

А. А. Каракозов, канд. техн. наук, С. Н. Парфенюк, инж.

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

О ВЛИЯНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ НА ВПУСКНОМ КЛАПАНЕ НА РАБОЧИЙ ЦИКЛ ГИДРОУДАРНИКА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПОРШНЕМ

В статье представлены результаты аналитических и экспериментальных исследований влияния гидравлических сопротивлений на впускном клапане на параметры рабочего цикла гидроударников двойного действия с дифференциальным поршнем.

Ключевые слова: гидроударник, гидравлические сопротивления.

Гидроударники двойного действия с дифференциальным поршнем достаточно широко применяются как при бурении скважин, так и при ликвидации прихватов бурового снаряда [1 – 3].

При анализе рабочего цикла гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем при рассмотрении хода бойка вниз обычно считают, что давление в верхней и нижней полости цилиндра гидроударной машины равны между собой, т.е. пренебрегают потерями давления на впускном клапане [3 – 6]. Поэтому при создании практических конструкций гидроударников для

бурения скважин вопросу влияния гидравлических сопротивлений на впускном клапане на протекание рабочего цикла и на энергетические параметры устройства уделяется мало внимания.

При разработке гидроударника диаметром 108 мм для бурения гидрогеологических скважин на этапе стендовых испытаний выявилось несоответствие между расчётными и фактическими значениями скорости бойка. Детальный анализ показал, что единственным объяснением этого факта могут быть повышенные потери давления на впускном клапане, обуславливающие значительное снижение силы, действующей на боёк при его ходе вниз, а, следовательно, и снижение скорости бойка.

Схема размещения впускного клапана в клапанной коробке гидроударника исходной конструкции показана на рис. 1 а. При этом тарелка клапана центрируется в вертикальной расточке клапанной коробки. По этой схеме жидкость при открытии впускного клапана протекала через него только по щелям, образующимся на контакте клапана с радиальными каналами клапанной коробки, общей площадью 192 мм².

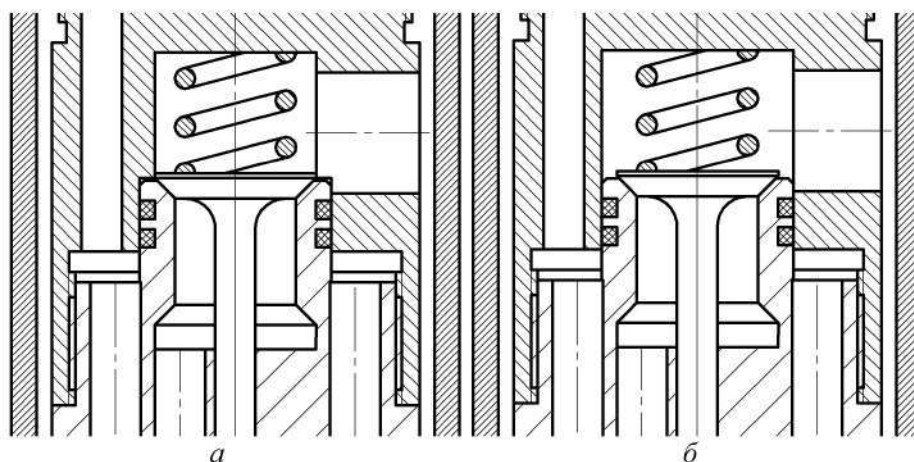


Рис. 1. Расположение впускного клапана в клапанной коробке гидроударника: а – исходная конструкция; б – конструкция со сниженными гидравлическими сопротивлениями

Для снижения гидравлических сопротивлений предполагалось увеличить диаметр расточки таким образом, чтобы жидкость перетекала через впускной клапан гидроударника по всему периметру его тарелки (рис. 1 б). При этом клапан относительно своего седла центрируется только за счёт штока. Эта мера позволяет увеличить площадь сечения потока через клапан до 360 мм², что почти вдвое превышает площадь потока в исходной конструкции.

