

УДК 622.24.05(031)

И. Р. Островский, инж.; **В. Ф. Сирик**, канд. техн. наук;
А. С. Луцик, инж.; **А. А. Полушко**, бакалавр

ООО «Днепропетровский завод бурового оборудования»,
г. Днепропетровск, Украина

СКВАЖИНЫЕ АМОРТИЗАТОРЫ

The drill hole shock absorber consists cylinder spring to reduce amplitude of vertical and torsion vibrations. The using shock absorber to rise drill bit resource to 20...30 % within drill productivity increasing on 15...25 %.

При шарошечном бурении скважин в твердых горных породах при ударах зубцов шарошек о забой скважины генерируются вертикальные вибрации бурильных (утяжеленных) труб, что приводит к преждевременному износу опор шарошек и твердосплавных вставок. Вибрации также передаются на буровой станок и приводят к поломкам деталей вращателя (ротора). С целью снижения амплитуды вибраций и защиты бурового долота используют скважинные амортизаторы и отражатели упругих волн, которые размещают между буровым долотом и бурильными трубами [1, 2, 3]. По показателям производственных организаций использование амортизации обеспечивает рост технико-экономических показателей бурения: проходка на долото возрастает на 28–35 % при увеличении механической скорости бурения на 26–32 % [4, 5].

Ниже изложены материалы о конструкции, методике расчета и технических характеристиках погружных скважинных амортизаторах, созданных ООО «Днепропетровский завод бурового оборудования», для бурения взрывных скважин и глубоких скважин на нефть и газ шарошечными буровыми долотами.

Нефтегазовая промышленность при бурении глубоких скважин использует скважинные амортизаторы. Наиболее известны конструкции, где в качестве рабочего упругого элемента используются стальные винтовые цилиндрические пружины. Высокие показатели бурения получили при использовании амортизаторов с резиновыми упругими элементами, которые уменьшают амплитуду осевых и крутильных вибраций. Недостатком резиновых амортизаторов является низкий ресурс из-за низкой прочности резиновых вкладышей. Наиболее эффективными с точки зрения гашения осевых вибраций являются амортизаторы, в которых снижение осевых вибраций достигают с помощью пневмо-гидравлического устройства. Типичным представителем такого амортизатора является инструмент фирмы «Хьюз Тул Компани» под названием «Софтшок». Этот амортизатор характеризуется телескопической конструкцией и пневмо-гидравлическим действием. Передача осевой нагрузки от утяжеленных бурильных труб к буровому долоту происходит за счет демпфирующих газовой и наполненной маслом камер, которые разделяются поршнем, который плавает между маслом и газом. ООО «Днепропетровский завод бурового оборудования» разработало ряд скважинных амортизаторов для разнообразных условий бурения скважин. Для условий бурения неглубоких взрывных скважин разработан нормальный ряд амортизаторов, предназначенных для снижения осевых вибраций, возникающих при шарошечном бурении в горных породах высокой твердости.

Осевая нагрузка на буровое долото составляет 200–300 кН, и амплитуда вибраций составляет десятки кН, что приводит к критическим нагрузкам на шарошечное долото, которые превышают допустимые, и шариковая опора долота интенсивно изнашивается.

