ГАЗОВАЯ промышленность

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ, ИЗДАЕТСЯ С 1956 г., ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ РЕЦЕНЗИРУЕМЫХ НАУЧНЫХ ИЗДАНИЙ ВАК

Nº 1





- 20 МОДЕЛЬ И АЛГОРИТМЫ ОПТИМИЗАЦИИ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ СТАНЦИЙ КАТОДНОЙ ЗАЩИТЫ МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДОВ
- 26 ОЦЕНКА ПОЛОЖЕНИЯ ГАЗОНЕФТЯНОГО КОНТАКТА НА ОСНОВЕ ПРОМЫСЛОВО-ГЕОФИЗИЧЕСКИХ ДАННЫХ И ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЛАСТОВ АВ1-5 САМОТЛОРСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ
- 88 РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЙ



ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПАРТНЕР

ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ОТ РЕАКТИВНЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗАМКОВЫЕ РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ

УДК 622.24

В.В. Кульчицкий, д.т.н., АО «Научно-исследовательский и проектный центр газонефтяных технологий» (Москва, РФ), niibt@gubkin.ru

С.А. Ильичев, 000 «Газпромнефть-Оренбург» (Оренбург, РФ)

Я.С. Насери, к.т.н., АО «Научно-исследовательский и проектный центр газонефтяных технологий», naseri.y@gubkin.ru

М.Д. Демин, ФГАОУ ВО «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина» (Москва, РФ), mihail.d.dyomin@yandex.ru

При бурении скважин важно оперативно получать актуальную информацию о состоянии бурильного инструмента. В последнее время для определения распределения напряжений по всему телу сложных инженерных конструкций (например, бурильного инструмента) часто используют трехмерное моделирование методом конечных элементов, что позволяет получить необходимую информацию с достаточной степенью точности без проведения лабораторных испытаний. Однако создание адекватной трехмерной модели сложной конструкции требует существенных временных затрат. В настоящей работе представлен метод, позволяющий значительно упростить расчеты, и в качестве иллюстрации описано влияние крутящего момента на распределение напряжения в замковом резьбовом соединении. Для расчета действия крутящего момента предложена двухмерная модель реактивных сил на упорных торцах замкового резьбового соединения при кручении. Определен коэффициент пропорциональности закручивания ниппеля в муфту, отражающий конструктивные и металлургические характеристики инструмента.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: МОДЕЛИРОВАНИЕ, БУРИЛЬНЫЙ ИНСТРУМЕНТ, УСТАЛОСТНАЯ ПРОЧНОСТЬ, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, ЗАМКОВОЕ РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

В последнее десятилетие длина ствола скважин становится больше за счет отдаления забоя и увеличения количества горизонтальных стволов при постоянной средней глубине по вертикали. Бурение горизонтальных скважин превысило 40 % от всего объема эксплуатационного бурения за 2017 г., и прирост составил 2,3 млн м – 79 % от суммарного прироста объемов работ. Средняя длина законченных строительством горизонтальных скважин – 3546 м. наклонно направленных скважин – 2727 м. С 2010 г. также наблюдается тенденция увеличения длины горизонтальных участков скважин (см. табл.). Через 5–7 лет средняя длина горизонтальной скважины достигнет 4500 м, что потребует перехода на буровые установки большей грузоподъемности и существенно увеличит число и уровень нагрузок, испытываемых бурильной колонной.

Высокопроизводительные долота PDC (polycrystalline diamond bits) в сочетании с современным геонавигационным оборудованием, эффективными буровыми растворами и технологиями очистки ствола скважины от шлама кратно увеличивают метраж проходки на долото и время пребывания бурильного инструмента в скважине без визуального контроля его состояния. Технологические подъемы долота в башмак колонны приводят к снижению количества спуско-подъемных операций до минимума (одной). В этих условиях очень востребован цифровой двойник бурильного инструмента (БИ), позволяющий при помощи адаптивной системы контролировать его состояние и управлять режимом эксплуатации наиболее аварийно опасных элементов – замковых резьбовых соединений (ЗРС).

