

## ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОУДАРНИКА ДЛЯ КРОТОДРЕНАЖНОЙ МАШИНЫ

Лазуткина Н.А.<sup>1</sup>, Лазуткин С.Л.<sup>2</sup>, Козлов И.М.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Выксунский филиал Национального исследовательского технологического университета «МИСиС», Москва;

<sup>2</sup>ГБПОУ Московский индустриальный колледж «МИК», Москва

**Ключевые слова:** гидравлическое ударное устройство, конструктивные взаимосвязи, математическое моделирование, вычислительный эксперимент.

**Аннотация.** В процессе создания новых машин и механизмов, как правило, возникает проблема оптимизации параметров конструкции. При этом одним из ключевых факторов, влияющих на успешность решения технической проблемы, при минимальных затратах, является способ, которым поставленная задача решается. Известно, что наиболее эффективным считается метод математического моделирования объекта оптимизации. Приведенная ниже статья посвящена вопросу оптимизации конструктивных параметров гидравлического ударного устройства для кротодренажной машины. Для решения поставленной задачи была разработана математическая модель функционирования гидравлического ударного устройства, которая позволяет выполнить вычислительный эксперимент и провести ряд теоретических исследований влияния конструктивных соотношений на основные выходные параметры устройства. По требованиям технического задания на проектирование конструкции были сформированы энергетические требования при заданных ограничениях по габаритам рабочего органа кротодренажной машины. В результате была предложена общая компоновка гидравлического ударного устройства и определены конструктивные размеры основных узлов и деталей. Уточнение рациональных конструктивных взаимосвязей осуществлено с помощью математического моделирования рабочего процесса гидравлического ударного устройства. Для реализации математической модели была разработана программа, позволившая решить поставленную техническую задачу.

## OPTIMIZATION OF THE DESIGN OF A HYDRAULIC IMPACT DEVICE FOR A MOLE-DRAINAGE MACHINE

Lazutkina N.A.<sup>1</sup>, Lazutkin S.L.<sup>2</sup>, Kozlov I.M.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Vyksa branch of the National Research Technological University "MISIS", Moscow;

<sup>2</sup>GBPOU Moscow Industrial College "MIC", Moscow

**Keywords:** hydraulic shock device, structural relationships, mathematical modeling, computational experiment.

**Abstract.** In the process of creating new machines and mechanisms, as a rule, there is a problem of optimizing design parameters. At the same time, one of the key factors influencing the success of solving a technical problem, at minimal cost, is the way in which the task is solved. It is known that the method of mathematical modeling of the optimization object is considered the most effective. The article below is devoted to the optimization of the design parameters of a hydraulic impact device for a rolling machine. To solve this problem, a mathematical model of the functioning of a hydraulic shock device has been developed, which allows performing a computational experiment and conducting a number of theoretical studies of the influence of design relationships on the main output parameters of the device. According to the requirements of the technical specification for the design of the structure, energy requirements were formed with the specified restrictions on the dimensions of the working body of the mole-drainage machine. As a result, a general configuration of the hydraulic impact device was proposed and the design dimensions of the main components and parts were determined. The refinement of rational constructive relationships was carried out using mathematical modeling of the working process of a hydraulic impact device. To implement the mathematical model, a program was developed that allowed solving the technical problem.

### Введение

Процессы создания новых или модернизация существующих конструкций машин предполагают испытание опытных образцов. Затратность этого подхода очевидна, поэтому для установления наиболее рациональных конструктивных взаимосвязей целесообразно применение моделирования рабочего процесса создаваемого объекта.

## Материалы и методы исследований

Решение поставленной задачи представляется возможным путем применения метода математического моделирования.

Целью математического моделирования ставится проведение вычислительных экспериментов для определения влияния конструктивных параметров гидроударника на его эксплуатационные характеристики. Расчетная схема показана на рисунке 1.

