

Вибрационные нагрузки и надежность расширения бокового ствола

Арсений Дронов, Андрей Саломатин

Зарезка боковых стволов широко применяется при строительстве новых скважин, интенсификации добычи старого скважинного фонда, а также при проведении ремонтно-изоляционных работ. В последнее время существенно возросла потребность проводки участков боковых стволов большего, чем у основного ствола скважины, диаметра. Для таких скважинных операций используются раздвижные расширители и фрезеры. Проведенный авторами анализ осложнений при использовании указанного бурового инструмента показал, что причины самопроизвольного отворота раздвижных расширителей и фрез на сегодняшний день не выявлены. В работе представлены результаты исследований по влиянию вибрационных нагрузок на самопроизвольный отворот элементов инструмента для различных типов горных пород и компоновок низа буровой колонны.

Ключевые слова: бурение, боковой ствол, фреза, расширитель, резьбовое соединение, вибрация.

В настоящее время проблеме надежности работы бурового оборудования для зарезки боковых стволов (БС) уделяется достаточно много внимания, и это находит отражение в улучшении эксплуатационно-технических характеристик представленных на рынке решений [1]. По данным промысловой статистики компании БУРИНТЕХ за последние 8 лет количество операций расширения и фрезерования раздвижным инструментом увеличилось на 314%. Несмотря на значительный прирост числа операций, аварийность инструмента в процентном соотношении удается постоянно снижать. Это в первую очередь обусловлено анализом накопленных результатов промысловых отработок и применением на их основании новых решений, а также оптимизации режимов эксплуатации.

Осложнения при бурении боковых стволов

Исходя из условий работы и анализа опыта отработки оборудования данных типов, можно выделить основные аварийные ситуации, связанные с работой инструмента. Для расширителей и фрезеров раздвижных, в зависимости от условий эксплуатации, существует ряд характерных осложнений, при этом общими для всех типов инструмента являются следующие [2]:

- слом рабочих лопастей;
- срез элементов, фиксирующих рабочие лопасти;
- отворот элементов, фиксирующих рабочие лопасти;
- отказ механизма выдвижения рабочих лопастей;
- отворот оборудования, установленного ниже корпуса расширителя или фрезера раздвижного;
- размыв корпусных деталей.

В представленном перечне, проблеме самопроизвольного отворота нижнего центризатора было

Арсений Дронов — инженер-конструктор 3-й категории компании ООО НПП «БУРИНТЕХ», г. Уфа, аспирант кафедры технологических машин и оборудования УГНТУ.

Андрей Саломатин — главный конструктор БУРИНТЕХ.

SIDETRACKING ANALYSIS OF THE EFFECT OF VIBRATIONS ON THE RELIABLE FUNCTIONING OF MILLING CUTTERS AND UNDER-REAMERS

Side-tracking is used extensively in the construction of new wells, in enhanced oil recovery from old wells and during remedial cementing. Recently, the need for sidetrack well sections with a larger diameter than the main wells has increased considerably. Under-reamers and milling cutters are used for these operations. Analysis by the authors of complications arising when using this type of instrument has demonstrated that the reasons for the spontaneous rotation of under-reamers and milling cutters have not been ascertained as of today. The work presents the results of studies of the impact of vibrational load on the spontaneous rotation of elements of the instrument for various types of rock and bottom-hole assemblies.

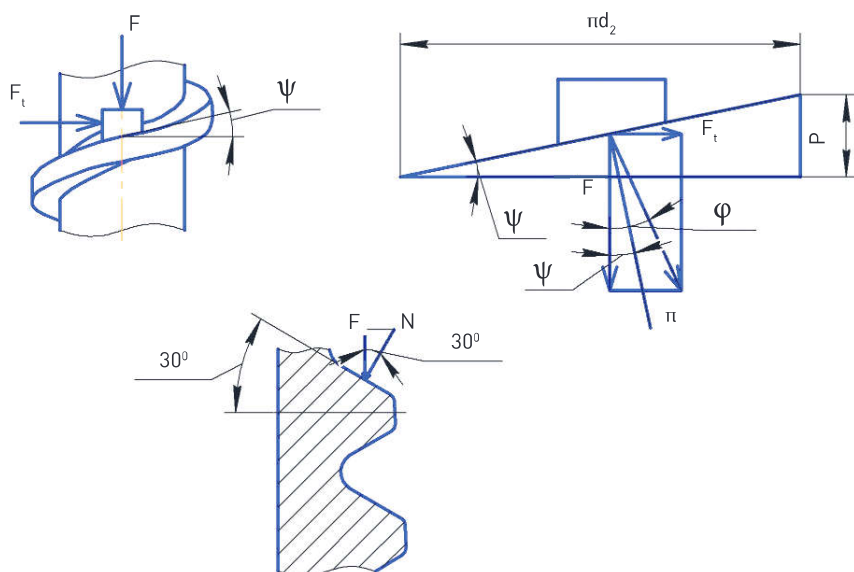
Key words: drilling, sidetrack, milling cutter, under-reamer, rotary connection, vibration.

