

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КЛАПАНА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РУЧНОГО БЕТНОЛОМА

Глотов Б.Н. (КарГТУ, г. Караганда, Казахстан)

*Stable functioning of hydraulic hand concrete breaker IG-4601 with the output characteristics required depends greatly on the valve operation, which is the main actuator of the control block. The complex of theoretical studies carried out permitted to establish rational structural parameters of valve, allowing to increase 9% the volume efficiency, 1,34 times hydro-mechanical efficiency and 1,46 times total efficiency.*

Ряд вспомогательных трудоемких работ в горном деле, строительстве и металлургии выполняются наиболее эффективным методом импульсных технологий, реализуемых посредством гидрообъемных импульсных систем, к которым относятся и гидравлические ручные молотки и бетоноломы. Современное состояние технологии этих работ характеризуется неоправданно широким применением ручного труда и гаммы пневматических механизмов, энергетически малоэффективных и небезопасных в эксплуатации. Вместе с тем гидроимпульсная техника позволяет реализовать при одинаковой с пневматическими машинами потребляемой энергии, большую в 2 - 4 раза ударную мощность, поднять КПД, повысить производительность труда в 3-5 раз [1].

Одной из проблем современной науки является разработка и внедрение в практику методов проектирования и исследования динамики функционирования сложных систем, к классу которых относятся гидравлические ручные молотки и бетоноломы. Они включают в себя совокупность функциональных элементов, различных по характеру работы и имеющих релейные и непрерывные характеристики. Органы управления ударных механизмов ручных гидравлических машин относятся к дискретным устройствам и построены из элементов релейного действия, характеризующихся прерывистой формой промежуточных и выходных сигналов. Движение подвижных элементов ударного механизма и распределительного элемента и изменение давления рабочей жидкости описывается дифференциальными уравнениями. В связи с этим гидравлические ручные машины представляют собой логико-динамическую систему, в которой объединены на алгоритмическом уровне дифференциальная и конечная динамическая системы.

Функционирование гидравлических ручных молотков и бетоноломов имеет сложный системный характер и включает целые совокупности состояний, режимов и динамических процессов. Существенная неравномерность потребления мощности, высокая частота, при которой рабочий цикл состоит из суммы неустановившихся процессов со многими параметрами, наличие упругости элементов и жидкости затрудняют расчет параметров и исследование машины.

Расширяющаяся область применения гидроимпульсных систем и возрастающее требование к качеству их функционирования обязывают при проектировании учитывать структуры функциональных элементов, связи между ними, что исключает возможность применения прежних методов проектирования и делает необходимым передачу всего процесса проектирования вычислительным машинам. В связи с этим возникает задача разработки новых принципов построения математических моделей системы с ориентацией на системные методы проектирования. Последние определяются необходимостью применения ПЭВМ в проектировании и неизбежностью постановки задачи многокритериальной оптимизации проектного решения [2].

Процесс создания высокоэффективных гидравлических ручных машин требует уже на стадии проектирования обеспечения конкурентоспособности, как показателей

назначения так и конструкции в целом. Это предполагает выбор рациональной структурной и конструктивной схем, разработку новых, современных методов проектирования, основанных на математическом моделировании рабочего процесса, проведении всестороннего математического эксперимента направленного на установление рациональных взаимосвязей между функциональными элементами, определения рациональных конструктивных параметров этих элементов.

Наиболее предпочтительная схема гидроударного механизма характеризуется следующими структурными признаками: постоянной структуры, напорная; с подготовленным вытеснением рабочей жидкости на периоде рабочего хода; прямого действия, т.е. с управляемой камерой рабочего хода. Отличительными особенностями такой структурной схемы является высокий КПД, минимальные линейные размеры и масса. Свое конструктивное развитие схема получила в технических решениях, защищенных патентами Республики Казахстан и России, реализованных в опытных образцах гидравлических ручных молотков и бетоноломов [3]. Гидравлический ручной бетонолом ИГ-4601 был создан в результате сотрудничества КарГТУ с НПО ВНИИСМИ (г. Москва) и КФ ВНИИСДМ (г. Красноярск) [4].