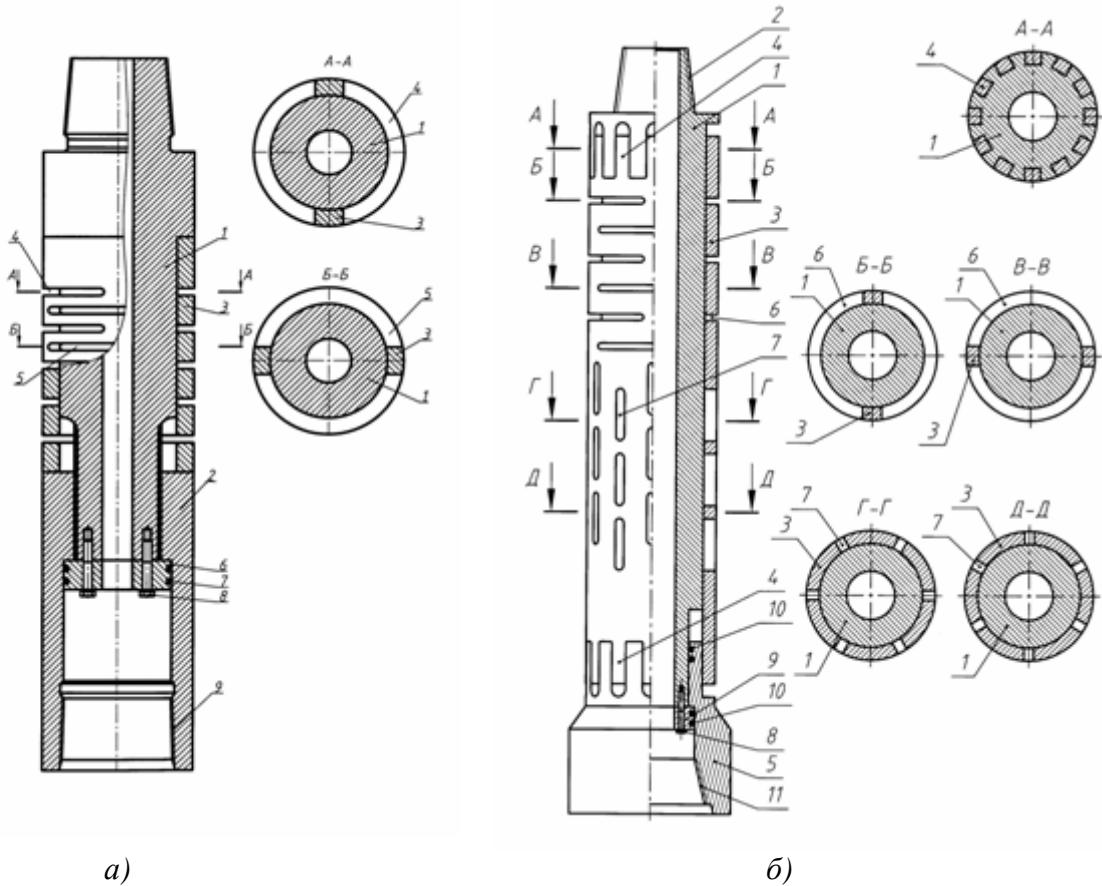


Рис. 1. Скважинные амортизаторы:

а – для демпфирования осевых вибраций; 1 – вал; 2 – шлицевая втулка; 3 – пружина; 4, 5 – поперечные прорезы; 6 – поршень; 7 – уплотнительные манжеты; 8 – болты; 9 – резьба замковая;

б – комбинированный, для демпфирования осевых и крутильных вибраций; 1 – вал; 2 – резьба; 3 – трубчатая пружина; 4 – выступы на торцах пружины; 5 – пазы в переходнике; 6 – поперечные прорезы; 7 – продольные прорезы; 8 – болты; 9 – поршень; 10 – уплотнительные манжеты.

Амортизатор для взрывных скважин [9] состоит из следующих деталей (рис. 1, а): вала 1 с резьбой в верхней части и шлицевого соединения в нижней части, через которое он соединен с шлицевой втулкой 2. На валу размещена трубчатая цилиндрическая пружина 3 высокой жесткости. Пружина имеет поперечные прорезы 4 и 5, чередующиеся между собой. Высокая жесткость пружины достигается за счет высоколегированной пружинной стали и закалки ее до высокой твердости. К шлицевому валу болтами 8 присоединен поршень 6, на котором размещены уплотнительные манжеты 7, изолирующие внутреннюю полость и канал вала от внешнего пространства. В нижней части шлицевой втулки есть резьба 9 для соединения амортизатора с буровым долотом.

Работа амортизатора осуществляется следующим образом. При создании осевой нагрузки на буровое долото с помощью гидравлических цилиндров бурового станка пружина 3 сжимается на величину, которая равна ее деформации при заданном усилии. При этом высота прорезей 4 и 5 уменьшается пропорционально градиенту нагрузки к жесткости пружины. Поршень 6 перемещается вниз. При изменении осевой нагрузки на долото, вызываемые вибрациями за счет ударов твердосплавных вставок о забой скважины, зазоры в прорезях изменяются и ударные усилия после амортизации вместо релаксационных становятся гармоничными и в таком виде передаются на резьбовые соединения бурового става.

Скважинный амортизатор выполнен для двух типоразмеров: диаметр корпуса 200 мм для бурового става диаметром 203 мм к буровому станку типа СБШ-250 и диаметр корпуса 180 мм для бурового станка типа СБШ-200.