В АО «Научно-исследовательский и проектный центр газонефтяных технологий» разработана система мониторинга усталостной прочности ЗРС БИ [2, 3]. Применение этой системы целесообразно во время эксплуатации БИ со скачками крутящего момента и осевых нагрузок, возникающими в результате взаимодействия горных пород и породоразрушающего инструмента, а также в процессе освобождения прихваченного БИ в наклонно направленных и горизонтальных скважинах с изгибающими нагрузками, которые сопровождаются повреждающими V.V. Kul'chitskiy, PhD in engineering, Research and Design Center for Gas and Oil Technologies (Moscow, the Russian Federation), niibt@gubkin.ru

S.A. Il'ichev, Gazpromneft-Orenburg LLC (Orenburg, the Russian Federation)

Ya.S. Naseri, PhD in engineering, Research and Design Center for Gas and Oil Technologies, naseri.y@gubkin.ru

M.D. Dyomin, National University of Oil and Gas «Gubkin University» (Moscow, the Russian Federation), mihail.d.dyomin@yandex.ru

Study of the relationship between the torque and the reactive forces acting on threaded tool joints of drill pipes

Real-time information on the drilling tool condition is vital in drilling oil and gas wells. These days, three-dimensional finite element method modeling is widely used to determine the stress distribution over the complex engineering structures, such as drilling tools. This ensures a sufficient accuracy of data obtained without laboratory testing. However, creating an adequate three-dimensional model of a complex structure is quite time-consuming. The study presents a technique that will considerably simplify the calculations. This technique is illustrated by the torque impact on stress distribution in a threaded tool joint. The impact of torque is proposed to be calculated using a two-dimensional model of reactive forces on the shoulders of a threaded tool joint under torsion. The proportionality coefficients of making up the pin in the box are determined to reflect the structural and metallurgical properties of a tool.

KEYWORDS: MODELING, DRILLING TOOL, FATIGUE FACTOR, TORQUE, THREADED TOOL JOINT, FINITE ELEMENT METHOD.

пластическими деформациями в зонах концентрации напряжения. В разработанной системе технологические параметры режима бурения преобразуются в напряжения в ЗРС методом конечных элементов (МКЭ). Достоинства МКЭ – это точность расчетов и возможность заменить лабораторные исследования численным моделированием; его недостатки – трудоемкость и значительные затраты времени (десятки часов) на обработку трехмерной модели сложной конструкции (такой как ЗРС).

МЕТОД РАСЧЕТА

В настоящей работе предложен метод, позволяющий упростить расчеты и уменьшить затрачиваемое на них время, что важно, поскольку при бурении скважин возможность оперативного анализа актуальных данных о состоянии БИ имеет большое значение. Используемые формулы выведены на основе обобщения известных и апробированных соотношений [4–7]. Приняты следующие упрощающие расчеты допущения:

 осесимметричная геометрия ЗРС (для моделирования спиральной формы витков резьбы учитывается деформация и продвижение за счет кручения);

 замена описываемого в трехмерном пространстве крутящего момента двумя реактивными силами в упорных торцах ЗРС.

В целях исследования воздействующих осевых и крутильных нагрузок на первые витки ниппеля и последние витки муфты со стороны упорного торца получено уравнение для вычисления напряжения на основе соотношений [5–7]:

$$T_{y} = \frac{Y_{m} \cdot A}{12} \cdot \left[\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_{t}}{\cos \phi} \cdot f + R_{s} \cdot f \right], \tag{1}$$

Динамика роста длины горизонтальных скважин [1] Dynamics of horizontal well elongation [1]

Год Year	Средняя длина горизонтального участка, м Average length of horizontal section, m	Средняя длина горизонтальной скважины, м Average length of horizontal well, m
2010	300	_
2017	750	3546
2023 (прогноз) (forecast)	1300	4096
2030 (прогноз) (forecast)	1500–1700	4296-4496

где T_y – крутящий момент, вызывающий превышение предела текучести; Y_m – минимальное значение предела текучести материала; A – наименьшая площадь поперечного сечения ниппеля или муфты; P – шаг резьбы; f – коэффициент трения; R_t – средний радиус резьбы; R_s – средний радиус торцов; ϕ – половина угла резьбы. Формула (1) состоит из трех частей. Первое слагаемое в квадратных скобках описывает деформацию ЗРС во время кручения, т.е. соответствует величине вхождения ниппеля в муфту за один оборот; второе – трение между витками резьбы в резьбовой части; третье – трение между торцами ниппеля и муфты.

Совместное действие сил кручения и растяжения на ЗРС

Для определения рабочей зоны бурильного инструмента строится график совместного действия сил кручения и растяжения для всех типов ЗРС





Рис. 2. Действие крутящего момента в трехмерной модели Fig. 2. Torque impact in three-dimensional model



Рис. 1. График совместного действия кручения и растяжения на примере резьбового соединения «3–117»

Fig. 1. Diagram for joint torsion and tension exemplified by Z-117 threaded joint