Устойчивое функционирование гидравлического ручного бетонолома ИГ-4601 с требуемыми выходными показателями во многом зависит от длительности срабатывания клапана 4 (рис. 1), являющегося основным исполнительным элементом блока управления. Исходя из принципа работы, открытие клапана осуществляется в два этапа. Сначала клапан перемещается за счет механического воздействия на него поршня – бойка 1 в конце холостого хода. При этом камера рабочего хода 3 отсоединяется от сливной гидролинии 7. Длительность движения клапана на этом участке зависит от величины перекрытия  $l_7$ , площадей клапана  $S_{8-11}$  со стороны камеры напора 5,  $S_{10-9}$  со стороны камеры управления 9 и площади дросселя  $S_{dp2}$ .

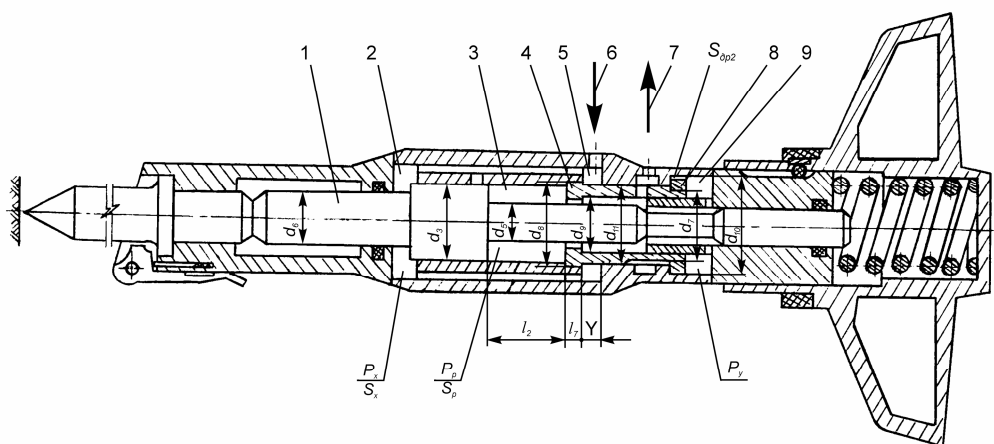


Рис.1. Расчетная схема гидравлического ручного бетонолома ИГ-4601

Дальнейшее движение клапана на участке  $Y - l_7$  зависит от давления в камере рабочего хода 3 и величины площади  $S_{11-9}$ , определяющих движущую силу, а также от давления в камере управления 9, площади  $S_{10-9}$  втулки 8 и клапана 4, сечения дросселя  $S_{dp2}$ , определяющих силу сопротивления движению клапана. При этом камеры рабочего хода 3 и холостого хода 2 сообщены между собой, вследствие чего поршень – боек 1 тормозится, заканчивая холостой ход, и начинает совершать рабочий ход. Длительность закрытия клапана зависит от суммарного хода клапана  $Y$ , площади  $S_{8-11}$  и разности площадей  $S_{10-9}$  и  $S_{11-9}$ .

При определении значений, выше указанных конструктивных параметров клапана, необходимо стремиться к тому, чтобы затраты энергии на срабатывание

клапана были минимально возможными при необходимом быстродействии. В работе [5] было установлено, что для выбора рациональных конструктивных параметров в качестве целевых функций могут служить: полный КПД и его составляющие объемный и гидромеханический КПД. Чем выше значения объемного, гидромеханического и полного КПД, тем больше соответственно частота, энергия удара и ударная мощность бетонолома. Рассмотрим последовательно влияние указанных параметров клапана на полный КПД, его составляющие и выходные показатели исследуемого гидравлического бетонолома.

Исследования влияния конструктивных параметров клапана, диапазон изменения которых принят исходя из возможности их конструктивной реализации в гидравлическом ручном бетоноломе ИГ-4601, на выходные показатели выполнены на разработанной математической модели [6].