Рассматриваемое устройство представляет собой машину возвратно-поступательного действия с гидроавтоматическим управлением с обратной связью по скорости бойка. Принцип работы заключается в следующем. Подаваемая гидронасосом рабочая жидкость по напорному трубопроводу через каналы блока управления 5 попадает в полость взвода 4. В результате создаваемого давления поршень-боек 2 начинает двигаться (по рисунку вправо). При этом рабочая жидкость начинает вытесняться из полости слива 3 через сливное отверстие в корпусе и по сливному трубопроводу, через каналы в блоке управления 5 в бак гидросистемы. При перемещении поршня-бойка равном  $X''_{\delta}$  первое сливное отверстие перекрывается, и рабочая жидкость из полости слива ударного блока начинает вытесняться через второе сливное отверстие в полость золотника 6 блока управления 5.

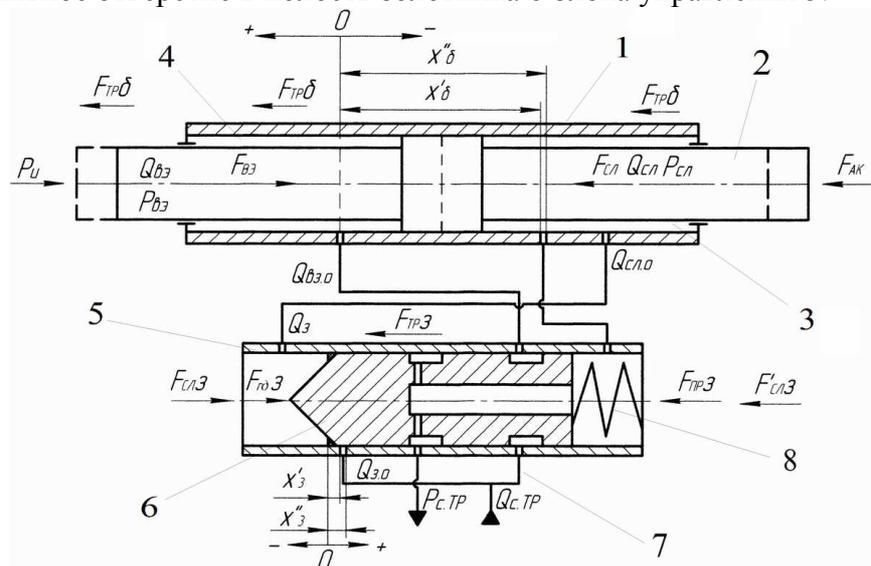


Рис. 1. Расчетная схема параметров гидравлического ударного устройства: 1 – ударный блок; 2 – поршень-боек; 3 – полость слива; 4 – полость взвода; 5 – блок управления; 6 – золотник; 7 – напорный трубопровод; 8 – пружина золотника

Жидкость, воздействуя на золотник, перемещает его вправо (рис. 1). Открывается золотниковое отверстие, при этом полости взвода и слива сообщаются с напорным трубопроводом 7. Сливное отверстие в корпусе блока управления 5 закрывается, перекрывая слив в бак гидросистемы. В этот момент давление рабочей жидкости в обеих полостях ударного блока выравнивается. За счет разности площадей и действия силы сжатого газа в пневмоаккумуляторе поршень-боек начинает равноускоренно двигаться влево (см. рис. 1). Во время разгона поршня – бойка золотник 6 находится в крайнем правом положении, удерживаемый гидродинамическим напором. В момент остановки поршня – бойка действие гидродинамической силы на золотник прекращается и под действием силы сжатой пружины 8 золотник возвращается в исходное положение, начинается следующая фаза взвода и цикл повторяется. Моделирование работы материального объекта в ряде случаев представляет достаточно громоздкую математическую задачу. Сложность учета всех факторов, влияющих на рабочий процесс, обуславливает необходимость абстрагирования, поэтому при моделировании рабочего процесса приняты следующие допущения: термодинамический режим установившийся; поток рабочей жидкости неразрывен; утечки в уплотняемых сопряжениях отсутствуют; элементы конструкции абсолютно жесткие; сжатие газа в пневмоаккумуляторе происходит по политропному процессу [1].