Arseny Dronov, Andrei Salomatin

уделено заметно меньше внимания в отечественной и зарубежной литературе. Компании, занимающиеся производством оборудования данного типа, решают проблему по-разному. Однако основные причины отворота элементов оборудования не выявлены. К тому же способы фиксации резьбового соединения элементов, не отличаются таким разнообразием как разнообразие конструкций

Рисунок 1

Силы взаимодействия между ниппелем и муфтой в резьбовом соединении



F_t – движущая окружная сила; F – осевая сила на винте; Ψ – угол подъема винтовой линии резьбы; φ – угол трения; d_2 – средний диаметр резьбы; P – шаг резьбы.

рабочих элементов и механизмов активации, более того, в некоторых случаях данная проблема не решается вовсе.

Математическая формализация влияния вибрации

В статье рассматривается функционирование раздвижных фрезера и расширителя с точки зрения воздействия на них вибраций, возникающих в процессе бурения. На основании этого анализируется влияние вибрационных нагрузок на самопроизвольный отворот элементов инструмента.

Геометрические характеристики резьбы и силы, действующие в резьбовом соединении, представлены на рисунке 1.

Определим силы, препятствующие отвороту резьбового соединения. Согласно [3] моменты, необходимые для отворота/заворота резьбового соединения, можно представить в виде:

$$T_{\text{отв}} = F \frac{d_2}{2} \left[\tan(\varphi - \psi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right], \quad (1)$$

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[\tan(\psi + \varphi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right], \quad (2)$$

где: $T_{\text{отв}}$, $T_{\text{зав}}$ – моменты, необходимые для отворота/заворота резьбового соединения;

f_T – коэффициент трения на торце резьбы;

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр кольца контакта торцов ниппеля и муфты;

d_2 – средний диаметр резьбы.

Как известно, затяжка резьбового соединения производится согласно ГОСТ 28487-90; на основании этого можно определить усилие от предварительной затяжки, действующее в резьбе:

$$F = \frac{2T_{\text{зав}}}{d_2 \left[\tan(\psi + \varphi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right]} \quad (3)$$

Аналогичное усилие в соединении действует и при отвороте резьбового соединения. Основываясь на данном суждении момент отворота равен:

$$T_{\text{отв}} = T_{\text{зав}} \frac{\left[\tan(\varphi - \psi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right]}{\left[\tan(\psi + \varphi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right]} \quad (4)$$

Как видно, основными факторами, влияющими на усилие, необходимое для отворота резьбового соединения, являются момент предварительной затяжки и сила трения в витках и на торце резьбы. Момент предварительной затяжки для резьб, используемых в рассматриваемом инструменте, должен контролироваться и находиться в пределах, указанных в ГОСТ 28487-90. Очевидно, что снижение момента отворота соединения напрямую связано с изменением силы трения в витках резьбы и на торце.

В работе [4] рассматривается влияние вибрации на коэффициент трения и показывается, что основной причиной снижения коэффициента трения являются продольные вибрации. Условие отсутствия проскальзывания тела, согласно [4] и формул (3), (4), представляется в виде:

$$\frac{2T_{\text{зав}} \left[\tan(\varphi - \psi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right]}{d_2 \left[\tan(\psi + \varphi) + f_T \frac{d_{\text{ср}}}{d_2} \right]} > m A \omega^2, \quad (5)$$

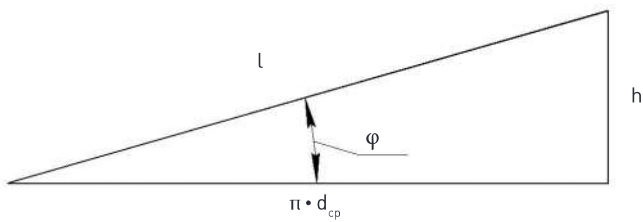
где: m – масса центриатора; A – амплитуда колебаний; ω – частота колебаний.

Для понимания и оценки значимости влияния вибрации необходимо проанализировать процессы фрезерования и расширения.