В рассматриваемом диапазоне изменения площади клапана  $S_{8-11}$  со стороны камеры напора 5 от 0,0000316 м<sup>2</sup> до 0,000129 м<sup>2</sup> (рис. 2а) наиболее существенно изменяется объемный КПД (кривая 1). С уменьшением  $S_{8-11}$  объемный КПД увеличивается, что объясняется уменьшением сопротивления движению клапана на первом этапе, когда клапан выводится из сопряжения с корпусом по диаметру  $d_8$ , обусловленным величиной площади  $S_{8-11}$  и давлением в камере холостого хода. Вследствие этого уменьшается длительность открытия клапана и длительность рабочего цикла, что приводит к повышению частоты ударов и объемного КПД.

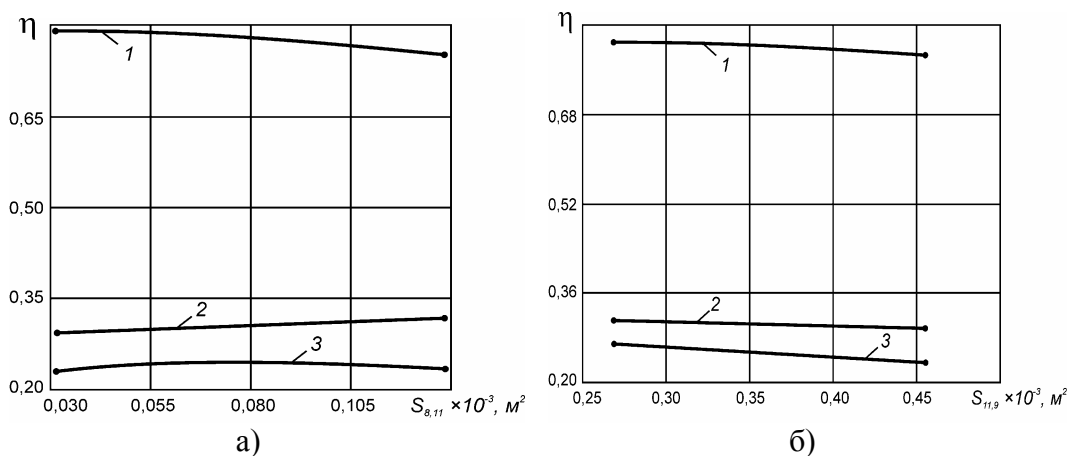


Рис. 2. Зависимости КПД от площади клапана со стороны камеры напора (а) и от активной площади клапана (б):

1 – объемный КПД, 2 – гидромеханический КПД, 3 – полный КПД.

Увеличение  $S_{8-11}$  приводит к увеличению сопротивления движению клапана, что обуславливает возрастание среднего давления за цикл в гидросистеме, а, следовательно, и рост загрузки гидропривода. При этом возрастают энергия удара поршня – бойка и затраты энергии на преодоление гидравлических и механических сопротивлений, однако доля гидромеханических потерь в затраченной гидроприводом энергии за цикл без учета объемных потерь уменьшается. Этим объясняется увеличение гидромеханического КПД (кривая 2). Такой характер изменения объемного и гидромеханического КПД, объясняет наличие максимума полного КПД (кривая 3) при значении  $S_{8-11}$  равном 0,0000589 м<sup>2</sup>. В дальнейших исследованиях принято это значение  $S_{8-11}$ , а не значение площади, обуславливающее большую загрузку гидропривода, что свидетельствует о более совершенном исполнении бетонолома при данном сочетании конструктивных параметров, так как загрузку гидропривода можно