Механические перемещения элементов гидроударника описываются уравнениями динамики в соответствии с принципом Эйлера-Даламбера. Тогда в любой момент времени для механической системы можно записать:

$$\sum \bar{F}_i + \sum \bar{R}_i + \sum \bar{\Phi}_i = 0, \quad (1)$$

где  $\sum \bar{F}_i$  – главный вектор движущих сил или моментов сил;  $\sum \bar{R}_i$  – главный вектор реакций;  $\sum \bar{\Phi}_i$  – главный вектор сил инерции.

Гидравлические связи системы описываются при помощи уравнений неразрывности потока жидкости:

$$\sum Q_i + \sum Q_y + \sum Q_m + \sum Q_E = 0, \quad (2)$$

где  $\sum Q_i$  – сумма расходов рабочей жидкости, поступающей в рассматриваемую полость;  $\sum Q_y$  – сумма утечек для данной полости;  $\sum Q_m$  – сумма расходов на перемещение механических элементов;  $\sum Q_E$  – суммарная потеря расхода жидкости на ее деформацию и деформацию упругих элементов системы.

Сжимаемость рабочей жидкости учитывается приведенным модулем упругости [2, 3]. Поэтому расходы жидкости через трубопроводы определяются следующим образом:

Для напорного трубопровода:

$$Q_{E.эзв.} = \frac{V_{эзв.}}{E} \cdot \frac{dP_{эзв.}}{dt}. \quad (3)$$

Для сливного трубопровода:

$$Q_{E.сл.} = \frac{V_{сл.}}{E} \cdot \frac{dP_{сл.}}{dt}. \quad (4)$$

Для соединительного трубопровода:

$$Q_{E.с.мп.} = \frac{V_{с.мп.}}{E} \cdot \frac{dP_{с.мп.}}{dt}. \quad (5)$$

где  $V_{эзв.}, V_{сл.}, V_{с.мп.}$  – объемы напорного, сливного и соединительного трубопроводов соответственно;  $E$  – приведенный модуль упругости жидкости.

Переменные площади сливного и золотникового отверстий определяются в зависимости от координат бойка и золотника. С целью упрощения вычислений принято допущение о прямоугольной форме этих отверстий, причем длина их равна диаметру эквивалентных круглых отверстий, а ширина определяется из условия равенства площадей. Для реализации вычислительного эксперимента была разработана программа [4-6]. Интерфейс показан на рисунке 2.

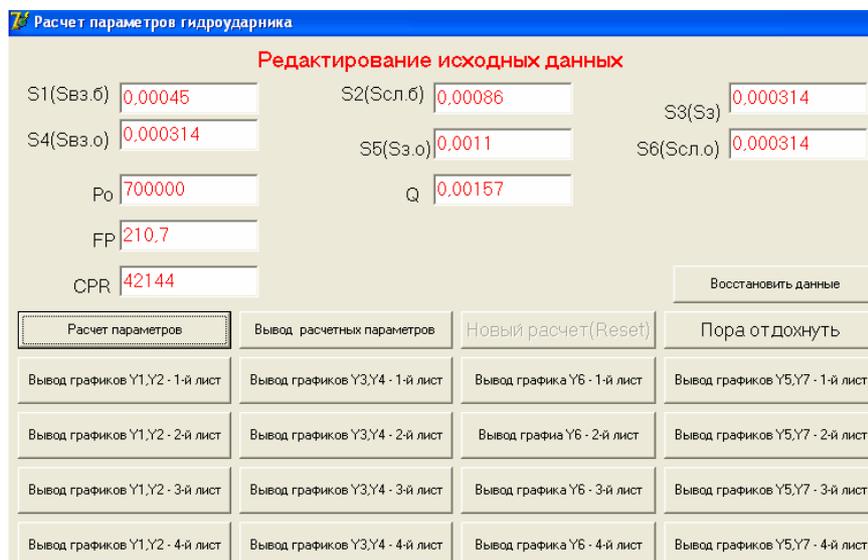


Рис. 2. Интерфейс программы решения математической модели

### Результаты вычислительных экспериментов

В результате моделирования рабочего процесса были получены диаграммы движения бойка и золотника управления (рис. 3, 4), установлен характер изменения давления рабочей жидкости.

