

$$r(n) = C_1 P(H_1) \left(\frac{1}{2}\right)^n + n \cdot \Delta \approx 135 \left(\frac{1}{2}\right)^n + n \cdot 5, \quad \text{грн.} \quad (2)$$

Минимум риска достигается при:

$$n = \frac{1}{\ln 2} \ln \frac{C_1 P(H_1) \ln 2}{\Delta} = \frac{1}{\ln 2} \ln(27 \cdot \ln 2) = 4,25 \approx 4 \quad (3)$$

Библиографический список

1. Николин В.И., Василец А.А. Новый способ прогноза выбросоопасности в месте вскрытия крутых пластов полевыми выработками // Известия Донецкого горного института, 1995. — №1. — 33с.
2. Писчев А.В. Выбор безопасных способов разработки опасных по ГДЯ пластов в конкретных условиях / Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах // Сборник научных трудов МакНИИ. — Макеевка-Донбасс, 1998. — С. 135–139.
3. Ехилевский С.Г., Василец А.А. Обоснование объема выборки и критического значения критерия согласия для прогноза выбросоопасности при вскрытии крутых угольных пластов (Ч.1. О выборе уровня значимости при проверке статистических гипотез) // Известия Донецкого горного института, 2000. — №1. — С. 85–88.

© Пак В.В., Ехилевский С.Г., Василец А.А., 2001

УДК 622.24

КАЛИНИЧЕНКО О.И. (ДонГТУ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУДАРНИКА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ СЕЧЕНИЯ ТРУБОПРОВОДА

Несмотря на производственную значительность, вопросы, связанные с оценкой влияния параметров гидросистемы на рабочие характеристики гидроударных машин (ГУ), до сих пор не нашли достаточного объяснения. Апробированные данные о зависимостях частотно-энергетических параметров ГУ от площади сечения подводящего трубопровода (f_T) являются не только отрывочными и неполными, но и противоречивыми. С одной стороны, в некоторых исследованиях наблюдается почти полное совпадение расчетных и измеренных зависимостей. С другой стороны, опытные серии натуральных испытаний имеют значительные отклонения от аналитически полученных закономерностей.

В исследованиях Ясова В.Г. [7] делается ссылка на эксперимент, который показал, что характеристика гидроударника Г-5А при использовании бурильной колонны диаметром 50 мм вместо 63,5 мм форсируется по всем показателям. При расходе воды 5 л/с энергия удара возрастает с 75 до 105 Дж, частота возрастает с 1000 до 1100 уд/мин, КПД — с 14 до 17% при росте перепада давления в 1,27 раза.

В Работе Неудачина Г.И. [4] отмечается, что при увеличении сечения трубопровода наблюдается снижение всех параметров ГУ. Авторы не исключают противоречия в предложенном выводе, ссылаясь на неточности расчетных характеристик из-за неучтенных параметров потерь давления на гидравлические сопротивления в гидросистеме при увеличении f_T .

Бессоновым Ю.Д. и Сириком В.Ф. [1] описаны опыты, подтверждающие, что сечение подводящего трубопровода имеет большое значение для запуска и устойчивой работы ГУ, особенно при малом расходе жидкости (Q). Причем, при различных

диаметрах трубопровода, при фиксированном Q более высокие энергетические показатели ГУ при некотором снижении частоты ударов имеют место при использовании труб большего сечения.

Присутствие в экспериментально-теоретических публикациях взаимоисключающих данных о влиянии f_T на характеристику механизма не позволяет прийти к каким-либо определенным выводам.

Объяснение отмеченным особенностям влияния f_T на закономерности работы ГУ следует искать в подходе к описанию главной движущей силы в цилиндре гидроударника.

В распространенных теориях гидроударных машин перемещение бойка обеспечивается, прежде всего, силой давления, возникающего в цилиндре ГУ при отражении от поршня гидроударной волны [7]. В случае $f_T \rightarrow \infty$, причем $f_T \gg f$ (f — рабочая площадь поршня) параметры гидроударной волны (скорость и давление) стремятся к нулю. Уравнения динамики поршня [5,6,7] при полной компенсации гидроударного давления, т.е. при отсутствии движущей силы в цилиндре ГУ, теряют смысл.