повысить более существенно путем выбора рациональных значений других параметров, например, площади камеры холостого хода. Активная площадь клапана  $S_{11-9}$  находится под действием давления рабочей жидкости камеры рабочего хода и оказывает существенное влияние на процесс открытия клапана после выхода его из сопряжения по диаметру  $d_8$ . Величина этой площади определяет движущую силу, действующую на клапан и потребляемый объем жидкости, подаваемый насосом при его открытии. Поэтому, с уменьшением  $S_{11-9}$  (рис. 2б) объемный КПД повышается (кривая 1). При уменьшении площади  $S_{11-9}$  снижаются гидравлические сопротивления при закрытии клапана, о чем свидетельствует повышение гидромеханического КПД (кривая 2). Такой характер изменения составляющих полного КПД определяют его увеличение при уменьшении площади  $S_{11-9}$  (кривая 3). В связи с этим в дальнейших исследованиях принято значение этой площади равное  $0,000271 \text{ м}^2$ , при которой значение полного КПД максимальное.

Суммарная площадь втулки и клапана  $S_{10-9}$  со стороны камеры управления и давление в этой камере, определяют силу сопротивления движению клапана при его открытии. Поэтому для обеспечения наиболее быстрого по времени открытия клапана эта площадь должна быть как можно меньше. Но для того, чтобы клапан закрылся, необходимо чтобы площадь  $S_{10-9}$  была больше, чем площадь  $S_{11-9}$ . Поэтому диаметр  $d_{10}$  должен быть больше чем диаметр  $d_{11}$ . Исходя из этого условия был выбран диапазон изменения  $S_{10-9}$  от  $0,00033 \text{ м}^2$  до  $0,000786 \text{ м}^2$ .

Изменение  $S_{10-9}$  (рис. 3а) наиболее существенно сказывается на объемном КПД (кривая 1). При постоянном ходе клапана и уменьшении  $S_{10-9}$  уменьшается объем жидкости, который необходимо подавать в камеру управления для закрытия клапана, что обуславливает повышение объемного КПД (кривая 1).

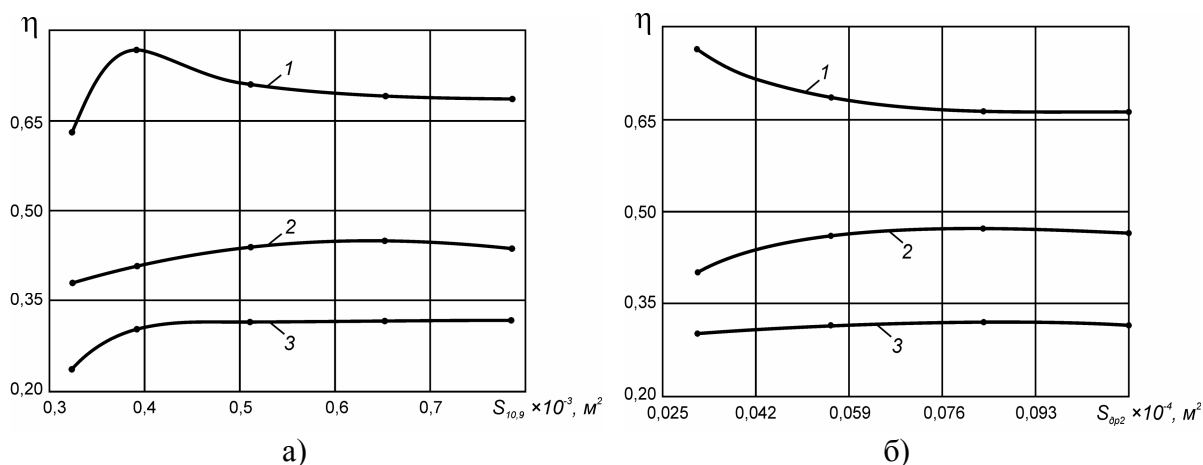


Рис. 3. Зависимости КПД от суммарной площади клапана и втулки со стороны камеры управления (а) и от площади дросселя камеры управления (б):  
1 – объемный КПД, 2 – гидромеханический КПД, 3 – полный КПД.

