

УДК 622.232

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДВИЖЕНИЯ БОЙКА ГИДРОМОЛОТА И ЕГО
ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭНЕРГОПРЕОБРАЗОВАНИЯANALYTICAL DESCRIPTION BREAKER DRIVES AND ITS INDICATORS
ECONOMY OF ENERGY CONVERSIONТрубин А.С., Баранов Ю.Н.
Trubin A.S., Baranov Y.N.Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева (Орёл, Россия)
Orel State University named after I.S. Turgenev (Orel, Russian Federation)

Аннотация. Рассмотрены вопросы оптимизации параметров гидромолота на основе дифференциации сложной импульсной системы на подсистемы, путем составления дифференциальных уравнений для всех тел, участвующих в движении и использовании теоремы об изменении кинетической энергии и количества движения. Установлено, что сила давления жидкости является основным источником трения в уплотнительном узле, величина которой зависит от давления рабочей среды, коэффициента трения материала манжеты и величины контактной поверхности уплотнения. Результаты исследования могут быть использованы при разработке методики расчета оптимальных параметров при конструировании гидромолота, а полученные выражения использовать для установления влияния некоторых параметров на экономичность процесса энергопреобразования в целом, а также для иных схем и задач.

Ключевые слова: гидромолот, поршень-боек.

Дата принятия к публикации: 05.05.2022
Дата публикации: 25.06.2022

Сведения об авторах:

Трубин Алексей Сергеевич – соискатель, кафедра автоматизированных систем управления и кибернетики, ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»,
e-mail: alextrubin@yandex.ru.

Баранов Юрий Николаевич – доктор технических наук, профессор, кафедра автоматизированных систем управления и кибернетики, ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», e-mail: bar20062@yandex.ru.
ORCID: C-6286-2017

1. Введение

Применение гидромолотов обусловлено высокой эффективностью, мобильностью и функциональностью, широким спектром технологических задач, решаемых с помо-

Abstract. The issues of optimizing the parameters of a hydraulic hammer on the basis of differentiating a complex impulse system into subsystems by drawing up differential equations for all bodies participating in motion and using the theorem on changing the kinetic energy and momentum are considered. It has been established that the force of fluid pressure is the main source of friction in the sealing unit, the value of which depends on the pressure of the working medium, the coefficient of friction of the cuff material and the size of the contact surface of the seal. The research results can be used in the development of a method for calculating the optimal parameters when designing a hydraulic hammer, and the obtained expressions can be used to establish the influence of some parameters on the efficiency of the energy conversion process as a whole, as well as for other schemes and tasks.

Keywords: hydraulic hammer, piston-firing pin.

Date of acceptance for publication: 05.05.2022
Date of publication: 25.06.2022

Authors' information:

Aleksey S. Trubin – graduate student, Department of Automated Control Systems and Cybernetics, Orel State University named after I.S. Turgenev,
e-mail: alextrubin@yandex.ru.

Yuri N. Baranov – Doctor of Sciences in Technology, Professor, Department of Automated Control Systems and Cybernetics, Orel State University named after I.S. Turgenev, e-mail: bar20062@yandex.ru.
ORCID: C-6286-2017

щью этой техники. В дорожно-строительной отрасли они являются сменным рабочим оборудованием одноковшовых экскаваторов и предназначены для использования при небольших объемах земляных работ на рыхлении мерзлого грунта, на различных вспомо-

гательных и специальных работах: вскрытии асфальтобетонных покрытий, разработке смерзшихся материалов, разрушении конструкций, сносе ветхих и аварийных построек, очистке дорог и площадок от снежноледовых покрытий, уплотнении грунтов в стесненных условиях и обеспечивает разрушение материалов с пределом прочности на сжатие до 50 МПа при положении инструмента от вертикального до горизонтального.

Гидромолот представляет собой машину ударного действия, в которой потенциальная энергия рабочего тела (жидкости) циклически преобразуется в кинетическую энергию бойка. Кинетическая энергия бойка передается рабочему инструменту в конце каждого цикла при их соударении.