Моделирование течения жидкости через впускной клапан гидроударника, проведенное для обеих схем, показывает следующее. Уже при подаче жидкости 180 л/мин перепад давления на клапане, а, следовательно, и разница давлений в нижней и верхней полости цилиндра для исходной конструкции составляет около 0,8 МПа, а при увеличенной площади проходного сечения – около 0,35 МПа (рис. 2).

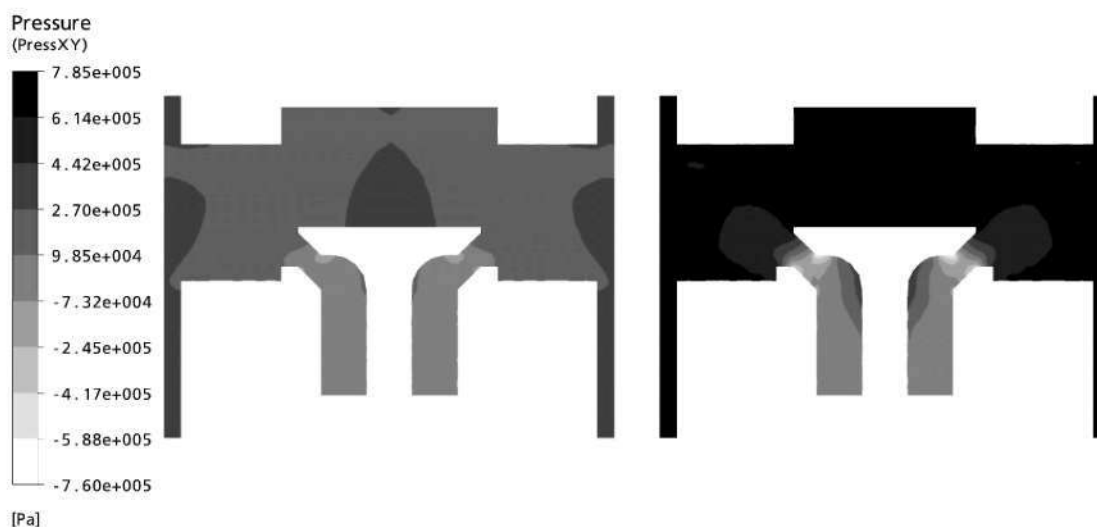


Рис. 2. Результаты моделирования течения жидкости через впускной клапан: слева – поле давлений для конструкции с увеличенным сечением потока, справа – для исходной конструкции

Поскольку при разгоне бойка на ходе вниз используется схема дифференциального поршня, то при рабочем давлении 3 МПа среднее усилие, разгоняющее боёк на рабочем ходе, составляет для данной конструкции 2,2 кН (46% от теоретической величины 4,7 кН) для исходной схемы и 3,6 кН (76% от теоретической величины) для схемы с уменьшенными гидравлическими сопротивлениями, т.е. усилие возрастает примерно в 1,65 раза (однако не достигает теоретического значения).

Результаты моделирования дают основания предположить о правильности принятого решения по увеличению площади потока через впускной клапан гидроударника. Однако для окончательной проверки результатов моделирования проведены экспериментальные работы по определению скорости бойка гидроударника на протяжении рабочего цикла для обеих схем обтекания клапана. Осциллограммы снимались при одинаковом рабочем давлении, при этом расход жидкости в случае новой схемы был выше на 5-8%.

По осциллограммам, приведенным на рис. 3, видно, что уменьшение гидравлических сопротивлений на впускном клапане позволило увеличить максимальную скорость бойка на ходе вниз в 1,75 раза (2,1 м/с против 1,2 м/с).