Кривая 2, характеризующая изменение гидромеханического КПД, сначала возрастает, достигая своего максимума, а затем снижается. Это объясняется тем, что давление в камере управления формируется не только площадью  $S_{10-9}$ , но и площадью поперечного сечения дросселя  $S_{dp2}$ , выполненного на наружной поверхности втулки по диаметру  $d_{10}$ . В силу этого с изменением  $d_{10}$  приходилось изменять площадь сечения  $S_{dp2}$ , пропорционально изменению  $S_{10-9}$ . Однако полного подобия таким образом не достигается, так как с изменением  $S_{10-9}$  изменяется скорость клапана, а следовательно и расход жидкости, проходящей через  $S_{dp2}$ . Поэтому целесообразно вначале обосновать

выбор  $S_{10-9}$ , исходя из объемного КПД, а затем установить рациональное значение  $S_{др2}$ , учитывая, что полный КПД (кривая 3), в исследуемом диапазоне, изменяется не значительно. В дальнейших исследованиях площадь  $S_{10-9}$  принята равной  $0,00039 \text{ м}^2$ , при которой достигается максимальное значение объемного КПД.

Требования к площади проходного сечения дросселя  $S_{др2}$ , исходя из быстрогодействия срабатывания клапана, носит противоречивый характер. Давление в камере управления, как при открытии, так и при закрытии клапана зависит от  $S_{др2}$ . Причем, при открытии клапана сила со стороны камеры управления, определяемая произведением  $S_{10-9}$  на давление жидкости в этой камере, является силой сопротивления движению клапана. Поэтому для уменьшения длительности открытия клапана при заданной площади  $S_{10-9}$ , необходимо уменьшать давление жидкости в камере, а это возможно за счет увеличения площади проходного сечения  $S_{др2}$ .

При закрытии клапана сила со стороны камеры управления является движущей и для быстрого срабатывания клапана ее необходимо увеличивать. Этого можно добиться, повышая давление в камере управления за счет уменьшения площади проходного сечения  $S_{др2}$ . Следовательно, площадь  $S_{др2}$  должна быть такой, при которой обеспечивается необходимое быстродействие клапана при открытии и закрытии.

Увеличение площади проходного сечения  $S_{др2}$  в исследуемом диапазоне (рис. 3б) обуславливает уменьшение объемного КПД (кривая 1), что связано с увеличением утечки жидкости через данный дроссель и увеличением потребляемого объема жидкости при закрытии клапана. Гидромеханический КПД (кривая 2) и полный КПД (кривая 3) имеют максимальные значения при  $S_{др2}$  равной  $0,00000834 \text{ м}^2$ , которое принято в дальнейших исследованиях.

При исследовании влияния хода клапана  $Y$  на выходные показатели изменялись его составляющие  $l_7$  и  $Y - l_7$ . Величина  $l_7$  – перекрытие в сопряжении по диаметру  $d_8$  принимала три значения, равные соответственно  $0,003$ ;  $0,004$  и  $0,005$  м. Величина  $Y - l_7$  также принимала три значения  $0,002$ ;  $0,003$  и  $0,005$  м, обеспечивая ход клапана от  $0,005$  до  $0,01$  м.

Как показывают результаты исследований (рис.4), наиболее существенное влияние ход клапана оказывает на объемный КПД (кривая 1). С уменьшением хода клапана с  $0,01$  м до  $0,007$  м объемный КПД увеличивается, так как энергия, потребляемая клапаном, уменьшается.

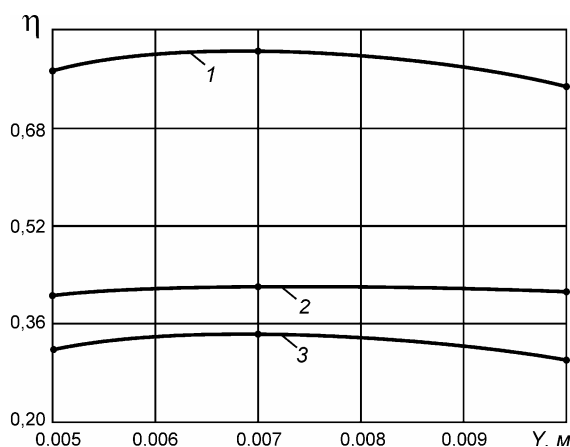


Рис. 4. Зависимости КПД от хода клапана:  
1 – объемный КПД, 2 – гидромеханический КПД, 3 – полный КПД.