Для выявления функциональных взаимосвязей исследовалось влияние конструктивных соотношений и параметров гидропривода на выходные параметры гидроударника (рис. 5-8).

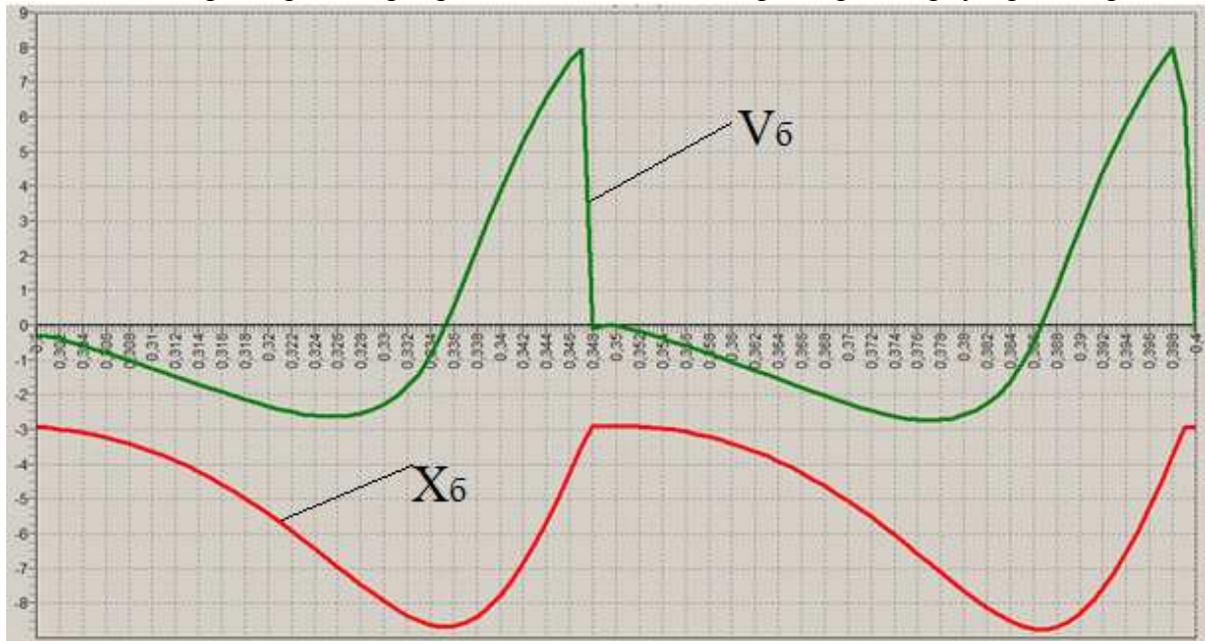


Рис. 3. Фрагмент осциллограммы движения бойка гидроударника:  $V_6$  – скорость бойка,  $X_6$  – перемещение бойка