Особенности процесса работы гидромолота следующие:

1) рабочий цикл занимает мало времени по отношению к полному циклу, что позволяет сравнительно просто учесть влияние характера внешней работы на внутренние рабочие процессы машины;

2) рабочий процесс гидромолота обуславливает выраженную переменность количества рабочего цикла в объеме гидроаккумулятора.

Это не позволяет применить к расчету рабочих процессов метод теоретических индикаторных диаграмм. Изменение удельных параметров газа и жидкости в рабочем процессе с постоянным количеством газа и переменным количеством жидкости в общем случае не может быть выражено в виде простейших зависимостей элементарных термодинамических и гидродинамических процессов.

Поэтому при исследовании рабочих процессов гидромолота следует разработать метод, отражающий как характер протекания во времени термодинамических и гидродинамических процессов в рабочих полостях, так и характер движения бойка. Необходимо совместное решение системы дифференциальных уравнений энергетического баланса и уравнения движения бойка.

Преимущества ударного способа разрушения доказаны значительным числом исследований, выполненных рядом авторов [1-3].

Большой вклад в исследования и разра-

ботку гидравлических машин ударного действия внесли ученые [2-4, 5-15].

2. Постановка задачи

Повышение эффективности ударных машин обуславливается применением объемного гидравлического привода. Гидромолот следует рассматривать как сложную импульсную систему, в которой генерируются импульсы силы определенной частоты и интенсивности, воздействующие на некоторую обрабатываемую среду. По функциональному признаку сложную импульсную систему можно разбить на подсистему привода, предназначенную для преобразования механической энергии в гидравлическую, подачи рабочей жидкости к ударному механизму и отвода ее от него; подсистему управления, предназначенную для поддержания автоматического режима работы ударного механизма посредством подачи рабочей жидкости в определенные моменты времени в камеры управления; подсистему силового блока - ударный механизм, предназначенную для преобразования подведенной потенциальной энергии жидкости в кинетическую движения поршня-бойка [8].

Одной из проблем создания гидромолотов является обеспечение высокого качества импульсного энергопреобразования.

Сложность задачи обуславливается высокими скоростями ведомого звена, их неравномерностью и, как следствие, повышенными гидравлическими и инерционными потерями, переменными значениями давления и мгновенного расхода, специфичным взаимодействием ведомого звена с рабочим инструментом.

Для решения поставленных задач необходимо установить зависимости, которые учитывают общие особенности этого процесса в гидромолотах. С этой целью рассмотрен процесс в гидропередаче от выходной мощности насоса N_H до выходной (ударной) мощности N_y .

3. Разработка модели

Согласно общим положениям [2]

$$N_y = k_3 \eta_{HT} \eta_y N_H, \quad (1)$$

где k_3 – коэффициент загрузки привода; η_{HT} – коэффициент полезного действия напорного трубопровода; η_y – ударный коэффициент полезного действия гидромолота.

Одной из особенностей гидромолотов является отсутствие влияния изменения внешней нагрузки при непрерывном режиме на работу привода. Таким образом, величина коэффициента загрузки зависит только от параметров стабилизирующих органов, в качестве которых чаще используются аккумуляторы. Тогда согласно закону политропного изменения состояния газа

$$k_3 = 0,98 \frac{\varepsilon^{n-1} - 1}{\varepsilon^{n-1} (\varepsilon - 1) (n - 1)}, \quad (2)$$

где ε – объемная степень сжатия газа; n – показатель политропы; 0,98 – коэффициент, учитывающий сжимаемость жидкости.

Это выражение можно упростить линеаризацией газового процесса:

$$k_3 = 0,98 \frac{1 + \varepsilon^n}{2 \varepsilon^n}. \quad (3)$$

При этом погрешность увеличивается с увеличением ε и при $\varepsilon = 1,5$ составляет 5%. Целесообразно выбирать ε в диапазоне 1,1...1,5 в зависимости от принципиальной схемы гидромолота.