Рис. 3. Реактивные силы на плоской модели Fig. 3. Reactive forces on flat model

(рис. 1). Формулы (2–6) описывают состояние ЗРС в зависимости от сочетания приложенных нагрузок [6, 7]. Точка *P*₁ соответствует осевой нагрузке, при которой начинаются пластические деформации ниппеля:

$$P_{1} = A_{H} \left[\frac{Y_{m}}{1,1} \right], \tag{2}$$

в точке Т₁ – пластические деформации муфты:

$$T_{1} = A_{M} \cdot \left[\frac{Y_{m}}{13,2} \right] \cdot \left[\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_{t}}{\cos \phi} \cdot f + R_{s} \cdot f \right],$$
(3)

где A_{μ} и A_{μ} – наименьшая площадь поперечного сечения ниппеля и муфты соответственно. Величина момента кручения в T_2 достаточна для пластических деформаций ниппеля. Эта точка может лежать как правее, так и левее точки T_1 в зависимости от соотношения внутреннего и наружного диаметров ниппеля и муфты. Она рассчитывается по формуле:

$$T_{2} = A_{p} \cdot \left[\frac{Y_{m}}{13,2}\right] \cdot \left[\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_{t}}{\cos \phi} \cdot f + R_{s} \cdot f\right].$$
(4)

Точки *T*₃ и *T*₄ отвечают за поведение ЗРС при совместной нагрузке при кручении и растяжении:

$$T_{3} = A_{p} \cdot \left[\frac{Y_{m}}{13,2}\right] \cdot \left[\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_{t}}{\cos \phi} \cdot f\right],$$
(5)

$$T_{4} = \left[\frac{A_{p} \cdot A_{b}}{A_{p} + A_{b}}\right] \cdot \left[\frac{Y_{m}}{13,2}\right] \cdot \left[\frac{P}{2 \cdot \pi} + \frac{R_{t}}{\cos \phi} \cdot f + R_{s} \cdot f\right].$$
(6)

Линия $T_2 - T_4 -$ это граница, выше которой совместная нагрузка кручения и растяжения вызывает пластические деформации ниппеля и муфты. В работах [6, 7] отмечено, что эта линия лучше, чем $T_2 - T_4$, отражает

пластические деформации и поведение ЗРС в условиях реальной работы [5]. Линия О-Т₄ соответствует величине совместной нагрузки, при которой происходит рассоединение торцов ниппеля и муфты. Для безопасной работы ЗРС нагрузка должна находиться в рабочей зоне диаграммы.

Моделирование нагрузок

Для моделирования нагрузок использовано программное обеспечение ANSYS, в котором применяется МКЭ для расчетов. Рассматриваемое тело со сложной геометрией разбивается на множество простых фрагментов, например на кубы. Далее задается нагрузка на эти фрагменты и путем решения системы дифференциальных уравнений определяются их деформация и напряжения, которые передаются соседним простым телам. Таким образом строится полная модель сложного объекта.

Моделирование крутящего момента

На рис. 2 представлено действие крутящего момента в трехмерной модели, что наглядно подтверждает сложность расчетов. На практике расчеты ограничены мощностью вычислительной техники, поэтому в [2] предложено использовать двухмерную модель.

Для того чтобы двухмерная модель корректно описывала процесс, принимаются следующие допущения:

 крутящий момент раскладывается на две реактивные силы, сжимающие упорные торцы ЗРС (рис. 3);

 для определения величины крутящего момента этими силами моделируется осевая деформация в зоне упорных торцов ЗРС.

При закручивании ниппеля в муфту на один оборот ниппель входит в нее на длину, равную одному шагу резьбы. В двухмерной модели вместо крутящего момента действуют две реактивные силы, которые



Рис. 4. График зависимости крутящего момента от реактивных сил на примере резьбового соединения «3-117» Fig. 4. Torque – reactive forces dependence diagram exemplified by Z-117 threaded joint

создают деформации в месте упорных торцов. Измеряя эту деформацию и зная реактивные силы, можно рассчитать общий крутящий момент M_{total} , приложенный к ЗРС:

$$M_{total} = F_{p} \cdot \left[\frac{\pi \cdot \alpha \cdot G \cdot D^{4}}{16 \cdot P \cdot I} \cdot \left(1 - \frac{d^{4}}{D^{4}} \right) + \left(\frac{R_{t} \cdot f}{\cos \phi} \right) + R_{s} \cdot f \right], \tag{7}$$

где F_{ρ} – реактивная сила в торцах ЗРС; α – рассчитанный коэффициент; G – модуль сдвига; I – длина резьбы; d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр.

Выражение в квадратных скобках (7) представляет собой коэффициент пропорциональности *K*, отражающий конструктивные и металлургические характеристики ниппеля и муфты. Он определяется графически для каждого ЗРС (рис. 4). Тип смазки влияет на коэффициент трения и значение К в целом. Технологические параметры режима бурения, в частности осевая нагрузка и реактивные силы, имеют одинаковые направления и располагаются на одной плоскости.

