

УДК 546.65+ 620.22-419

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ  
ГИДРОУДАРНЫХ ОБЪЕМНЫХ СИСТЕМ ОБРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Л. В. Городилов**

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

Представлена математическая модель гидроударной системы одностороннего обратного действия объемного типа. Определены основные динамические критерии подобия: приведенное отношение площадей камеры обратного хода и газовой камеры; величина, пропорциональная отношению потенциальной энергии аккумулятора к кинетической энергии бойка; безразмерные длины фазы обратного хода и газовой пружины. В широком диапазоне входных параметров (критериев подобия) проведены численные расчеты, по результатам которых построены номограммы изолиний интегральных выходных характеристик и осциллограммы динамических характеристик, что позволило выявить основные закономерности поведения системы при одноударных предельных циклах. В практически важной части области входных параметров получена аналитическая оценка безразмерной предударной скорости, которая не должна превышать 8 – 10 единиц.

*Ударная система, автоколебания, предельный цикл, критерии подобия, характеристики*

Среди гидроударных систем широкое распространение получила схема, принадлежащая к классу систем одностороннего обратного действия [1 – 6]. Ее особенность заключается в том, что движение бойка производится жидкостью только в одну сторону (при холостом или обратном ходе), его торможение и рабочий (или прямой) ход осуществляются за счет привода прямого хода (газовой или механической пружины), жестко связанного с бойком. Это позволяет упростить систему распределения жидкости и дает возможность за счет снижения гидравлических потерь повысить КПД.

Некоторые результаты исследования динамики этого класса гидроударных систем приведены в [7, 8], однако использовавшаяся там модель включает аккумулятор энергии и привод прямого хода с линейными характеристиками. В большинстве известных схем таких устройств применяются газожидкостные аккумуляторы энергии и газовые пружины, поэтому результаты [7, 8] позволяют составить лишь качественную картину их работы. Чтобы получить количественные сведения об их поведении, необходимо проводить расчеты на модели с включением именно этих элементов.

В настоящей работе исследована динамика системы обратного действия, в состав элементов которой входят аккумулятор и газовая пружина с нелинейными характеристиками. На основе модели автономной системы с источником постоянного расхода [8, 9] разработана математическая модель и выбраны критерии подобия, позволяющие корректно анализировать результаты расчетов и сопоставлять их с соответствующими результатами для других классов систем.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ, ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Принципиальная схема системы одностороннего обратного действия представлена на рис. 1. Камера  $A$  ударного устройства попеременно соединена то с напорной, то со сливной линиями. Газ в камере  $G$  постоянно действует на заднюю торцевую поверхность бойка с силой, величина которой зависит от его положения.

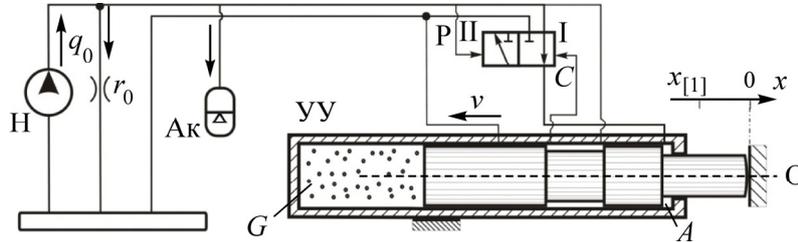


Рис. 1. Принципиальная схема гидроударной системы одностороннего обратного действия: Н — насос; Ак — аккумулятор; Р — распределитель; УУ — ударное устройство; О — ограничитель; А — камера обратного хода УУ; С — управляющая линия распределителя Р;  $r_0 = p_n/q_0(1-\eta_0)$  — гидравлическое сопротивление, определяющее утечки в системе,  $q_0$  и  $p_n$  — идеальный расход и номинальное давление насоса,  $\eta_0$  — его КПД; G — газовая камера

Система работает следующим образом. В начальный момент боек находится на ограничителе, распределитель — в позиции I, управляющая линия распределителя С и камера А соединены с напорной линией. Начинается 1-я фаза, в течение которой боек под действием жидкости в камере А и давления газа в камере G движется влево, доходит до координаты  $x_{[1]}$ . Управляющая линия С через проточку в бойке соединяется со сливной линией, и распределитель переходит в позицию II. Начинается 2-я фаза, в которой камера А соединяется со сливной линией, боек под действием давления газа в G тормозится и совершает прямой ход до взаимодействия с ограничителем. В этот момент управляющая линия С соединяется с напорной линией и цикл повторяется.