Значения k_3 и η_{HT} влияют на величину потребляемой гидромолотом мощности N_n :

$$N_n = k_3 \eta_{HT} N_H. \quad (4)$$

Качество процесса энергопреобразования в гидромолоте достаточно полно отражается ударным коэффициентом полезного действия:

$$\eta_y = \frac{N_y}{N_H}. \quad (5)$$

Общий показатель экономичности энергопреобразования η_y удобнее всего представить через показатели отдельных видов потерь. Для этого целесообразно перейти от относительных мощностей к отношению энергий:

$$\eta_y = \frac{A_y}{A_n}, \quad (6)$$

где A_y – энергия единичного удара; A_n – энергия, затраченная гидромолотом за цикл.

В гидромолотах отличие A_n от A_y обуславливается не только обычными в гидромашинах гидравлическими, механическими и объемными потерями, но и следующими двумя факторами:

- возможным отличием ударной массы ведомого звена m_y от общей m_o , включающей, где это необходимо, и приведенную массу жидкости, что можно учесть коэффициентом ударной массы

$$k_m = \frac{m_o}{m_y}, \quad (7)$$

- отличием в общем случае полного пути бойка h от пути предупредительного разгона на величину пути h_u внедрения инструмента в массив (это можно наблюдать при работе гидромолотов по относительно некрепким породам).

Таким образом,

$$A_n = \sum \Delta A_B + \frac{h}{h - h_u} (\sum \Delta A_p + k_m A_y), \quad (8)$$

где $\sum \Delta A_B$ и $\sum \Delta A_p$ – суммарные потери энергии во время возврата и рабочего хода бойка.

Приняв в качестве безразмерного показателя конкретного вида потерь

$$\delta = \frac{\Delta A}{A_n}, \quad (9)$$

получим выражение

$$\eta_y = \frac{1}{k_m} \left[\frac{h - h_u}{h} (1 - \sum \delta_B) - \sum \delta_p \right], \quad (10)$$

которое после преобразований можно переписать в виде

$$\eta_y = \frac{h - h_u}{h} \cdot \frac{1}{k_m} (1 - \sum \delta'_{ГМ}) \left(1 - \sum \frac{\delta_o}{(1 - \delta'_M)} \right). \quad (11)$$

Здесь

$$\delta' = \frac{\delta}{\eta_o},$$

где δ_o – показатель объемных потерь; δ'_M – показатель потерь давления от входа до места утечки жидкости.

По физическому смыслу можно представить гидромеханический коэффициент полезного действия как

$$\eta_{ГМ} = \frac{1}{k_m} (1 - \sum \delta'_{ГМ}); \quad (12)$$

а объемный – как

$$\eta_p = 1 - \sum \frac{\delta_o}{(1 - \delta'_M)}. \quad (13)$$

Практика расчетов показала наиболее удобную дифференциацию гидромеханических потерь в соответствии с общими положениями и особенностями цикла на гидравлические и механические для периодов: возврата – $\delta'_{ГВ}$ и $\delta'_{ТВ}$ и рабочего хода – $\delta'_{ГР}$ и $\delta'_{ТР}$.

Объемные потери дифференцируются по месту утечки в зависимости от особенностей

принципиальной и конструктивной схем гидромолота.

Показателями ΔA и δ потери учитываются для полного пути бойка h , как для возврата, так и для рабочего хода.

Таким образом, для расчетов и исследований процесса энергопреобразования может быть использовано выражение:

$$\eta_y = \frac{h-h_u}{h} \eta_o \eta_{ГМ}, \quad (14)$$

где составляющие раскрываются согласно (12) и (13). Для решения задач с ограничением усилия отдачи возможна следующая интерпретация:

$$\eta_y = \frac{\eta_o \eta_{ГМ}}{1 + \frac{F_0}{a_y}}. \quad (15)$$

Здесь F_0 – максимальное усилие отдачи на корпус гидромолота во время рабочего хода:

$$F_0 = \eta_{ГМ} k_3 P_g S_p, \quad (16)$$

где S_p – площадь рабочей камеры гидромолота; P_g – максимальное давление на входе в гидромолот:

$$P_g = \eta_{нт} P_H; \quad (17)$$

a_y – показатель сопротивляемости массива внедрению конкретного инструмента под действием ударных нагрузок:

$$a_y = \frac{A}{h_u}. \quad (18)$$

Для исследований и расчета необходима конкретизация полученных выражений с раскрытием выражений показателей отдельных видов потерь δ . Для этого необходимо знание конкретной конструктивной схемы, а также входных, выходных и конструктивных параметров, которые разбиваются на известные и искомые в зависимости от постановки задачи. При этом должны быть учтены характерные особенности функционирования гидромолота с данной схемой и потоков жидкости в нем.

На основании положений гидродинамики и предварительно проведенных частных исследований [1, 4] были получены показатели отдельных видов потерь, учитывающие специфические для данной схемы особенности динамики потоков. Все основные конструктивные параметры были выражены через площадь вытеснителя рабочей камеры S_p и диаметр штока поршня бойка $d_{ш}$. Минимизации всех видов потерь, а, следовательно,

максимизации коэффициента полезного действия способствует уменьшение диаметров штока, коэффициентов местных сопротивлений распределительной части, скоростей жидкости в каналах распределителей и в сливном трубопроводе, а также длине трубопровода. Неоднозначное изменение ударного коэффициента полезного действия (рис. 1, 2) вызывает изменение давления питания P_g (при постоянной мощности питания), площади рабочей камеры S_p и показателя разрушаемости массива a_y .

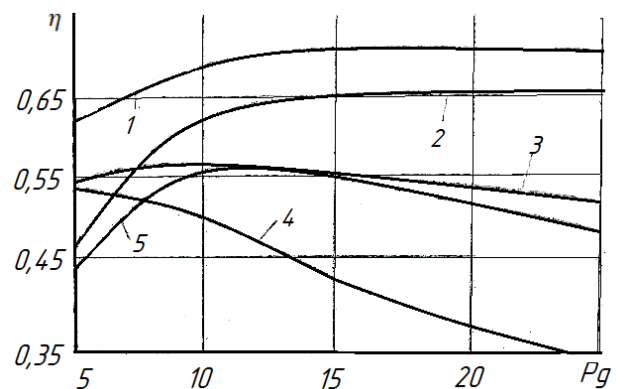


Рис. 1. Зависимость коэффициента полезного действия от максимального давления на входе в гидромолот:
1-5 – номера экспериментов

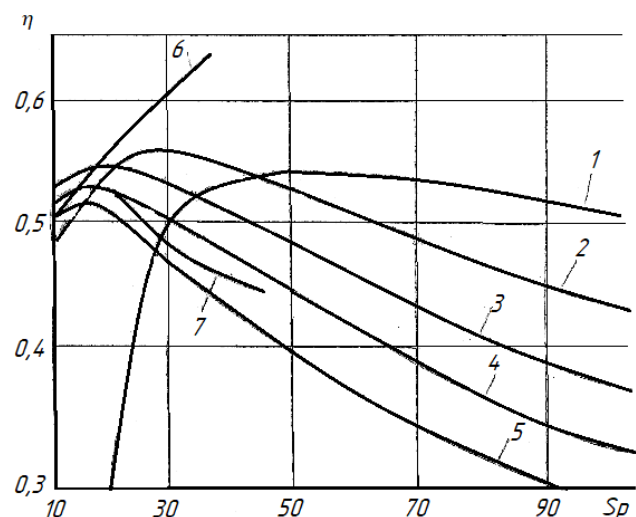


Рис. 2. Зависимость коэффициента полезного действия от площади рабочей камеры:
1-7 – номера экспериментов

Движение бойка описывается следующей системой уравнений равновесия сил:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_x; \quad (19)$$

$$F_x = PS - P_\omega(S - S_\omega) - \Delta P_3 S_3 - T \operatorname{sign} x,$$

или

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = PS - P_\omega(S - S_\omega) - \Delta P_3 S_3 - T \operatorname{sign} x, \quad (20)$$

где P – конечное давление сжимаемого газа;

$$PV^k = P_0 V_0^k;$$

k – показатель адиабаты; P_0 – начальное давление газа в аккумуляторе; V_0, V – начальный и конечный объем газа; P_ω – давление, возникающее в штоковой полости, необходимое для обеспечения расхода жидкости через сливное отверстие.

$$V = V_0 - S_x; \quad P = P_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k. \quad (21)$$

Скорость истечения жидкости в штоковой полости $v(S - S_\omega)$.