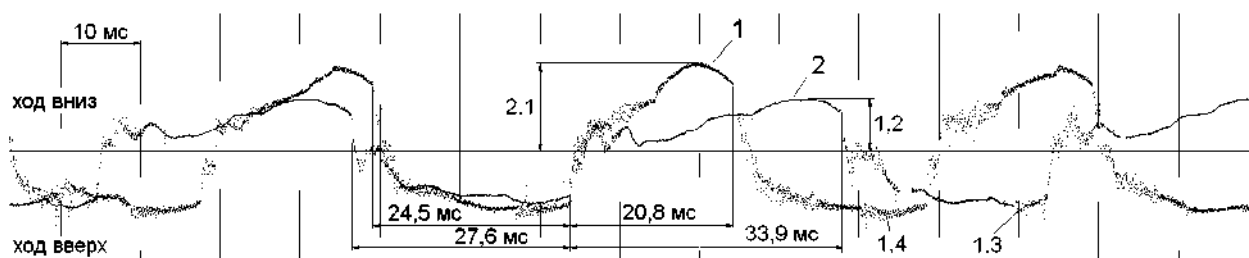


Рис. 3. Сравнение осциллограмм рабочих циклов гидроударников: 1 – после увеличения сечения потока; 2 – для исходной конструкции

При этом продолжительность цикла уменьшилась с 61,5 мс до 45,3 мс, что привело к увеличению частоты ударов с 16,3 до 22,1 Гц (в 1,36 раза). Таким образом, снижение гидравлических сопротивлений на впускном клапане позволило значительно улучшить энергетические показатели гидроударника.

Выводы

Полученные результаты свидетельствуют о необходимости обязательного учёта гидравлических сопротивлений на впускном клапане при описании рабочего цикла гидроударника двойного действия. Гидравлические сопротивления на впускном клапане могут существенно (на 25-50%) снизить усилие, разгоняющее боёк на ходе вниз, а, соответственно, и энергетические показатели гидроударника. Поэтому в процессе проектирования гидроударных машин этого типа необходимо стремиться к минимизации гидравлических сопротивлений, причём оценку их величины достаточно проводить путём численного моделирования течения жидкости в клапанной коробке методом конечных элементов.

У статті представлені результати аналітичних і експериментальних досліджень впливу гідрравлічних опорів на впускному клапані на параметри робочого циклу гідроударника подвійної дії з диференціальним поршнем.

Ключові слова: гідроударник, гідрравлічні опори.

The article presents the results of studies of the effect of hydraulic resistance on the inlet valve on the parameters of work cycle of double-acting down the hole hydraulic hammer with a differential piston.

Key words: hydraulic hammer, hydraulic resistance.

Литература

1. Коломоец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 226 с.
2. Применение погружных автономных установок для однорейсового бурения подводных скважин / О. И. Калиниченко, А. В. Коломоец, Е. В. Квашин и др. // Техн. и технол. геол. развед. работ; орг. пр-ва. Обзор. – М.: ВИЭМС, 1988. – Вып. 2. – 46 с.
3. Калиниченко, О. И. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе / О. И. Калиниченко, П. В. Зыбинский, А. А. Каракозов. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 270 с.

*Выпуск 14. ПОРОДОРАЗРУШАЮЩИЙ И МЕТАЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ ИНСТРУМЕНТ – ТЕХНИКА
И ТЕХНОЛОГИЯ ЕГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ*

4. Неудачин, Г. И. Теоретический анализ работы гидроударных механизмов / Г. И. Неудачин, А. В. Коломоец, В. Г. Абатуров // Труды МИНХиГП. – 1967. – № 63. – С. 19–25.
5. Калиниченко О. И., Русанов В. А., Рязанов А. Н. Методика проектирования конструктивных и рабочих параметров забойных гидроударных машин. // Совершенствование техники и технологии бурения скважин на твердые полезные ископаемые. Межвуз. научн. темат. сб. – Екатеринбург, 1993. – с. 97-102.
6. Калініченко О. І., Каракозов А. А. Вибійні бурові машини. – Донецьк: ДонДТУ, 1997. – 125 с.

Поступила 14.07.11