При дальнейшем уменьшении хода клапана с 0,007 м до 0,005 м (за счет уменьшения величины перекрытия  $l_7$ ) объемный КПД уменьшается в основном за счет увеличения утечек на периоде холостого хода из камеры холостого в камеру рабочего хода, через сопряжение клапана по диаметру  $d_8$ .

Незначительное изменение гидромеханического КПД (кривая 2) обуславливает характер изменения полного КПД (кривая 3), характер изменения которого определяется в основном объемным КПД. Полный КПД и его составляющие имеют максимальные значения при ходе клапана равном 0,007 м, что позволило принять это значение в дальнейших исследованиях.

Таким образом, анализ влияния конструктивных параметров клапана на характер изменения полного КПД бетонолома и его составляющие показывает следующее. Наиболее существенное влияние на объемный КПД оказывают конструктивные параметры клапана, величина которых определяет затраты энергии на его перемещение, а именно площадь со стороны камеры управления  $S_{10-9}$ , площадь проходного сечения дросселя  $S_{dp2}$  и ход клапана  $Y$ . Объем камеры управления, определяемый произведением  $S_{10-9}$  на  $Y$  и объем утечек жидкости через дроссель  $S_{dp2}$  при дифференциальной схеме подключения клапана к гидросистеме определяют необходимый объем жидкости, подаваемый насосом для перемещения клапана на рабочем цикле лома.

Увеличение полного КПД бетонолома в 1,46 раза, гидромеханического КПД в 1,34 раза и объемного КПД на 9% достигнуто в основном за счет снижения потребления энергии клапаном при его возвратно-поступательном движении.

В результате выполненных исследований определены рациональные конструктивные параметры клапана:  $S_{8-11} = 0,0000589 \text{ м}^2$ ,  $S_{11-9} = 0,000271 \text{ м}^2$ ,  $S_{10-9} = 0,00039 \text{ м}^2$ ,  $S_{dp2} = 0,00000834 \text{ м}^2$  и ход клапана равный 0,007 м при  $l_7 = 0,005 \text{ м}$ , позволившие повысить объемный КПД с 0,748 до 0,813, гидромеханический КПД с 0,314 до 0,422 и полный КПД с 0,235 до 0,343.

**Список литературы:** 1. Янцен И.А., Глотов Б.Н., Пивень Георг.Г. Структурообразование гидравлических механизмов ручных машин. - Караганда: КарГТУ, 2000. – 80 с. 2. Глотов Б.Н., Пивень Георг.Г. Теоретические вопросы создания ручного гидравлического молотка. - Караганда: КарГТУ, 2000. – 81 с. 3. Глотов Б.Н., Пивень Георг.Г. Ручные гидравлические молотки //Материалы Первой Промышленной международной научно-технической конференции «Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях». – Киев: УИЦ «Наука. Техника. Технология», 2001. – с. 45 - 46. 4. А.с. № 1726655 СССР. Гидравлический механизм ударного действия/С.В. Орлов, Ю.Н. Ситников, Б.Н. Глотов и др. Опубл. в Бюл. № 14, 1992. 5. Глотов Б.Н., Клок А.Б., Орлов С.В., Савчак О.Г. Обоснование выбора конструктивных параметров, определяющих выходные показатели и характеристики рабочего цикла ручного гидравлического бетонолома ИГ-4601//Новая гидроимпульсная техника для горнодобывающих отраслей промышленности: Сб. научных трудов. – Караганда: КарПТИ, 1992. – с. 50 - 55. 6. Глотов Б.Н., Орлов С.В. Моделирование рабочего процесса гидравлического бетонолома ИГ-4601// Новые средства механизации горных и строительных работ: Сб. научных трудов. – Караганда: КарПТИ, 1990. –с. 78 - 86.

Сдано в редакцию 14.12.07