Для обратного хода выражение (21) определяется следующей зависимостью [12, 15]:

$$P_0 = P \left(\frac{V}{V + S_x} \right)^k.$$

Из условия неразрывности потока жидкости $v(S - S_\omega) = v_0 S_0$.

Тогда

$$v_0 = \frac{v(S - S_\omega)}{S_0}. \quad (22)$$

Потери напора при турбулентном режиме течения жидкости через гибкие рукава и резиновые шланги

$$\Delta P = P_\omega - P_H = \lambda \frac{L\gamma}{d2g} \cdot v_0^2, \quad (23)$$

где P_H – давление в конце трубопровода.

Подставив выражение (22) в (23), получим:

$$P_\omega = \lambda \frac{2L\gamma}{g} \cdot \frac{(S - S_\omega)^2}{\pi d^3} v^2 + P_H,$$

где λ – коэффициент сопротивления трения; L – длина рассматриваемого рукава, м; d – диаметр внутреннего сечения рукава, см; γ – объемный вес жидкости, г/см³; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Тогда

$$P_\omega = Av^2 + P_H; \\ v = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

При турбулентном режиме течения жидкости ($5 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5$) коэффициент сопротивления в гибких рукавах и резиновых шлангах составляет

$$\lambda = \frac{0,38 - 0,52}{Re^{0,265}}. \quad (24)$$

$$v = \frac{Rev}{d}, \quad (25)$$

где v – кинетический коэффициент вязкости жидкости.

Золотниковый распределитель является местным сопротивлением, поэтому потери давления определяем по формуле

$$\Delta P_3 = \xi \frac{\gamma}{2g} v_3^2.$$

Введем обозначение $B = \xi \frac{\gamma}{2g}$.

Тогда

$$\Delta P_3 = Bv_3^2, \quad (25)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления для золотниковых распределителей, принимаем равным 3...5 [3, 5]; v_3 – скорость истечения жидкости через золотниковые распределители.

Для герметизации полостей цилиндра применяются манжетные уплотнения без распорных колец. В этом случае с повышением давления восстанавливаемость формы манжеты улучшается. В результате при высоком давлении с повышением скорости скольжения манжеты утечка жидкости менее интенсивна, чем при низком давлении.

Сила давления жидкости является основным источником трения в уплотнительном узле, величина которой зависит от давления рабочей среды, коэффициента трения материала манжеты и величины контактной поверхности уплотнения.

Силу трения для одной манжеты определяем, используя следующее выражение [6, 7]

$$T = \mu P \pi d_{\text{ц}} h, \quad (26)$$

где μ – коэффициент трения, зависящий от материала манжеты (для резины $\mu = 0,01$); P – давление жидкости; $d_{\text{ц}}$ – диаметр вала (цилиндра); h – высота активной части манжеты.

Подставляя уравнения (21), (24), (25) в (20), получим:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = SP_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k - A(S - S_\omega)v^2 - P_H(S - S_\omega) - BS_3 v_3^2 - T \operatorname{sign} x. \quad (27)$$

Принимаем x за независимую переменную, тогда

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dv}{dx} v.$$

Подставив выражение (27) в (26), получим нелинейное дифференциальное уравнение следующего вида

$$v dv = \left[\frac{SP_0}{m} \left(\frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k - \frac{A}{m} (S - S_\omega) v^2 - PHmS - S\omega - BmS^3 - Tmdx. \quad (28)$$