В ДонГУ получила детальное развитие теория, которая основывается на положении, что доминирующей составляющей в цилиндре ГУ является сила, обусловленная дополнительным давлением, определяющимся затратами энергии потока жидкости на перемещение поршня-бойка ГУ (P_1) [2,3]. При этом рабочее давление в механизме

($P_{(t)}$) определяется как сумма трех составляющих ($P_{(t)} = P_1 + P_2 + P_{cy}$). ($P_{cy} = w \left(\frac{Q}{f} - \frac{dx}{dt} \right)$)

— гидроударное давление в гидросистеме; $w = k\rho c\mu \frac{f}{f_T}$; ρ — плотность жидкости; c — скорость распространения гидроударной волны; k — коэффициент, учитывающий разрежение за поршнем машины при гидроударе; μ — коэффициент утечек жидкости; $\frac{dx}{dt}$ — текущее значение скорости поршня; P_2 — гидравлические сопротивления.

Достаточным основанием для подтверждения отмеченного положения является количественная оценка соотношения ($P_{(t)} = P_1 + P_2 + P_{cy}$) путем обработки опытных данных с выделением значимости составляющих ($P_{(t)}$) в достаточном диапазоне изменения Q и f_T .

Объектом исследований являлись натурные образцы авторской конструкции ГУ двойного действия [2,3]. Для отмеченных ГУ количественная оценка дополнительного напора жидкости равна: $P_1 = \frac{mV_1^2(1-\varphi^2)}{QT} + \frac{2RS}{QT}$, [2] (m , — масса бойка; R — механические сопротивления движению поршня; V_1 — скорость бойка в конце рабочего хода; T — период цикла работы гидроударника; S — рабочий ход поршня; φ — коэффициент восстановления скорости бойка при соударении).

Схема лабораторной установки показана на рис.1. В процессе эксперимента стенд гидроударной системы оборудовался оперативно заменяемым нагнетательным трубопроводом 14. По длине трубопровода на входе в гидроударник и вблизи компенсатора насоса устанавливались датчики давления. Гидродвигатель ГУ оснащался датчиками скорости бойка.

Рабочая характеристика гидроударника исследовалась при расходах жидкости от 120 до 240 л/мин с использованием колонн бурильных труб диаметром 42, 50, 73 и 108 мм длиной 46–49 м.

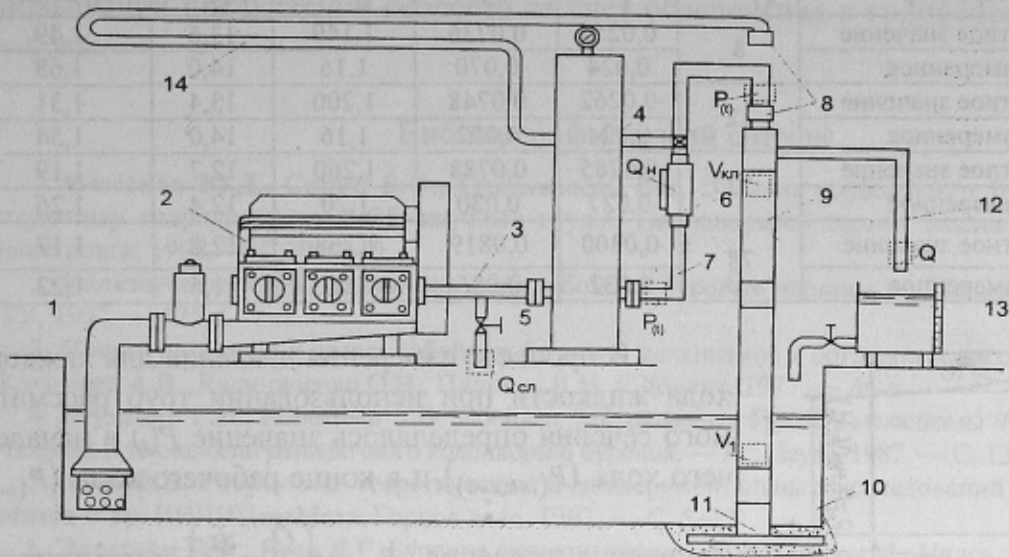


Рис. 1. Схема экспериментального стенда для исследований гидроударных механизмов: 1 — всасывающий коллектор бурового насоса; 2 — буровой насос; 3, 7 — нагнетательный трубопровод; 4 — компенсатор; 5 — дроссель; 6 — датчик расхода жидкости; 8 — накидная гайка; 9 — гидроударник; 10 — емкость; 11 — опорный переходник; 12 — сливная магистраль; 13 — мерная емкость; 14 — сменный нагнетательный трубопровод; □ — место размещения датчиков давления и скорости бойка

Сравнение осциллограмм (рис.2), полученных при исследовании гидроударника с параметрами, приведенными в табл.1, показывает, что выполнение условия $P_{(t)} \rightarrow \text{const}$ (соответствует увеличению сечения трубопровода) позволяет повысить скорость бойка в конце рабочего хода при одновременном улучшении эксплуатационных условий работы гидросистемы.