Техническая характеристика скважинных амортизаторов

Тип бурового станка	СБШ-200	СБШ-250
Тип амортизатора	АС-180-250	АС-200-320
Диаметр бурения, мм	200–250	250–320
Диаметр корпуса, мм	180	200
Нагрузка на долото, кН	250	320
Максимальный крутящий момент, кН·м	5,5	6,5
Максимальная деформация пружины, мм	20	25
Длина, мм	1200	1280
Масса, кг, не больше	250	300

При бурении глубоких скважин на нефть и газ, кроме осевых вибраций, возникают крутильные (торсионные) вибрации, которые вызываются большим по значению крутящим моментом за счет трения бурильных труб о стенки скважины. Общее действие осевых и крутильных вибраций ведёт к увеличению напряжений в соединениях бурильных труб, что приводит к повышенному износу резьбы и даже к авариям. Для защиты бурового снаряда разработана конструкция комбинированного амортизатора, защищающего буровой снаряд одновременно от осевых и крутильных вибраций.

Комбинированный амортизатор (рис. 1, б) состоит из следующих деталей [10]: вал 1 с резьбой 2 для соединения с бурильными трубами. На валу помещена трубчатая пружина 3, имеющая выступы 4 на верхнем и нижнем концах, которые входят в соответствующие пазы в валу и переходнике 5. На пружине выполнены поперечные прорези 6 и продольные прорези 7. К нижнему концу вала 1 болтами 8 присоединен поршень 9, на котором установлены уплотнительные манжеты 10. Соединение нижней части вала 1 с переходником выполнено с возможностью осевого и вращательного перемещения одного относительно другого.

Для глубокого бурения разработан комбинированный амортизатор с характеристиками, близкими к условиям бурения, которые зависят от диаметра скважины, нагрузки на долото и крутящего момента.

Техническая характеристика комбинированного амортизатора

Тип амортизатора	АМК-160	АМК-219	АМК-273
Диаметр бурения, мм	170...215	245...270	295...320

Осевая нагрузка, кН.	250	320	400
Крутящий момент, кН·м	3,0	3,5	4,0
Деформация пружины, мм	30	30	40
Угол закручивания пружины, град	15	15	15
Длина, мм	1200	1500	1800
Масса, кг, не больше	180	210	270

Работа комбинированного амортизатора заключается в демпфировании осевых вибраций за счет горизонтальных (поперечных) прорезей в теле пружины так же, как и для обычного амортизатора (рис. 1, а). Крутильные вибрации демпфируются вертикальными прорезями в пружине, при этом упругость крутильной части амортизатора достигается за счет закручивания вертикальных полосчатых элементов. Прочность этой части пружины обеспечивается тем, что прорези выполнены чередующимися и при уменьшении крутящего момента пружина возвращается в первоначальное положение.

Методика расчета амортизаторов

Выбор конструктивных размеров амортизаторов проводится путем расчетов параметров пружины из условия получения заданных величин нагрузки, крутящего момента и деформации пружины.

1. Расчет пружины, демпфирующей вертикальную нагрузку для бурения взрывных скважин незначительной глубины, выполняют путем определения следующих величин [8].

Определение максимальных напряжений изгиба колец пружины от осевого усилия.

Расчет крутящего момента по следующей формуле:

$$M = \frac{PR}{2n} (1 - g) \operatorname{tg} \frac{p}{2n}, \text{ Нм,}$$

где P – максимальная нагрузка на буровое долото, Н;

R – средний радиус кольца пружины, м;

n – число прорезей по кругу пружины, шт;

γ – безразмерный коэффициент, зависящий от величины угла $\alpha = \frac{2p}{n}$ и отношения В:С

(здесь В и С – жесткость поперечного сечения кольца на закручивание и изгиб).

Жесткость на изгиб кольца определяется по формуле

$$B = \frac{ab^3}{12} E, \text{ м}^3,$$

где a – ширина кольца пружины, м;

b – высота кольца пружины, м;

E – модуль упругости стали, Па.

Момент сопротивления изгибу кольца определяется по формуле:

$$W = \frac{ab^2}{6}, \text{ м}^3.$$

Напряжения изгиба в кольцевой части пружины определяются по формуле

$$s_u = \frac{M}{W}, \text{ Па.}$$

Величина напряжений изгиба кольца должна быть меньше величины допустимых напряжений материала пружины на изгиб.

2. Определение максимальных напряжений кручения, которые возникают в пружине при крутильных вибрациях.

Напряжения в пружине, которые возникают во время приложения крутящего момента на части пружины с вертикальными прорезями (комбинированная амортизация), определяются по формуле

$$t_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \text{ Па,}$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, действующий на буровое долото при бурении, Нм;

$W_{кр}$ – момент сопротивления закручивания в наиболее опасном сечении пружины, м³.