Как и в [8], параметры элементов системы считаем сосредоточенными, жидкость — несжимаемой, утечки определяются линейным гидравлическим сопротивлением  $r_0$ , механические и гидравлические потери отсутствуют, распределитель переключается мгновенно и без потерь, коэффициент восстановления скорости бойка при взаимодействии с ограничителем равен нулю.

Динамика системы описывается дифференциальными уравнениями:

$$\frac{dx}{dt} = v, \quad m \frac{dv}{dt} = -S_{(j)}p + S_G p_G, \quad \frac{p_n^{1/\gamma} V_n}{\gamma p^{1+1/\gamma}} \frac{dp}{dt} = q_0 - \frac{p}{r_0} + S_{(j)}v, \quad (1)$$

начальными условиями:

$$t = 0: \quad x = x_0, \quad v = v_0, \quad p = p_0 \quad (2)$$

и условиями сопряжений решения дифференциальных уравнений в точках припасовки:

$$x \leq x_{[1]} \rightarrow \text{I} \rightarrow \text{II}, \quad x = 0 \rightarrow \text{II} \rightarrow \text{I}, \quad x = 0, \quad v_+ = 0, \quad (3)$$

где  $x$  и  $v$  — координата и скорость бойка;  $p$  — давление в аккумуляторе ( $x_0$ ,  $v_0$ ,  $p_0$  — их начальные значения);  $t$  — время;  $m$  и  $S_A$  — масса бойка и его площадь со стороны камеры А,  $S_{(j)} = S_A$  — в 1-й фазе цикла;  $S_{(j)} = 0$  — во 2-й;  $S_G$  и  $p_G = p_{G0}(V_{G0}/V_G)^\gamma$  — соответственно площадь торцевой поверхности бойка и давление газа в газовой пружине;  $p_{G0}$  и  $V_{G0}$  — давление и объем газовой камеры при координате бойка  $x = 0$ ;  $V_G$  — текущий объем газовой камеры;  $\gamma$  — показатель политропы газа;  $V_n$  — объем аккумулятора при номинальном давлении  $p_n$ ;  $\rightarrow$  — указывает направление смены позиции распределителя;  $v_+$  — скорость бойка после удара.

Если давление  $p_G$  представить в виде

$$p_G = p_{G0} [x_{G0} / (x_{G0} - x)]^\gamma = p_{G0} (1 - x/x_{G0})^{-\gamma}, \quad (4)$$

где  $x_{G0}$  — начальная длина газовой пружины, ввести безразмерные переменные по формулам [10]:

$$t = \frac{(1-\eta_0)^{1/\gamma} V_n}{\gamma q_0} \cdot \bar{t}, \quad x = \frac{(1-\eta_0)^{1/\gamma} V_n}{\gamma S_*} \cdot \bar{x}, \quad v = \frac{q_0}{S_*} \cdot \bar{v}, \quad p = \frac{p_n}{(1-\eta_0)} \cdot \bar{p},$$

$S_* = S_A$ , и подставить эти величины в (1)–(3), то получим:

$$\frac{d\bar{x}}{d\bar{t}} = \bar{v}, \quad \frac{d\bar{v}}{d\bar{t}} = \sigma_1 [-\bar{S}_{(j)} \bar{p} + (1 + \sigma_0)^{-1} (1 - \bar{x}/\bar{x}_{G0})^{-\gamma}], \quad \frac{d\bar{p}}{d\bar{t}} = \bar{p}^{1+1/\gamma} (1 - \bar{p} + \bar{S}_{(j)} \bar{v}), \quad (5)$$

$$\bar{t} = 0: \quad \bar{x} = \bar{x}_0, \quad \bar{v} = \bar{v}_0, \quad \bar{p} = \bar{p}_0, \quad (6)$$

$$\bar{x} \leq \bar{x}_{[1]} \rightarrow \text{I} \rightarrow \text{II}, \quad \bar{x} \geq \bar{x}_{[2]} \rightarrow \text{II} \rightarrow \text{I}, \quad \bar{x} = 0, \quad \bar{v} > 0 \rightarrow \bar{v}_+ = 0, \quad (7)$$