Фрезерование обсадной колонны

Вибрации в процессе работы раздвижным фрезером возникают из-за процесса фрезерования металла, при контакте резец–металл, а также невозможности обеспечения «идеальной» центрации в обсадной колонне. Для анализа процесса самопроизвольного отворота резьбового соединения наиболее важны

Рисунок 2
Развертка винтовой линии движения лопасти фрезера



l – длина винтовой линии; h – глубина фрезерования за один оборот; $d_{ср}$ – средний диаметр обсадной колонны; φ – угол подъема винтовой линии

продольные вибрации [4], возникающие в основном во время разрушения обсадной колонны режущими лопастями. По данным промышленной статистики получены средние значения начальной длины снятого слоя металла самой распространенной обсадной колонны диаметром 168 мм с толщиной стенки 8,9 мм. Так как «скачок» в осевом направлении наиболее вероятен в момент окончания снятия слоя металла за один рез, можно с определенными допущениями получить величину частоты вибраций.

Для такого расчета необходимо значение длины винтовой линии движения лопасти фрезера по среднему диаметру кольцевого сечения обсадной колонны (рис. 2)

Как известно, длина винтовой линии l равна:

$$l = \frac{\pi \times d_{ср}}{\cos \varphi} \tag{6}$$

Для определения глубины фрезерования за один оборот необходимо обратиться к промышленной статистике. С учетом среднего значения начальной длины снятого слоя металла число скачков n для фрезера за один оборот фрезера можно определить по зависимости:

$$n = \frac{l}{S_0} \tag{7}$$

Частота вибраций ω , при условии частоты вращения фрезера 80 об/мин, рассчитывается по формуле:

$$\omega = \frac{3n \times 80}{60} \tag{8}$$

Таблица 1
Результаты расчетов моментов отворота компоновки фрезера

Масса центрирующего элемента, кг	Момент затяжки, Н×м	Момент отворота, по формуле (3) Н×м	Снижение усилия в соединении, Н	Снижение усилия в соединении, %
30	8000	6915,5	720,8	0,4
100	8000	6915,5	2402,7	1,3

Как показала практика, средняя величина длины слоя срезаемого металла, при соблюдении рекомендуемых режимов фрезерования для обсадной колонны диаметром 168 мм группы прочности Д находится в интервале 19-31 мм. С учетом коэффициента усадки [5] средняя начальная длина снятого слоя металла для заданных условий равна 13,3 мм. Подставив все требуемые данные и проведя расчет, получим значение частоты вибраций, равное 155 Гц.

Амплитуда осевых вибраций раздвижного фрезера с определенными допущениями равна глубине фрезерования. Как показала практика, при осевой нагрузке на инструмент, равной 1,5 т, толщина стружки колонны диаметром 168 мм и толщиной стенки 8,9 мм в среднем составляет 1,5-2,2 мм. С учетом коэффициента усадки средняя глубина фрезерования равна 1 мм.

Подставляя полученные значения частоты и амплитуды вибрации в формулу (5), можно оценить значение вибрационных нагрузок на снижение момента, требуемого для отворота. Результаты расчета теоретического значения момента отворота для резьбы 3-86 ГОСТ 28487-90 и снижения силы трения под действием вибрации представлены в таблице 1.

Согласно расчетам, снижение силы трения для стандартной компоновки фрезера составляет 0,4%. В случае применения дополнительных удлиняющих элементов для обеспечения лучшей центриции инструмента такое снижение достигает 1,3%.

Расширение ранее пробуренной скважины

В работе [6] рассматривается вопрос вибронгруженности глубинного оборудования для бурения скважин. В ней получена следующая формула для определения зависимости времени отскока долота от угловой скорости вращения Ω нижней части вибронгруженной бурильной колонны:

$$T = \frac{2ch \frac{aJ}{\sigma^2} \Omega_0}{\Omega_0} \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^{2+k} b_k}{\lambda_k^2 \left(\frac{J^2 a^2}{\sigma^4} + b_k^2 \right)} \tag{9}$$

где: J – момент инерции вращающегося вала забойного двигателя, a – постоянная сила, действующая на систему, σ – степень неровности профиля забоя, $b = f1(\Omega)$, $\lambda = f2(J)$.

С ПРОФЕССИОНАЛАМИ — НА ОДНОМ ЯЗЫКЕ

OIL & GAS JOURNAL®

RUSSIA



ПОДПИШИСЬ В ОДИН КЛИК!