Напряжения, возникающие в пружине от растяжения и кручения, не должны превышать допустимые напряжения текучести материала пружины и определяются по формуле

$$s = \sqrt{s_u^2 + 4t_{кр}^2} \leq s_m$$

3. Расчет прочности соединения пружины с осевыми и крутильными свойствами с помощью выступов и впадин на концах пружины и переходников выполняем при условии деформации смятия контактных плоскостей. Для расчета такого соединения используем методику расчета шлицевого соединения. Формула для определения напряжений смятия имеет следующий вид [8]:

$$s_{см} = \frac{M_k}{j z h l r_{ср}},$$

где φ – коэффициент неравномерности нагрузки на выступы соединения;

z – число выступов;

h – высота поверхности контакта соединения выступов, м;

l – длина соединения контактных выступов пружины и переходности, м;

$r_{ср}$ – средний радиус пружины в месте соединения с переходником, м.

Величина напряжений смятия должна быть меньше, чем допустимое напряжение на смятие для материала переходности, который имеет показатели механических свойств более низкие, чем показатели материала пружины, то есть

$$s_{см} \leq \frac{[s_{см}]}{n},$$

где n – коэффициент запаса прочности.

Для бурения скважин в породах средней твердости лопастными долотами, алмазными и твердосплавными коронками ООО «Днепропетровский завод бурового оборудования» разработано амортизатор буровой колонны [11]. В качестве упругого элемента, воспринимающего крутильные вибрации, применен стальной канат; в качестве упругого элемента, воспринимающего осевые (продольные) вибрации, применена резиновая втулка.

На рис. 2 изображен амортизатор с канатным упругим элементом.

Амортизатор [11] состоит из следующих деталей: верхнего переходника 1, который соединяется с помощью резьбы с корпусом 2, в центральном отверстии которого размещен винт 3, который может свободно перемещаться относительно корпуса, на резьбе винта размещена гайка 4, которая опирается на верхний торец корпуса. Между верхним торцом винта 3 и диском 5 размещены два конца упругого элемента в виде металлического каната 6, которые зажаты винтами 7. Корпус 2 соединен с каркасом 8 с помощью выступов 9 и 10 с возможностью осевого и вращательного перемещений одного относительно другого. К каркасу с помощью резьбы присоединен нижний переходник 11, который имеет резьбу 12 для соединения амортизатора с буровым долотом. Нижний переходник имеет горизонтальный 13 и вертикальные 14 каналы, в которых с зазором размещен упругий элемент 6; две струны упругого элемента после выхода из каналов и переплетены в ребрах 15 и окнах 16 в каркасе 8 и навинчены в окнах и ребрах каркаса с направлением винтовой линии, противоположным направлению вращения бурового снаряда и амортизатора. В центральных каналах корпус 2 и нижний переходник 11 опираются на патрубок 17, нижний конец которого опирается на площадку в нижнем переходнике, а верхний конец опирается на торец втулки 18, которая нажимает на упругую втулку 19, которая размещена между втулкой 18 та корпусом 2.

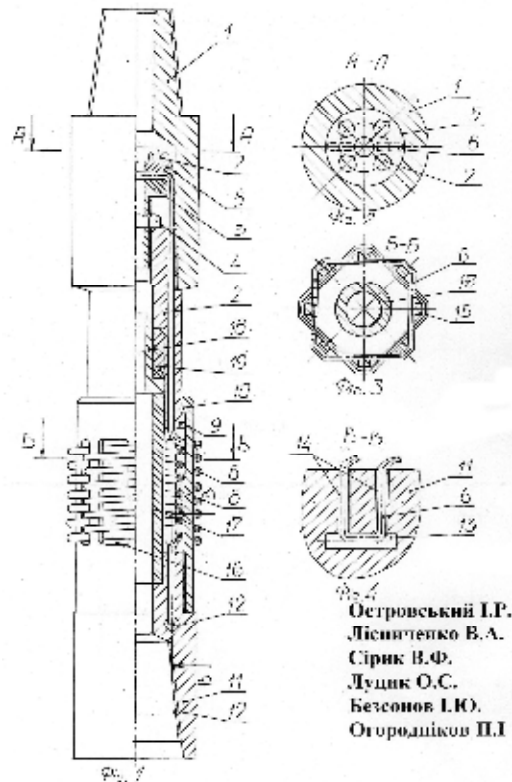


Рис. 2. Амортизатор бурильной колонны с канатным упругим элементом.