где  $\bar{\sigma}_0 = (S_A - \bar{p}_{G0} S_G) / \bar{p}_{G0} S_G$ <sup>1)</sup>;  $\sigma_1 = \frac{(1-\eta_0)^{-1+1/\gamma}}{\gamma} \frac{p_n V_n}{m_1 (q_0 / S_*)^2}$ ;  $\bar{x}_{G0}$  — приведенная начальная

длина газовой пружины;  $\bar{S}_{(j)} = 1$  — в 1-й фазе;  $\bar{S}_{(j)} = 0$  — во 2-й.

Таким образом, динамика системы одностороннего обратного действия зависит от четырех безразмерных параметров — динамических критериев подобия:

$$\bar{\sigma}_0, \sigma_1, \bar{x}_{[1]}, \bar{x}_{G0}. \quad (8)$$

В пространстве критериев (8) численно исследуется динамика и выходные характеристики предельных циклов системы [10]: предупредительная скорость  $\bar{v}_l^{*2)}$  и максимальный размах колебаний бойка  $\bar{X}_{\max}^*$ , время цикла  $\bar{T}_C^*$ , среднее давление за цикл  $\bar{p}_m^*$ , мощность  $\bar{N}^*$  и КПД  $\eta^*$  системы.

Необходимыми условиями начала работы системы (боек начинает движение из исходного положения) является выполнение неравенства

$$-\bar{S}_{(j)} \bar{p}_{\max} + (1 + \sigma_0)^{-1} < 0 \quad \text{или} \quad \bar{p}_{\max} > (1 + \sigma_0)^{-1}, \quad (9)$$

$\bar{p}_{\max}$  — максимально возможное давление в системе, например давление открытия переливного клапана.

Интегрирование уравнений (5)–(7) проводили численно с применением метода припасовывания [8, 9]. Расчет вели до входа системы в предельный автоколебательный цикл, что определяли по выполнению условия

$$|\bar{p}_{(2)+}^{(i)} - \bar{p}_{(2)+}^{(i-1)}| < 100 \cdot \varepsilon,$$

где  $\bar{p}_{(2)+}^{(i)}$ ,  $\bar{p}_{(2)+}^{(i-1)}$  — давление в конце 2-й фазы соответственно  $i$ -го и  $i-1$ -го циклов;  $\varepsilon$  — локальная точность решения дифференциальных уравнений.

Расчеты выполнены в диапазоне критериев подобия (8):  $\bar{\sigma}_0 = 0-10^3$ ,  $\sigma_1 = 1-10^5$ ,  $\bar{x}_{[1]} = 0.1-10$ ,  $\bar{x}_{G0} = (1.01-10) \cdot \bar{x}_{[1]}$ .

<sup>1)</sup> Критерий  $\bar{\sigma}_0$  аналогичен по физическому смыслу  $\sigma_0$  [10] и отражает отношение площадей бойка, на которые действует давление в 1-й и 2-й фазах цикла.

<sup>2)</sup> Надстрочный индекс \* означает принадлежность характеристики к предельному циклу.

При анализе результатов использовали номограммы изолиний предельных циклов, построенные в сечениях  $\bar{\sigma}_0\sigma_1$  пространства критериев в ОД-области — области, ограниченной по среднему давлению и по размаху колебаний соответственно диапазонами  $\bar{p}_m^* = 0.05 - 0.5$  и  $\bar{X}_{\max}^* = 1.01\bar{x}_{[1]} - (\bar{x}_{G0} - 0.1\bar{x}_{[1]})$ , а также теоретические осциллограммы предельных циклов.

**АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ В ПРОСТРАНСТВЕ ОСНОВНЫХ КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ**

Номограммы представляют собой наклоненные к оси  $\bar{\sigma}_0$  полосы (рис. 2), ограниченные слева и справа линиями размаха колебаний  $\bar{X}_{\max}^*$  и сверху и снизу изолиниями средних давлений  $\bar{p}_m^*$ . Для сечения  $\bar{x}_1 = 1$  при увеличении  $\bar{x}_{G0}$  от 0.1 до 10 протяженность ОД-области изменялась по  $\bar{\sigma}_0$  и  $\sigma_1$  соответственно от  $9 - 10^{2.5}$  до  $1 - 10^3$  и от  $3 - 10^{2.1}$  до  $10^1 - 10^{3.1}$ . Увеличение  $\bar{x}_{G0}$  от 1.1 (рис. 2а) до 2, 5 (рис. 2б, в) и до 10 ведет к росту предупредной скорости  $\bar{v}_I^*$  и мощности системы соответственно от 2–3 до 5–21 и от 1–5 до 10–210. Увеличение критерия  $\bar{x}_{G0}$  приводит к росту размаха колебаний  $\bar{X}_{\max}^*$ . В данном случае КПД  $\eta^*$  — это объемный КПД системы, который определяется средним давлением  $\bar{p}_m^*$  в ней за цикл. Время цикла  $\bar{T}_C^*$  также зависит от  $\bar{p}_m^*$  и при его снижении приближается к величине  $\bar{x}_{[1]}$ , что связано со способом введения безразмерных переменных [10].

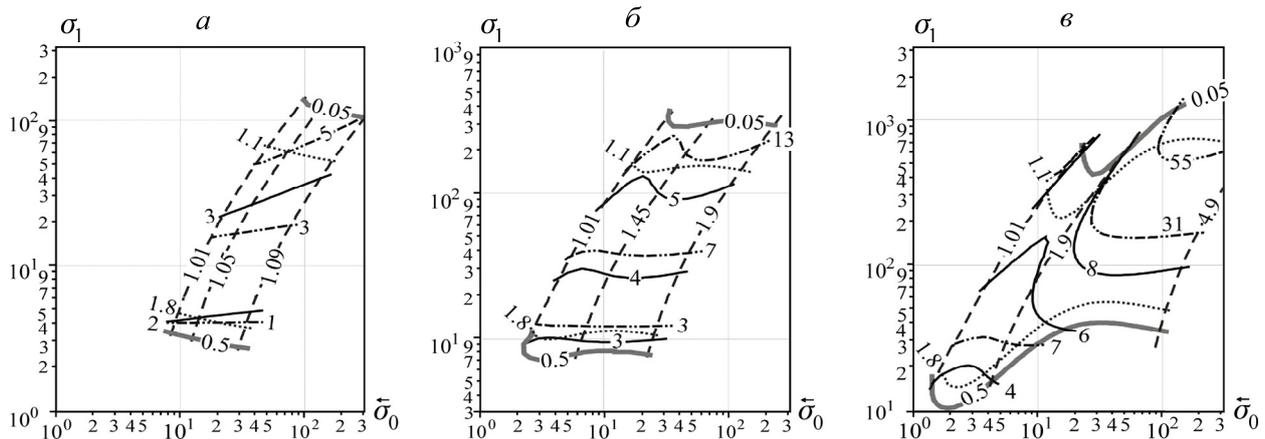


Рис. 2. Номограммы изолиний выходных характеристик в сечениях пространства  $\bar{\sigma}_0\sigma_1\bar{x}_1\bar{x}_{G0}$  плоскостями  $\bar{x}_1 = 1$ ,  $\bar{x}_{G0} = 1.1, 2, 5$ : — скорость  $\bar{V}_I^*$ ; - - - мощность  $\bar{N}^*$ ; ..... время цикла  $\bar{T}_C^*$  - - - - размах колебаний  $\bar{X}_{\max}^*$ ; — среднее давление за цикл  $\bar{p}_m^*$

Рассмотрение номограмм при постоянной относительной величине  $\bar{x}_{G0} = 2\bar{x}_{[1]}$  и изменении  $\bar{x}_{[1]}$  от 0.1 (рис. 3а) до 1 (рис. 2б) и 10 (рис. 3б) показывает, что при этом происходит смещение ОД-области по оси  $\sigma_1$  пропорционально  $1/\bar{x}_{[1]}$ , при росте  $\bar{x}_{[1]}$  снижаются предупредная скорость  $\bar{v}_I^*$  и мощность  $\bar{N}^*$ , пропорционально  $\bar{x}_{[1]}$  увеличивается время цикла  $\bar{T}_C^*$ .