Интегрируя данное выражение, получим

$$\frac{v^2}{2} = \int_0^l \left[\frac{SP_0}{m} \left(\frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k - \frac{A}{m} (S - S_\omega) v^2 - PHmS - S\omega - BmS^3 - Tmdx. \quad (29)$$

4. Результаты исследований и их анализ

Анализ зависимостей $\eta_y(P_g)$ (рис. 1) показал целесообразность для крепких пород (кривые 1 и 2) использования давления питания 12 МПа и выше. При работе со значительным погружением инструмента в массив за удар необходимо учитывать наличие максимума η_y (рис. 1 – кривые 3 и 4; рис. 2 – кривые 1-5), положения которого позволяют отметить:

- при ограничении давления питания возможностями существующего привода целесообразно для меньших давлений разрабатывать гидромолоты с большими площадями рабочей камеры;

- при отсутствии таких ограничений необходимо установить оптимальное сочетание S_p и P_g (рис. 1, линия положений η_{ymax} 5).

Увеличение диаметра штока ведет к уменьшению η_{ymax} (рис. 2, кривая 7), а увеличение показателя разрушаемости a_y – к уменьшению η_{ymax} (кривая 6). Возможные ограничения площади рабочей камеры, обусловленные ограничениями хода бойка габаритными условиями и величиной силы отдачи (точки на кривых 1...5, рис. 2), не изменяет качественного характера отмеченных зависимостей. К реализации, очевидно, целесообразны параметры, соответствующие максимальному коэффициенту полезного действия в пределах, ограниченных точками.

Полученные выражения можно использовать для исследований отдельных видов потерь энергии и установления их влияния на экономичность процесса энергопреобразования в целом, для иных схем и постановок задач.

Анализ показывает, что давление жидко-

сти в напорной магистрали в период взвода бойка носит колебательный характер, обусловленный податливостью упругих шлангов и колебаниями бойка, вызванными жесткостью пневмогидравлического аккумулятора.

На рис. 3 представлены зависимости скорости бойка от давления в напорной магистрали, полученные в результате обработки данных эксперимента [7].

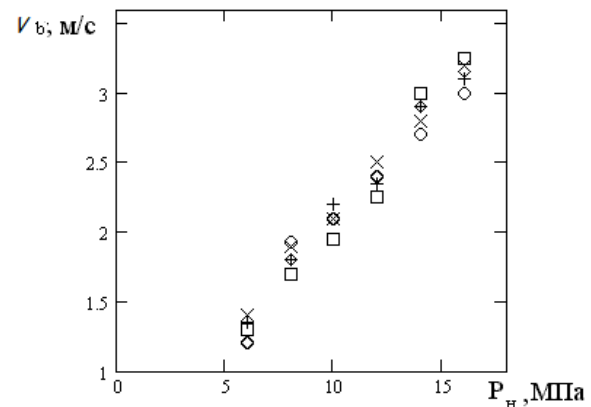


Рис. 3. Зависимость скорости бойка v_b от давления в напорной магистрали P_n (для пяти опытов)

Динамика процесса объясняется следующим образом. Когда боек неподвижен (прижат к инструменту под действием давления газа пневмогидравлического аккумулятора), в напорной магистрали происходит нарастание давления жидкости. Это приводит к упругой деформации шлангов и накоплению в них потенциальной энергии. При давлении жидкости, достаточном для преодоления силы сопротивления сжатия газа аккумулятора, боек начинает взводиться под действием подачи насоса и накопленной энергии в упругих шлангах, сообщая при этом бойку дополнительное ускорение. Давление жидкости падает в напорной магистрали из-за постоянства производительности насоса. По мере падения давления жидкости боек тормозится под действием газа аккумулятора, а это способствует нарастанию давления в напорной магистрали и накоплению в шлангах потенциальной энергии. Колебательный характер давления жидкости при обратном ходе приводит к тому, что взвод бойка заканчивается при различных значениях давления

жидкости и скорости бойка. В результате чего изменяется выбег бойка и действительная величина длины рабочего хода.

