапе наборов данных.

ТАБЛИЦА 5. Результаты выбора параметров гидроударной системы

Этап выбора	$x_{[1]}, \text{ м}$	$S_A, \text{ см}^2$	$S_B, \text{ см}^2$	$p_{[3]}$	$X_{\max}^*, \text{ м}$	$T_C^*, \text{ с}$	$v_I^*, \text{ м/с}$	η^*
Первый	7.00E-02	3.92E-04	1.63E-03	1.05E+07	8.84E-02	9.04E-02	9.09E+00	8.30E-01
До оптимизации	7.01E-02	3.98E-04	1.64E-03	1.06E+07	8.41E-02	8.50E-02	8.16E+00	6.69E-01
После оптимизации	6.67E-02	3.23E-04	1.33E-03	1.00E+07	8.07E-02	6.66E-02	8.01E+00	7.44E-01

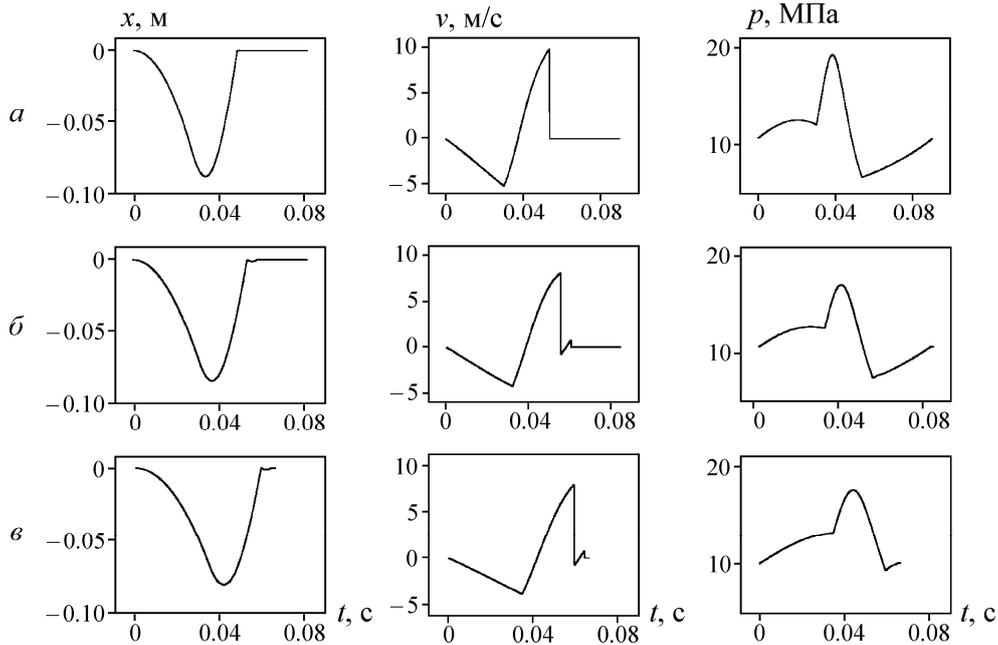


Рис. 2. Теоретические осциллограммы системы в предельных циклах (x и v — перемещение и скорость бойка; p — давление в напорном аккумуляторе) для 2-й строки табл. 3 в случаях: a — после выбора основных параметров; b — расчет на полной модели; c — после процедуры оптимизации

Анализ полученных данных показывает существенное расхождение результатов расчетов на модели, учитывающей лишь основные свойства системы, и на модели, учитывающей свойства всех входящих в устройство элементов. Значительно снижается предупредная скорость бойка v_j^* на $\sim 10\%$ и КПД системы более чем на 15% , уменьшается размах колебаний давления в напорном аккумуляторе. Это в первую очередь связано с потерями в сопротивлениях ветвей гидросистемы и в трении в парах “боек – корпус” и “золотник – корпус”. Также определенные затраты энергии требуются на перемещение золотника.