На рис. 4 представлены теоретические осциллограммы динамических характеристик предельных циклов  $\bar{\sigma}_0\sigma_1$  рис. 3б. Можно видеть, что увеличение  $\sigma_0$  (рис. 4а, б) ведет к росту размаха колебаний  $\bar{X}_{\max}^*$ , ограниченному для данного сечения величиной  $\bar{x}_{G0} = 2$ . Скорость

при минимальном значении  $\sigma_0$  (рис. 4а) при достижении координатой бойка значения  $\bar{x} = \bar{x}_{[1]}$  приближается к нулю. Увеличение критерия  $\sigma_1$  (рис. 4в, з) вызывает снижение уровня безразмерного давления в системе и рост предупредарной скорости  $\bar{v}_I^*$ .

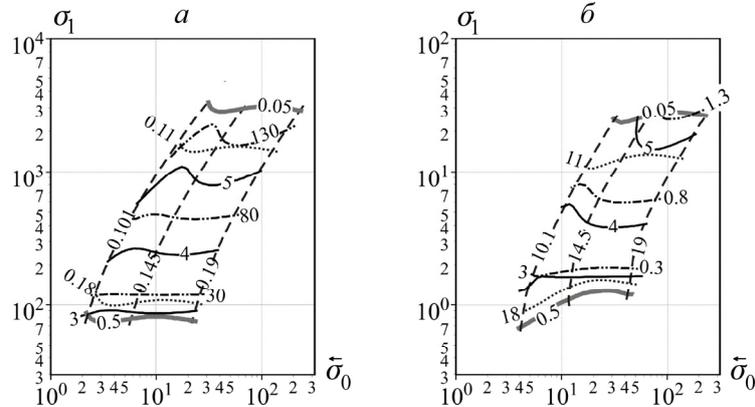


Рис. 3. Номограммы изолиний выходных характеристик в сечениях пространства  $\bar{\sigma}_0 \sigma_1 \bar{x}_1 \bar{x}_{G0}$  плоскостями  $\bar{x}_{G0} = 2\bar{x}_{[1]}$ ,  $\bar{x}_1 = 0.1, 1, 10$

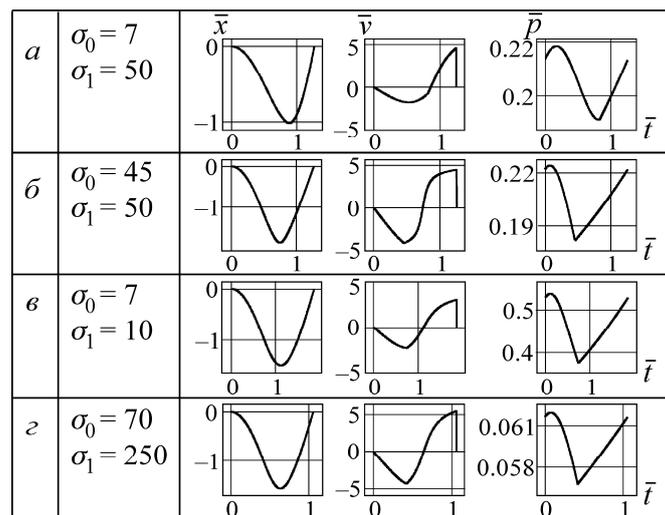


Рис. 4. Теоретические осциллограммы координаты  $\bar{x}-\bar{t}$  скорости  $\bar{v}-\bar{t}$ , давления  $\bar{p}-\bar{t}$  предельных циклов при  $\bar{x}_1 = 1$ ,  $\bar{x}_{G0} = 2$

Особенностью динамики систем обратного действия, как видно их полученных осциллограмм, является снижение роста скорости в конце цикла, перед взаимодействием бойка с ограничителем. Исключение составляет зона вблизи левой границы ОД-области  $\bar{X}_{\max}^* = \bar{x}_{[1]}$  (рис. 4а), где этот эффект выражен наиболее слабо. Это связано с тем, что для входа системы в предельный цикл газовая пружина должна быть достаточно “мягкой”, чтобы давление в системе в 1-й фазе цикла могло снижаться. Поэтому в конце 2-й фазы цикла, как и в начале 1-й, давление в газовой пружине мало и не позволяет поддерживать его высокое ускорение.