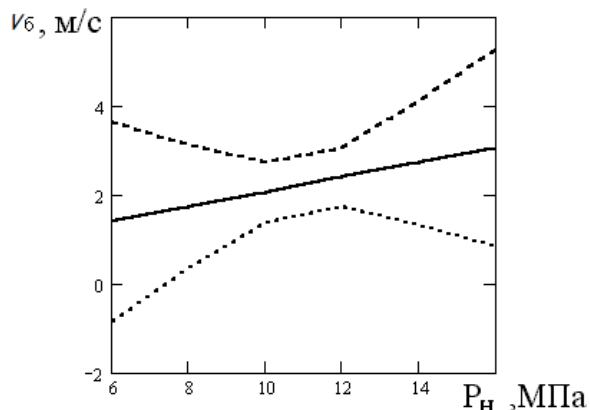


Рис. 4. Регрессионная зависимость скорости бойка v_b от давления в напорной магистрали P_H и доверительная область для регрессии

Скорость разгона бойка и энергия удара определяются фактической длиной рабочего хода в каждом цикле. Отклонение энергии удара бойка от расчетной составляет 12...15%. Упругость элементов гидропривода снижает ударную мощность гидропневмоударника. При проектировании активных рабочих органов (гидромолотов) необходимо учитывать при расчете выходных характеристик упругие свойства элементов гидропривода, и чем выше частота нанесения ударов,

тем их влияние существеннее.

В ходе математической статистической обработки экспериментальных данных [7] установлена регрессионная зависимость (рис. 4) скорости бойка от давления в напорной магистрали методом наименьших квадратов, найдены коэффициенты регрессии, определены доверительные коридоры для параметров, дисперсии, а также определена доверительная область для всей линии регрессии.

5. Заключение

Полученная математическая модель отражает в принятой схематизации общий случай движения бойка гидромолота и соответствует тактам рабочего хода бойка, что позволит оптимизировать эксплуатационные характеристики гидромолота на стадии проектирования.

Результаты исследования могут быть использованы при разработке методики расчета оптимальных параметров при конструировании гидромолота и полученные выражения использовать для установления влияния основных параметров на экономичность процесса энергопреобразования в целом, а также для иных схем и задач.

Литература

1. Земсков В.М. Направления развития конструкций машин для разрушения прочных грунтов // Материалы V международного научного симпозиума. Орел: Госуниверситет–УНПК, 2013.
2. Лазуткин С.Л., Лазуткина Н.А. Прогрессивная конструкция гидравлического ударного устройства // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2011. №3. С. 5-11.
3. Митусов А.А., Решетникова О.С. Исследование параметров системы управления гидромолота для дробления горных пород // Успехи современного естествознания. 2014. № 12-5. С. 604-609.
4. Митусов А.А., Решетникова О.С., Митусов П.Е., Лагунова Ю.А. Исследование гидромолота для дробления горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2016. № 11. С. 125-134.
5. Решетникова О.С. Исследование характеристик движения бойка гидравлического молота // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 11. с. 408-411.
6. Трубин А.С. Рабочий цикл гидромолота: исследование, моделирование // Строительные и дорожные машины. 2018. №4. С. 21-23.
7. Трубин А.С. Исследование и выбор рациональных параметров гидромолота // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2018. № 1(52). С. 42-46.
8. Andersson H., Sigfridsson E., Simonsson K., Leidermark D., Hilding D., Schill M. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer // *Advances in Engineering Software*. 2019. № 131. P. 102-115.
9. Parsakhoo A., Hosseini S.A., Ghaffariyan M.R. Economics of a hydraulic hammer for forest road construction in a mountainous area // *Journal of Forest Science*. 2011. № 12. P. 565-573.
10. Hu J.-P., Yuan Z., Peng Y.-M., Li K.-J. Research on electro-hydraulic control sys-