Следует отметить, что приведенные расчеты выполнены для нового изделия без механического износа на витках резьбы. Для более точных построений необходимо учитывать конструкцию ЗРС, провести пересчет и определить коэффициент К при разных уровнях износа.

В 2019 г. в АО «Научно-исследовательский и проектный центр газонефтяных технологий» приступили к опытно-промышленным испытаниям адаптивной системы управления мониторинга усталостной прочности ЗРС БИ на буровых объектах ОАО «Славнефть-Мегионнефтегаз» и ООО «Газпромнефть-Оренбург», где планируется исследовать влияние уровня износа на величину коэффициента *К*.

выводы

Разработан экспресс-метод расчета характеристик ЗРС и получены аналитические формулы, позволяющие сократить время, необходимое на трехмерное моделирование с использованием МКЭ.

Предложена двухмерная модель для исследования реактивных сил на упорных торцах ЗРС при кручении, упрощающая расчет крутящего момента.

Определен коэффициент К закручивания ниппеля в муфту ЗРС «3–117», отражающий конструктивные и металлургические характеристики. ■

ЛИТЕРАТУРА

- ROGTEC. RPI: Динамика рынка бурения в 2017 г. внушает оптимизм [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://rogtecmagazine.com/rpi-%D0 %B4%D0%B8%D0%BD%D0%B0%D0%BC%D0%B8%D0%BA%D0%B0-%D1%80%D1%8B%D0%BD%D0%BA%D0%B0-%D0%B1%D1%83%D1%83%D1%88%D0%B0/ %B5%D0%BD%D0%B8%D1%8F-%D0%B2-2017-%D0%B3%D0%BE%D0%B4%D1%83-%D0%B2%D0%BD%D1%83%D1%88%D0%B0/?lang=ru (дата обращения: 15.12.2019).
- Насери Я.С. Разработка технологических решений предупреждения аварий при бурении скважин моделированием резьбовых соединений бурильного инструмента: автореф. дис. ... к.т.н. М.: 2019.
- Кульчицкий В.В., Насери Я.С. Моделирование разрушения конструкции компоновки низа бурильной колонны // Газовая промышленность. 2016. № 3 (735). С. 81–84.
- ANSI/API. Specification 7-2 (formerly in spec 7) first edition, June 2008. Specification for threading and gauging of rotary shouldered thread connections [Электронный ресурс]. Режим доступа: ограниченный.
- 5. Bureau Veritas Company. Standard DS-1. Drill stem design and operation [Электронный ресурс]. Режим доступа: ограниченный.
- 6. Барышников А.И. Повышение прочности и долговечности замковых резьбовых соединений бурильной колонны: дис. ... д.т.н. М.: 1998.
- 7. Барышников А.И. Работоспособность резьбовых соединений бурильной колонны при циклическом нагружении: дис. ... к.т.н. М.: 1984.

REFERENCES

- ROGTEC. RPI: Dynamics of the 2017 drilling market is encouraging. Available from: https://rogtecmagazine.com/rpi-%D0%B4%D0%B8%D0%BD%D0% B0%D0%BC%D0%B8%D0%BA%D0%B0-%D1%80%D1%8B%D0%BD%D0%BA%D0%B0-%D0%B1%D1%83%D1%80%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D1%8F-%D0%B2-2017-%D0%B3%D0%BE%D0%B4%D1%83-%D0%B2%D0%BD%D1%83%D1%88%D0%B0/?lang=ru [Accessed: 15th December 2019]. (In Russian)
- (2) Naseri YaS. Development of technological solutions for accident prevention during well drilling, by modeling tool joints for drilling tools. PhD thesis. National University of Oil and Gas «Gubkin University»; 2019. (In Russian)
- (3) Kul'chitskiy VV, Naseri YaS. Bottomhole assembly collapse model. *Gas Industry = Gazovaya promyshlennost'*. 2016; 735(3): 81–84. (In Russian)
- (4) ANSI/API. Specification 7-2 (formerly in spec 7) first edition, June 2008. Specification for threading and gauging of rotary shouldered thread connections. [Access restricted].
- (5) Bureau Veritas Company. Standard DS-1. Drill stem design and operation. [Access restricted].
- (6) Baryshnikov AI. Improvement of strength and durability of threaded tool joints of a drill string. PhD thesis. Russian Federation State Research Center JSC «Research and Production Association «CNIITMASH»; 1998. (In Russian)
- (7) Baryshnikov AI. Serviceability of threaded joints of a drill string in cyclic tests. PhD thesis. Russian Federation State Research Center JSC «Research and Production Association «CNIITMASH», 1984. (In Russian)