1 – верхний переходник; 2 – корпус; 3, 7 – винт; 4 – гайка; 5 – диск; 6 – канат; 8 – каркас; 9, 10 – выступы; 11 – нижний переходник; 12 – резьба; 13, 14 – каналы; 15 – ребра; 16 – окна; 17 – патрубок; 18, 19 – втулки.

Работа амортизатора осуществляется следующим образом. Осевая нагрузка от бурильных труб, которые соединяются с верхним переходником 1 с помощью резьбы, передается к нижнему переходнику через корпус 2, упругую втулку 19 и патрубок 17. При бурении скважины упругая втулка за счет упругости уменьшает амплитуду осевых вибраций, таким образом защищая бурильные трубы от осевых вибраций. Крутящий момент от верхнего переходника 1 передается к нижнему переходнику 11 через корпус 2, размещенные в нем струны каната 6 и каркас 10, в окнах 16, на ребрах 15 которого вплетены две струны каната 6 с чередованием их витков на ребрах 15, окнах 16. При бурении вращательный момент растягивает канат 6 и сжимает ребра 15, которые при изменении величины момента изменяют длину каната 6 и деформацию ребер 15, чем уменьшают влияние вращательных вибраций на бурильные трубы. Промывочная жидкость через центральные каналы в верхнем переходнике 1, винте 3, корпусе 2, втулке 18, патрубке 17 и нижнем переходнике 11 от бурильных труб нагнетается к буровому долоту, которое присоединяют к нижнему переходнику через резьбу 12.

Применение скважинного амортизатора при роторном и турбинном бурении скважин в твердых горных породах шарошечными, алмазными и другими буровыми долотами приводит к снижению амплитуды осевых и радиальных вибраций в 2–5 раза и к стабилизации нагрузок на буровое долото. Отсутствие шлицевого соединения или кулачковых муфт упрощает конструкцию амортизатора, за счет чего рабочий ресурс амортизатора возрастает в 4–5 раз. Выполнение демпфирующего элемента в виде упругого каната, который нажимает на упругие ребра каркаса, способствует значительному снижению амплитуды крутильных вибраций по сравнению с амортизацией, которая передает крутильные нагрузки через металлические детали. За счет уменьшения амплитуды вибраций уменьшается износ зубцов и под-

шипников бурового долота, средняя скорость бурения увеличивается в 1,5–2,5 раза. За счет улучшения технических показателей бурения уменьшается себестоимость бурения 1 м скважины на 20–30 %.

Література

1. Саврей С. Я. Результаты промышленных испытаний амортизатора АЗЭ-190,5-4-146 // НТС «Бурение». – 1982. № 4. – С. 25–26.
2. Тимофеев Н. С., Ворожбитов М. И. и Дранкер Т. И. Особенности работы турбобуров в компоновке с амортизатором. // НТС «Бурение» – 1971. – № 10. – С. 12–13
3. Габдрахимов М. С., Галеев А. С., Султанов Б. З., Лягов А. В., Рамазанов Г. С.. Бурение скважин с использованием наддолотных многоступенчатых виброгасителей // Нефтяное хозяйство. – 1990. – № 4. – С. 24–25.
4. Александров Е. В., Кирия Т. А., Хмудашвили П. И. Компенсатор вибраций бурильного инструмента//Нефтяное хозяйство. – 1965. № 5. - С. 12–13.
5. Маслеников И. К., Матвеев Г. И. Инструмент для бурения скважин. – М.: Недра, 1981. – 335 с.
6. Каталог геологоразведочного оборудования, разработанного геологическими организациями СССР. – М.: ВИЭМС, 1989. – 185 с.
7. Каталог геологоразведочного оборудования, разработанного производственными организациями РСФСР, Ч. 1. – М.: ВИЭМС, 1988. – 167 с.
8. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник.–Т. 2./ Под ред. Н. С. Ачеркана // М.: Машиностроение, 1968. – 408 с.
9. Патент України № 18404 «Свердловинний амортизатор» / Островський І. Р., Лісниченко В. А., Сірик В. Ф., Луцик О. С., Безсонов І. Ю., Ярош Д. І. // Бюл. № 11, 2006.
10. Патент України № 18799 «Свердловинний амортизатор» / Островський І. Р., Лісниченко В. А., Симоненко С. Г., Сірик В. Ф., Луцик О. С., Безсонов І. Ю., Ярош Д. І. // Бюл. № 11, 2006.
11. Заявка на патент України № u 2007 03986 / Островський І. Р., Лісниченко В. А., Сірик В. Ф., Луцик О. С., Безсонов І. Ю., Огородніков П. І.

Поступила 24.05.07.