References

1. Zemskov V.M. *Napravleniya razvitiya konstruktsiy mashin dlya razrusheniya prochnykh gruntov*. In: *Materialy V Mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma*. Orel, gosuniversitet-UNPK. 2013. P. 152-156. (In Russian)
2. Lazutkin S.L., Lazutkina N.A. *Progressivnaya konstruktsiya gidravlicheskogo udarnogo ustroystva*. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta*, 2011, No. 3, pp. 5-11. (In Russian)
3. Mitusov A.A., Reshetnikova O.S. *Issledovaniye parametrov sistemy upravleniya gidromolota dlya drobleniya gornykh porod*. *Uspekhi sovremennogo yestestvoznaniya*, 2014, No. 12-5, pp. 604-609. (In Russian)
4. Mitusov A.A., Reshetnikova O.S., Mitusov P.E., Lagunova Yu.A. *Issledovaniye gidromolota dlya drobleniya gornykh porod*. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten*, 2016, No.11, pp. 125-134. (In Russian)
5. Reshetnikova O.S. *Issledovaniye kharakteristik dvizheniya boyka gidravlicheskogo molota*. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten*, 2015, No.11, pp. 408-411. (In Russian)
6. Trubin A.S. *Rabochiy tsikl gidromolota: issledovaniye, modelirovaniye*. *Stroitelnyye i dorozhnyye mashiny*, 2018, No. 4, pp. 21-23. (In Russian)
7. Trubin A.S. *Issledovaniye i vybor ratsionalnykh parametrov gidromolota*. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*, 2018, No.1, pp. 42-46. (In Russian)
8. Andersson H., Sigfridsson E., Simonsson K., Leidermark D., Hilding D., Schill M. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer. *Advances in Engineering Software*, 2019, No.131, pp. 102-115.
9. Parsakhoo A., Hosseini S.A., Ghaffariyan M.R. Economics of a hydraulic hammer for forest road construction in a mountainous area. *Journal of Forest Science*,

tem of new pile hammer // Chinese Journal of Engineering Design. 2018. № 1. P. 103-109.

11. Liu Shuangshuang. Performance analysis of hydraulic hammer at home and abroad // International Journal of Research in Engineering and Science. 2016. Vol. 4. № 8. P. 52-56.

12. Xueqin Huang. Development status of hydraulic hammers and development trends of hydraulic hammers used in oil and gas well drilling // The Electronic Journal of Geotechnical Engineering. 2016. Vol. 21. P. 5453-5464.

13. Jocanović T. Hydraulic hammer excavator failure due to solid particle contamination // Vojnotehnicki Glasnik. 2016. № 1. P. 112-129.

14. Qiu Y., Li B., Fu X., Yang G., Hu J. Suppressing water hammer of ship steering systems with hydraulic accumulator // Chinese Journal of Engineering Design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2014. № 2. P. 136-148.

15. Ding W.-S., Tian L., Liu K. Analysis of dynamic characteristic of transient impact from hydraulic hammer // Huanan Ligong Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban). 2016. № 11. P. 63-70.

2011, No.12, pp. 565-573.

10. Hu J.-P., Yuan Z., Peng Y.-M., Li K.-J. Research on electro-hydraulic control system of new pile hammer. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2018, No.1, pp. 103-109.

11. Liu Shuangshuang. Performance analysis of hydraulic hammer at home and abroad. *International Journal of Research in Engineering and Science*, 2016, Vol.4, No.8, pp. 52-56.

12. Xueqin Huang. Development status of hydraulic hammers and development trends of hydraulic hammers used in oil and gas well drilling. *The Electronic Journal of Geotechnical Engineering*, 2016, Vol. 21, pp. 5453-5464.

13. Jocanović T. Hydraulic hammer excavator failure due to solid particle contamination. *Vojnotehnicki Glasnik*, 2016, No.1, pp. 112-129.

14. Qiu Y., Li B., Fu X., Yang G., Hu J. Suppressing water hammer of ship steering systems with hydraulic accumulator. *Chinese Journal of Engineering Design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2014, No.2, pp. 136-148.

15. Ding W.-S., Tian L., Liu K. Analysis of dynamic characteristic of transient impact from hydraulic hammer. *Huanan Ligong Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)*, 2016, No.11, pp. 63-70.