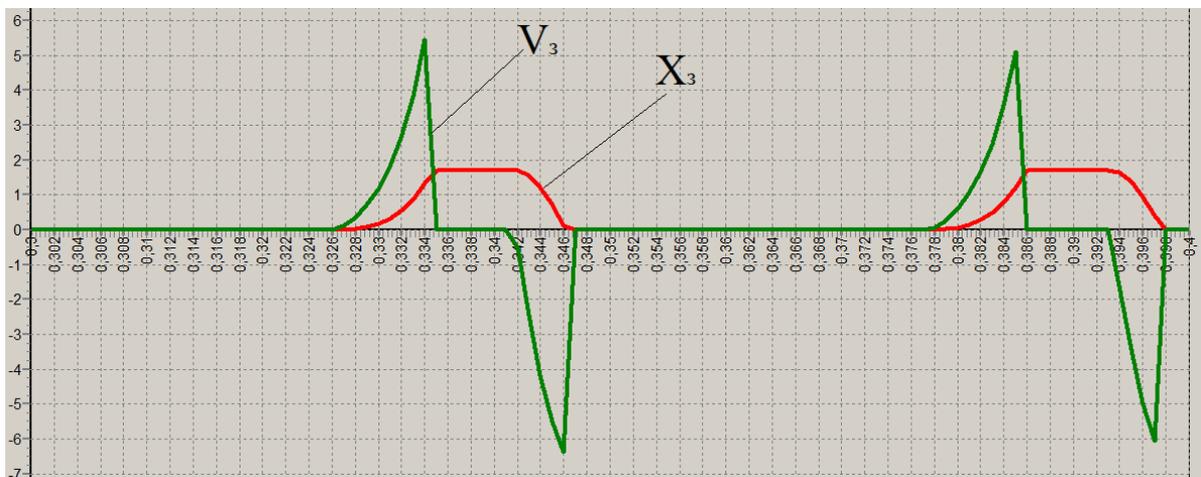


Рис. 4. Фрагмент осциллограммы движения золотника управления:  $V_3$  – скорость золотника,  $X_3$  – перемещение золотника