Применение оптимизации позволило улучшить показатели системы: более чем на 7% увеличить КПД η^* , нормировать скорость бойка v_j^* — сделать ее близкой к 8 м/с, уменьшить размах колебаний $X_{\max}^* \sim 15\%$. Увеличение η^* происходит благодаря уменьшению объема рабочих камер устройства (параметров $x_{[1]}$, S_A , S_B) и связанному с этим снижению количества проходящей за цикл через гидравлические сопротивления жидкости. Сокращение расхода жидкости, потребляемой ударным устройством за цикл, приводит к пропорциональному уменьшению времени цикла T_C^* .

Эту особенность процедуры оптимизации при выбранных целевых функциях и варьируемых параметрах следует учитывать, так как не всегда такие изменения параметров могут быть приемлемы. В случае увеличения расхода, поступающего к устройству, это способствует заметному повышению давления в системе и предупредной скорости, которые могут выйти за рамки допустимых значений.

Поэтому в расчетах следует вводить ограничения на варьируемые параметры системы. В работе использован наиболее простой вид целевой функции, ее усовершенствование также может улучшить ситуацию. Наиболее продуктивным с точки зрения улучшения показателей по КПД является совершенствование конструкции системы с целью снижения потерь энергии в ее элементах и в связи с этим расширение списка варьируемых параметров.

Таким образом, приведенный пример расчета показывает пригодность разработанной методики для выбора и корректировки параметров гидроударных систем. Процедуры этапов выбора нуждаются в совершенствовании, необходимо ввести возможность на первом этапе использовать другие исходные параметры или вместо них характеристики или критерии подобия. Изменения во втором этапе методики возможны в структуре целевой функции и расширении списка варьируемых проектных параметров системы.

ВЫВОДЫ

Предложен двухэтапный алгоритм выбора параметров гидроударной системы. На первом этапе после проработки технического предложения и эскизного проекта устройства производится выбор его основных параметров. Для этого используются результаты размерного анализа и численного исследования выходных характеристик системы в пространстве безразмерных критериев подобия.

Второй этап включает разработку технического проекта системы и программы ее расчета. Затем с помощью процедуры многомерной оптимизации осуществляется расчет и корректировка параметров и характеристик системы в рамках заданных в проекте вариаций размеров ее элементов и устройств.

На языке программирования С++ разработана программа выбора основных параметров гидроударной системы и программа их корректировки с применением процедуры оптимизации для гидроударного устройства двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода. Тестирование разработанного алгоритма проведено на примере выбора параметров гидромолота с энергией удара ~ 1 кДж для экскаватора 2-й размерной группы.

Приведенная схема выбора и корректировки параметров гидроударных систем может быть изменена как в выборе заданных, фиксированных и варьируемых параметров, так и целевой функции. Эта часть работы нуждается в дальнейшем исследовании с целью улучшения разработанного алгоритма.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Городилов Л. В.** Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. I. Основные свойства // ФТПРПИ. — 2012. — № 3.
2. **Городилов Л. В.** Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. II. Влияние на характеристики трения, гидравлических сопротивлений, коэффициента восстановления // ФТПРПИ. — 2013. — № 3.
3. **Городилов Л. В., Пашина О. А.** Расчет параметров автоколебательных гидроударных систем с применением критериев подобия // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды: тр. конф. с участием иностр. ученых. Т. 3. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2010.
4. **Мамонтов М. А.** Теория аналогичности. — М: Машиностроение, 1966.
5. **Бердников В. В.** Прикладная теория гидравлических цепей. — М.: Машиностроение, 1977.
6. **Жилинскас А., Шалтянис В.** Поиск оптимума. — М.: Наука, 1989.
7. **Городилов Л. В., Вагин Д. В.** Программа оптимизации параметров гидравлических ударных систем // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды: тр. конф. с участием иностр. ученых. Т. 2. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2009.

Поступила в редакцию 2/Х 2013