Для части ОД-области, близкой к изолинии  $\bar{X}_{\max}^* = \bar{x}_{[1]}$ , можно оценить величину предупредарной скорости, используя теорему об изменении кинетической энергии и приравнивая работу, совершаемую газовой пружиной при расширении от положения, определяемого координатой  $x = x_{[1]}$  до координаты  $x = 0$ , кинетической энергии бойка перед ударом:

$$\frac{m(v_I)^2}{2} = \int_{x_{[1]}}^0 S_G p_G dx,$$

где  $p_G$  определяется выражением (4). После интегрирования и перехода к безразмерным переменным получим формулу для предударной скорости бойка

$$\bar{v}_I^* = \sqrt{\frac{2\sigma_1 \bar{x}_{G0}}{(\gamma-1)(1+\bar{\sigma}_0)} \left| 1 - \left( 1 - \frac{\bar{x}_{[1]}}{\bar{x}_{G0}} \right)^{-\gamma+1} \right|},$$

расчеты по которой показывают хорошее совпадение с результатами, полученными численно.

### ВЫВОДЫ

Разработана математическая модель гидроударной системы одностороннего обратного действия с нелинейными характеристиками привода прямого хода и сетевого аккумулятора. Проведен ее размерный анализ и выбраны критерии подобия.

Исследование динамики системы в широком диапазоне изменения критериев подобия позволило выявить области ее эффективной работы и определить закономерности изменения выходных характеристик в пределах этих областей. В частности, установлено, что безразмерная предударная скорость  $\bar{v}_I^*$  в практически важной части этой области, которую по аналогии с коэффициентом динамичности вынужденных гармонических колебаний можно считать показателем динамичности автоколебательных гидроударных систем, не превышает 8–10 единиц.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белан Н. А. О применении гидравлических ударных механизмов в бурильных машинах // Гидравлические ударные механизмы для бурильных машин: сб. тр. / М-во угольной пром-ти, Техн. упр., Кузнецкий науч.-исслед. угольный ин-т (КузНИУИ). — Прокопьевск: КузНИУИ, 1972.
2. Янцен И. А. Ешуткин Д. Н., Бородин В. В. Основы теории и конструирования гидропневмоударников. — Кемерово: Кемер. кн. изд-во, 1977.
3. Алимов О. Д., Басов С. А. Гидравлические виброударные системы. — М.: Наука, 1990.
4. Архипенко А. П., Федюлов А. И. Гидравлические ударные машины. — Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1991.
5. Дмитриевич Ю. В. Устройство и принципы работы гидромолотов. <http://exkavator.ru/articles/gidromolot/~id=8292>.
6. Городилов Л. В., Фадеев П. Я. Анализ и классификация эффективных конструктивных схем автоколебательных гидравлических ударных систем // Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды: тр. конф. с участием иностр. ученых (10–13 октября 2006 г., Новосибирск). Т. 2. — Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007.
7. Городилов Л. В. Особенности функционирования некоторых классов автоколебательных гидравлических ударных систем // Современные проблемы теоретической и прикладной механики: сб. докл. Всерос. семинара по теор. и прикл. механике (Новосибирск, 10–12 апреля 2007 г.) / под ред. проф. В. Я. Рудяка. — Новосибирск: НГАСУ, 2007.
8. Городилов Л. В. Разработка основ теории гидроударных систем объемного типа для исполнительных органов горных и строительных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — Новосибирск, 2010.
9. Городилов Л. В. Модель гидравлической ударной системы с источником постоянного расхода // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: материалы III междунар. науч. симп. (17–19 октября 2006 г., Орел). — Орел: ОрелГТУ, 2006.
10. Городилов Л. В. Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. I. Основные свойства // ФТПРПИ. — 2012. — № 3.

Поступила в редакцию 2/III 2015