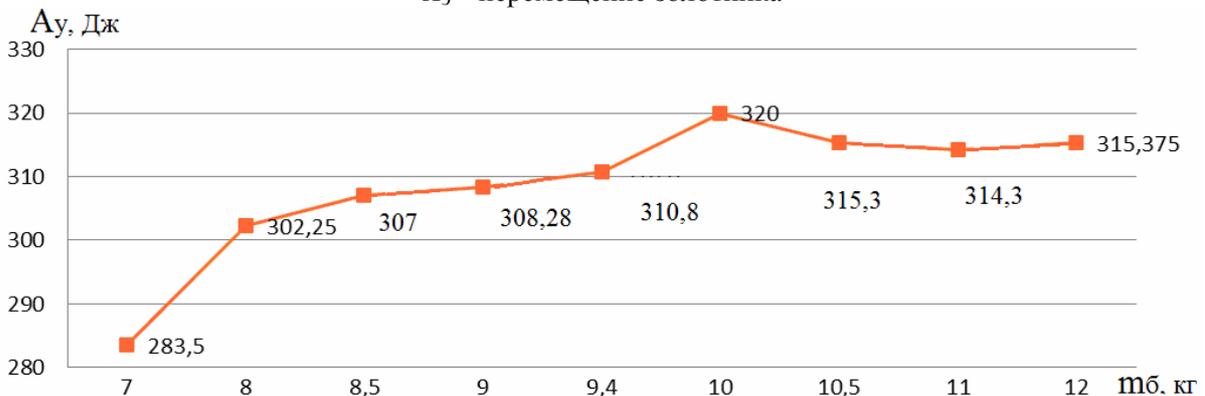


Рис. 5. Зависимость энергии удара от массы бойка

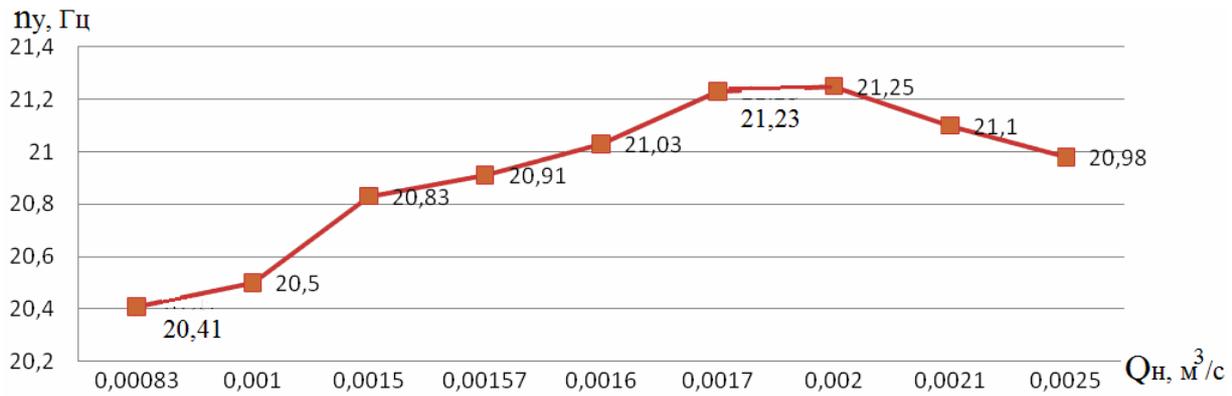


Рис. 6. Влияние расхода рабочей жидкости на частоту ударов

Максимальная частота ударов достигается при подаче 0,0017 м³/с, что соответствует 102 л/мин. Такой расход рабочей жидкости вполне обеспечивает маслостанция абсолютного большинства гидрофицированной строительной-дорожной техники, что дает возможность агрегатировать данную конструкцию с бульдозером соответствующего тягового класса [7].

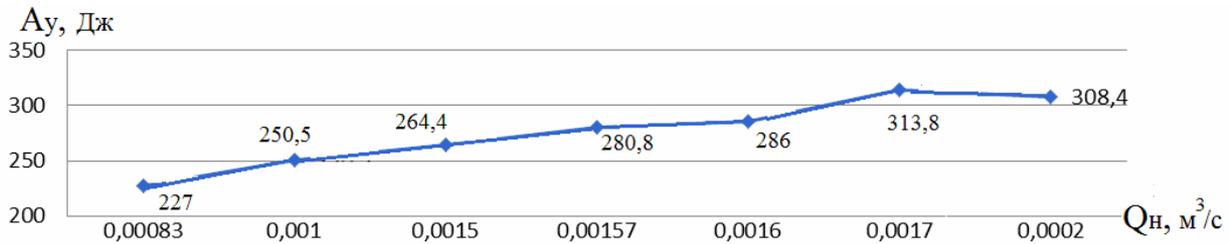


Рис. 7. Зависимость энергии удара от расхода рабочей жидкости

При таком расходе насоса частотно-энергетические параметры гидроударника соответствуют техническому заданию на проектирование гидроударника активного рабочего органа грунтопроходчика для формирования грунтовых полостей, предназначенных для систем кротового дренажа в связных грунтах.

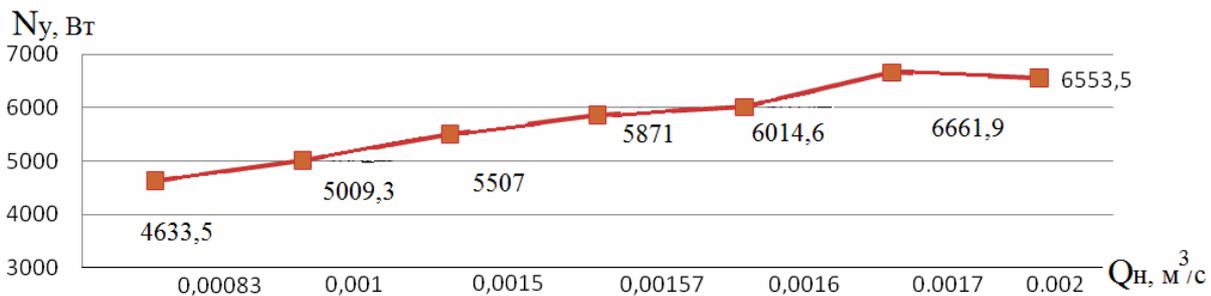


Рис. 8. Зависимость ударной мощности от расхода рабочей жидкости

Использование эффекта тиксотропного эффекта в процессе формирования водоустойчивых стенок кротовин возможно при достаточно высоких частотах импульсного воздействия на грунтовое полупространство [8-10]. При этом объективно компоновочное решение конструкции определяет массо-габаритные ограничения, так как по техническому заданию на проектирование кротодренажной машины диаметр кротовины не должен превышать 120 мм. [11]. Для оптимизации конструкции установлена взаимосвязь между выходными параметрами гидроударника и конструктивными соотношениями элементов ударного блока (рис. 9-10).