Ввиду большой важности зависимостей $V_1=f(f_T)$ $n=f(f_T)$ для практических задач, связанных с оптимизацией параметров ГУ, выполнены прямые измерения давления в пределах рабочего цикла ГУ (P_t), а также осуществлено сопоставление по

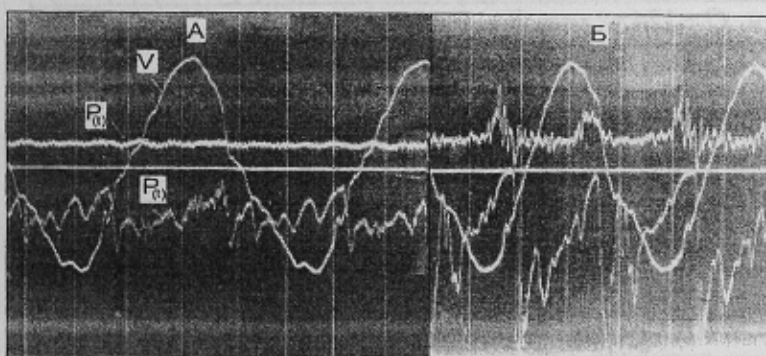


Рис. 2. Осциллограммы скорости бойка (V) и рабочего давления в цилиндре ГУ (P_t) при $Q=168$ л/мин и диаметрах трубопровода: а — 108 мм; б — 42 мм

продолжительности цикла (T) и фазы рабочего хода (t_1), частоте ударов (n) и скорости бойка (V_1) для различных f_t при фиксированных Q (табл. 1).

Статистическая обработка измеренных в процессе опыта фактических данных показывает, что зависимость скорости и частоты ударов от площади трубопровода аппроксимируется выражениями:

$$V_1 = 1,2788e^{-\frac{2,34}{f_T}}; \quad n = 11,4 + \frac{9,69}{f_T}$$

при коэффициенте корреляции 0,965–0,996.

Табл. 1. Зависимость параметров ГУ двойного действия от площади сечения подводящего трубопровода при исходных данных: $S = 23\text{ мм}$; $m = 64\text{ кг}$; $S_2 = 6\text{ мм}$; $Q = 174\text{ л/мин}$; $f = 23\text{ см}^2$

| Параметр | $f_r, \text{ см}^2$ | $t_1, \text{ с}$ | $T, \text{ с}$ | $V_1, \text{ м/с}$ | $n, \text{ с}^{-1}$ | $P(t), \text{ МПа}$ |
|--------------------|---------------------|------------------|----------------|--------------------|---------------------|---------------------|
| Расчетное значение | 8 | 0,0253 | 0,0736 | 1,149 | 13,6 | 1,49 |
| Измеренное | | 0,024 | 0,070 | 1,16 | 14,0 | 1,68 |
| Расчетное значение | 12 | 0,0262 | 0,0748 | 1,200 | 13,4 | 1,31 |
| Измеренное | | 0,024 | 0,072 | 1,16 | 14,0 | 1,54 |
| Расчетное значение | 32 | 0,0285 | 0,0788 | 1,260 | 12,7 | 1,19 |
| Измеренное | | 0,027 | 0,080 | 1,20 | 12,4 | 1,26 |
| Расчетное значение | 78 | 0,0300 | 0,0819 | 1,268 | 12,2 | 1,17 |
| Измеренное | | 0,032 | 0,086 | 1,22 | 11,6 | 1,22 |

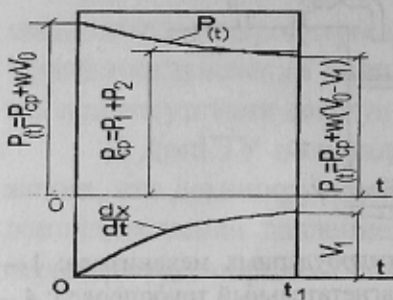


Рис. 3. Схема измерения составляющих давления

В процессе измерения давления для каждого расхода жидкости при использовании труб рассматриваемого сечения определялось значение $P(t)$ в начале рабочего хода ($P_{(t=0, x=0)}$) и в конце рабочего хода ($P_{(t=t_1, x=S)}$).

Изменение давления $P_{cy} = w \left(\frac{Q}{f} - \frac{dx}{dt} \right)$ регистрировалось относительно средней величины $(P_1 + P_2)$ (рис. 3).

В соответствии с полученными фактическими данными (табл.2) увеличение диаметра нагнетательного трубопровода приводит к перераспределению значимости составляющих $P(t)$.