Оплатить подписку вы можете на сайте www.ogjruussia.com любым удобным способом

QIWI Кошелек 
Карта Visa 
Карта MasterCard 
Карта American Express 

Карта JCB 
Карта Diners Club 
WebMoney 



117246, Москва, Научный проезд, 19
тел.: +7 (495) 228 34-74 / 75
факс: +7 (495) 228 34-77
www.ogjruussia.com

Таблица 2
Результаты расчетов моментов отворота расширителей

Категория твердости горной породы	Момент затяжки, Н×м	Момент отворота, по формуле (3) Н×м	Снижение усилия в соединении, Н	Снижение усилия в соединении, %
2-4	8000	6915,5	6504,4	3,6
7-9	8000	6915,5	66667,3	36,8

По зависимости (9) проведены расчеты для долота и для долота с амортизатором при работе с турбобуром. Представленное выражение подходит и для расчета вибронгруженности при работе раздвижным расширителем. Однако при этом необходимо заменить некоторые данные. Массу расширителя возьмем равной 150 кг, частоту вращения расширителя 60-80 об/мин, момент инерции долота заменим на момент инерции расширителя (вычисления по формуле так же, как и в [6], выполнено с помощью программы MathCAD 2000).

В результате при средней скорости вращения расширителя, равной 70 об/мин, время отскока в твердых породах составляет 0,0015 с, а для мягких пород — 0,0062 с.

Амплитуда вибрации при бурении — величина, зависящая от множества факторов, в среднем, согласно [7-9], ее значение составляет от 2 до 35 мм, однако, учитывая специфику работы раздвижного расширителя, его габариты и массу, а также то обстоятельство, что расширение ведется в пластах, предварительно пробуренных долотом меньшего диаметра, для расчетов целесообразно задать амплитуду колебания 3 мм — для твердых пород и 5 мм — для мягких. Выбор небольшой величины амплитуды обоснован еще и тем, что расчет ведется для оценки минимального воздействия вибрации, так как необходимо показать, что даже такое воздействие значительно. На основании полученных данных частоты вибрации и принятого допущения об амплитуде вибрации можно провести анализ снижения величины момента отворота резьбового соединения в процессе работы. Результаты расчета теоретического значения момента отворота для резьбы 3-86 ГОСТ 28487-90 и снижения силы трения под действием вибрации представлены в таблице 2.

Результаты расчета показали, что снижение силы трения в резьбовом соединении во время работы расширителя в мягких породах составляет менее 3,6%, в твердых породах — 36,8%.

Выводы

На основании произведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- вибрационные нагрузки снижают величину силы трения в резьбовом соединении, и, следовательно,

но, момента, необходимого для отворота резьбового соединения;

- снижение силы трения в резьбовом соединении раздвижного фрезера даже в компоновке с удлиненным центратором незначительно. Более того, с учетом определенного поправочного критерия, учитывающего работу по цементному камню, необходимы значительные инерционные нагрузки для создания момента, необходимого для отворота соединения;
- снижение силы трения в резьбовом соединении раздвижного расширителя даже для минимального значения высоты отскока (амплитуды) значительно, особенно при работе в породах средней твердости и твердых породах. Расчеты показали, что при увеличении амплитуды колебания инструмента выше минимальных значений достаточно небольшого возмущающего момента инерции для самопроизвольного отворота центратора. 🔥

Литература

1. Каталог компании ООО НПП БУРИНТЕХ, 2014. – 90 с.
2. Ишбаев Г.Г., Ташбулатов Р.Ф., Алексеев Л.А., Саломатин А.А., Алексеев Д.Л. Вспомогательный инструмент для бурения и ремонта скважин: Учебное пособие. – Уфа: ООО Издательство «Нефтегазовое дело», 2007. – 138 с.
3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М: Машиностроение, 1990. – 367 с.
4. Блехман И.И., Блехман Л.И., Васильков В.Б., Иванов К.С., Якимова К.С. Об износе оборудования в условиях вибрации и ударных нагрузок. // Вестник научно-технического развития, 2012. – №11
5. Котельников В.И., Краснов А.О., Кожемякин В.П., Миронов А.А. Экспериментальная проверка эффективности метода термодинамической обработки на строгальном станке // Труды НГТУ, 2012. – №3
6. Имаева Э.Ш. Вибронгруженность глубинного оборудования при бурении скважин // Нефтегазовое дело, 2002. – №2
7. Козловский Е.А. Кибернетика в бурении, 1982, 304 с.
8. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны, 1990, 264 с.
9. Калинин А.Г. Технология бурения разведочных скважин на жидкие и газообразные полезные ископаемые. 1988, 376 с.