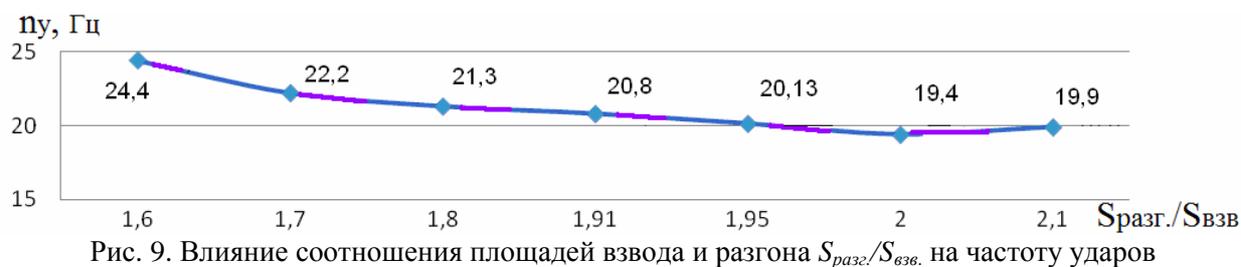


Рис. 9. Влияние соотношения площадей взвода и разгона  $S_{разг.}/S_{взв}$  на частоту ударов

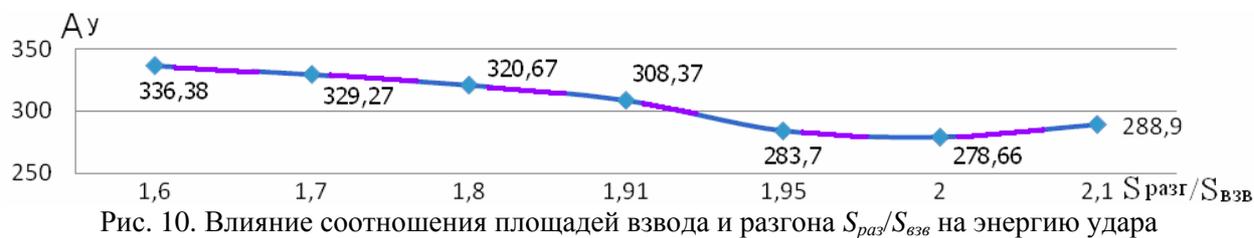


Рис. 10. Влияние соотношения площадей взвода и разгона  $S_{разг.}/S_{взв}$  на энергию удара

### Выводы

В результате анализа данных, полученных в процессе моделирования рабочего процесса гидроударника и с учетом компоновки конструкции рабочего органа кротодренажной машины масса бойка не должна превышать 10-11 кг. Тогда анализ полученных данных позволяет утверждать, что соотношение площадей полостей взвода и слива должно быть в диапазоне 1,85-1,95. При таких конструктивных соотношениях наблюдается наиболее устойчивая работа гидроударника и выходные параметры соответствуют заданным значениям: энергия удара  $A_y$  составляет порядка 300 Дж., частота ударов  $n_y=20$  Гц.