Табл. 2. Средние значения серии опытов по измерению составляющих рабочего давления в цилиндре ГУ (в скобках отмечено расчетное значение параметра)

| Диаметр трубопровода | | | | | | | | | | | |
|--|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|
| 42 мм | | | 50 мм | | | 73 мм | | | 108 мм | | |
| P_1 | P_{cy} | $P(t)$ | P_1 | P_{cy} | $P(t)$ | P_1 | P_{cy} | $P(t)$ | P_1 | P_{cy} | $P(t)$ |
| Расход жидкости, $Q = 168\text{ л/мин}$, $P_2 = 0.610\text{ МПа}$ | | | | | | | | | | | |
| 0,51 (0,43) | 0,45 (0,36) | 1,57 (1,40) | 0,60 (0,47) | 0,28 (0,12) | 1,19 (1,20) | 0,48 (0,45) | 0,01 (-0,02) | 1,10 (1,04) | 0,52 (0,46) | 0,01 (-0,02) | 1,14 (1,12) |
| Расход жидкости, $Q = 174\text{ л/мин}$, $P_2 = 0.654\text{ МПа}$ | | | | | | | | | | | |
| 0,51 (0,46) | 0,42 (0,35) | 1,58 (1,47) | 0,60 (0,50) | 0,28 (0,11) | 1,54 (1,27) | 0,50 (0,56) | 0,01 (-0,03) | 1,16 (1,18) | 0,54 (0,56) | 0,01 (-0,02) | 1,22 (1,19) |
| Расход жидкости, $Q = 192\text{ л/мин}$, $P_2 = 0.796\text{ МПа}$ | | | | | | | | | | | |
| 0,22 (0,58) | 0,36 (0,31) | 1,67 (1,69) | 0,65 (0,62) | 0,29 (0,09) | 1,65 (1,50) | 0,62 (0,66) | 0,05 (-0,03) | 1,58 (1,42) | 0,66 (0,64) | 0,03 (-0,02) | 1,56 (1,43) |
| Расход жидкости, $Q = 240\text{ л/мин}$, $P_2 = 1.24\text{ МПа}$ | | | | | | | | | | | |
| 1,05 (0,94) | 0,30 (0,22) | 2,60 (2,40) | 1,15 (0,97) | 0,10 (0,03) | 2,48 (2,25) | 1,20 (0,96) | 0,02 (-0,03) | 2,47 (2,17) | 1,00 (0,90) | 0,04 (-0,01) | 2,30 (2,14) |

Рассмотрение данных табл.1 и 2 позволяет сделать следующие выводы:

1) Гидроударное давление P_{cy} практически не определяет величину рабочего давления в цилиндре механизма при значительном увеличении f_T . Увеличению f_T соответствует условие $P(t) \rightarrow \text{const}$ и предполагает равноускоренное движение бойка в пределах рабочего хода с получением прироста скорости в конце рабочего хода при некотором увеличении продолжительности цикла T .

2) При увеличении площади сечения трубопровода интенсивность изменения параметров ГУ незначительна. За исключением параметра n , остальные характери-

стики машины увеличиваются. Расчетные данные удовлетворительно согласуются с теоретическими выводами, предложенными в работах ДонГТУ [2,3].

3) Анализ приведенных зависимостей свидетельствует об имеющихся резервах повышения предупредарной скорости за счет обеспечения в гидросистеме условия $P_{(t)} = \text{const}$.

Библиографический список

1. Бессонов Ю.Д., Сирик В.Ф., Слипенький В.С. Влияние подводящего трубопровода на характеристику гидроударника // Сб. научных трудов Национальной горной академии. — № 6. — Днепропетровск, 1998. — С.105–110.
2. Калиниченко О.И., Каракозов А.А. Забойные буровые машины и механизмы. — Донецк: ДонГТУ, 1997. — 125 с.
3. Проектирование и расчет забойных буровых механизмов и погружных насосов / Неудачин Г.И., Коломоец А.В., Калиниченко О.И., Пилипец В.И. // Донецк, 1977. — 46 с.
4. Неудачин Г.И., Коломоец А.В. Забойные гидроударные буровые механизмы // Совершенствование техники и технологии разведочного колонкового бурения. — М.: Наука, 1987. — С. 123–151.
5. Цай В.В. Результаты теоретических и экспериментальных исследований гидроударных механизмов // Тр. ВНИИЦветМета. Горное дело, 1967. — С. 5–12
6. Эпштейн Е.Ф., Ясов В.Г. Бурение скважин гидроударниками. — М.: Недра, 1967. — 160 с.
7. Ясов В.Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. — М.: Недра, 1977. — 153 с.

© Калиниченко О.И., 2001