### Список литературы

1. Янцен И.А., Ешуткин Д.Н., Бородин В.В. Основы теории и конструирования гидропневмоударников. – Кемерово: Кемеровское книжное изд-во, 1977. – 245 с.
2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
3. Иванов М.Е., Матвеев И.Б., Ицкович-Лотоцкий Р.Д. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с.
4. Лазуткин С.Л. Создание и исследование статико-динамического рабочего органа кротодренажной машины: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Алматы: КарПТИ, 1994. – 26 с.
5. Свидетельство на программу для ЭВМ №2018611517. Рабочий процесс с гидравлической импульсной системы (ГИС) с золотниковым управлением / Лазуткин С.Л., Рогожин В.С., Шешенина К.С. – Зарег. 02.02.2018.
6. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. – М.: Машиностроение, 1994. – 432 с.
7. Ушаков Л.С., Котылев Ю.Е., Кравченко В.А. Гидравлические машины ударного действия – М.: Машиностроение, 2000. – 415 с.
8. Хархута Н.Я., Васильев Ю.М. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1975. – 285 с.
9. Вознесенский Е.А., Калачев В.Я., Трофимов В.Т., Коваленко В.Г. Квазитропные изменения в глинистых грунтах: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГУ, 1990. – 143 с.
10. Гуменский Б.М. Основы физико-химии глинистых грунтов и их использование в строительстве. – М.: Стройиздат, 1965. – 255 с.
11. Лазуткин С.Л., Лазуткина Н.А. Способ восстановления водно-солевого баланса почв / Вестник ТГУ. – 2013. – Т. 18, Вып. 3. – С. 982-985.

### References

1. Yanzen I.A., Eshutkin D.N., Borodin V.V. Fundamentals of the theory and design of hydropneumator impact. – Kemerovo: Kemerovo Book Publishing House, 1977. – 245 p.
2. Gamynin N.S. Hydraulic drive of control systems. – M.: Mechanical Engineering, 1972. – 376 p.
3. Ivanov M.E., Matveev I.B., Itskovich-Lototsky R.D. Hydraulic drive of pile-loading and soil-compacting machines. – M.: Mechanical Engineering, 1977. – 174 p.
4. Lazutkin S.L. Creation and research of a static-dynamic working organ of a crotodrenage machine: Abstract diss. ... cand. of tech. sc. – Almaty: KarPTI, 1994. – 26 p.
5. Certificate of computer programs No. 2018611517. Workflow with hydraulic pulse system (GIS) with spool control / Lazutkin S.L., Rogozhin V.S., Sheshenina K.S. – Reg. date 02.02.2018.

6. Balovnev V.I. Modeling of processes of interaction with the environment of working bodies of road-building machines. – M.: Mechanical Engineering, 1994. – 432 p.
7. Ushakov L.S., Kotylev Yu.E., Kravchenko V.A. Hydraulic impact machines. – M.: Mechanical Engineering, 2000. – 415 p.
8. Kharkhuta N.Ya., Vasiliev Yu.M. Strength, stability and compaction of soils of the roadbed. – M.: Transport, 1975. – 285 p.
9. Voznesensky E.A., Kalachev V.Ya., Trofimov V.T., Kovalenko V.G. Quasi-thixotropic changes in clay soils: Textbook. – M.: Pub. house of Moscow State University, 1990. – 143 p.
10. Gumensky B.M. Fundamentals of physico-chemistry of clay soils and their use in construction. – M.: Stroyizdat, 1965. – 255 p.
11. Lazutkin S.L., Lazutkina N.A. Method of restoring water-salt balance of soils // Bulletin of TSU. 2013, vol. 18, iss. 3, pp. 982-985.

*Сведения об авторах:*

*Information about authors:*

<b>Лазуткина Наталья Александровна</b> – кандидат технических наук, доцент	<b>Lazutkina Natalia Alexandrovna</b> – candidate of technical sciences, associate professor
<b>Лазуткин Сергей Леонидович</b> – кандидат технических наук, доцент	<b>Lazutkin Sergey Leonidovich</b> – candidate of technical sciences, associate professor
<b>Козлов Иван Михайлович</b> – студент	<b>Kozlov Ivan Mikhailovich</b> – student
lslmurom62@yandex.ru	

*Получена 11.07.2023*