

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ И КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПО ЗУБКАМ ШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА

Пяльченков В.А.^{1,3}, Смолин Н.И.²

¹ФГБОУ ВПО «Тюменский Государственный нефтегазовый университет Минобрнауки России», Тюмень, Россия (625000, Тюмень, ул. Володарского, д. 38), e-mail: general@tsogu.ru

²ФГБОУ ВПО «ГАУ Северного Зауралья Минсельхоза России», Тюмень, Россия (625000, Тюмень, ул. Республики, д. 7)

³ФГКВОО ВПО «Тюменское высшее военно-инженерное командное училище (военный институт) имени маршала инженерных войск А.И. Прошлякова Минобороны России», Тюмень, Россия (625001, Тюмень, ул. Л. Толстого, д. 1)

Предложены методика и результаты измерения величины осевой нагрузки и крутящего момента, действующих на каждый зубок шарошечного долота с твердосплавным вооружением. Исследования проводились на специальном стенде. Установлено, что для долота П215,9К-ПВ наибольшая осевая нагрузка действует на зубки среднего венца. Осевая нагрузка, действующая на отдельные зубки, может достигать 50% от общей осевой нагрузки на долото. Приведены результаты измерения величин тангенциальных составляющих усилий, действующих на зубки, и времени контакта каждого зубка с забоем. Установлено, что в момент перехода зубка через вертикальное положение и осевая, и тангенциальная составляющие достигают своего максимального значения. Для исследуемых долот величины тангенциальных составляющих достаточно малы и составляют от 3 до 12% от осевых составляющих и не оказывают существенного влияния на работоспособность вооружения шарошек.

Ключевые слова: бурение, долото, шарошка, вооружение шарошки, опора, нагрузка

THE DISTRIBUTION OF AXIAL LOADING AND TORQUE ON THE TEETH OF ROLLER BIT

Pyalchenkov V. A.^{1,3}, Smolin N.I.²

¹FGBOU VPO «Tyumen State oil and gas University, Ministry of education and science of Russia», Tyumen, Russia, (625000, Tyumen, street Volodarskogo, 38), e-mail: general@tsogu.ru

²FGBOU VPO «HAU Northern Zauralye the Ministry of agriculture of Russia, Tyumen», Russia (625000, Tyumen, street Republic, 7)

³FGKVOU VPO «Tyumen Higher Military Engineering Command School (Military Institute) named after Marshal of Engineering Troops A.I. Proshlyakova Russian Defense Ministry», Tyumen, Russia (625001, Tyumen, street Tolstoy, 1)

The technique and results of measurement of the value of the axial load and torque acting on each tooth of a roller bit with carbide armament. The studies were conducted on a special stand. It has been established that the bit П215,9К-ПВ maximum axial load acts on the teeth of the middle crown. Axial load acting on the individual teeth may reach 50% of the total axial load on the bit. The results of the measurement of tangential components of forces acting on the teeth and the contact time between each clove with the bottom. It is established that at the moment of transition cloves through a vertical position and the axial and tangential components reach their maximum values. For the studied bits of the magnitude of the tangential components are rather small and range from 3 to 12 percent of axial components, and does not have a significant impact on the efficiency of the armament of milling cutters.

Keywords: drilling, bit, cutter arms of the cutter, a support, a load

В исследованиях [1, 2, 6, 10] установлено, что осевая нагрузка распределяется по венцам каждой шарошки весьма неравномерно. Однако по этим результатам можно определить лишь средние величины нагрузок, действующих на зубки венцов шарошек. А так как долговечность каждого зубка зависит от максимальной нагрузки, воспринимаемой именно этим зубком, то интересно выяснить, как же распределяется осевая нагрузка по отдельным зубкам всех венцов различных шарошек долота. С величинами нагрузок связана надежность

различного оборудования [3, 4, 5]. Для шарошечных долот, имеющих фрезерованное вооружение, известны попытки оценить нагрузки, действующие на отдельные зубки [9]. Однако эти методы исследования весьма трудоемки и имеют ряд существенных недостатков, ограничивающих их применение. Для шарошечных долот с твердосплавным вооружением данные о нагрузке, воспринимаемой отдельными зубками реального долота, практически отсутствуют. Разработанная нами методика [2, 8] позволяет достаточно быстро и с высокой точностью определять величину максимального значения осевого усилия, действующего на каждый зубок каждого венца всех шарошек долота при переходе зубка через вертикальное положение. Так как шарошка при перекачивании по забою совершает сложное вращательное движение, автоматизировать процесс отметки положения отдельных зубков относительно измерительного сектора забоя не представляется возможным. Поэтому для обеспечения более продолжительного времени контакта каждого зубка с забоем, достаточного для фиксации его вертикального положения отметчиком на осциллограмме при визуальном наблюдении, была выбрана пониженная угловая скорость долота, равная $0,157 \text{ с}^{-1}$, что, как следует из проведенных нами исследований [2], не приводит к существенной погрешности в измерении усилий.

С этой целью у долота Ш215,9К-ПВ, предназначенного для проведения исследований, были пронумерованы все зубки. На осциллограмме отмечали момент перехода через вертикальное положение каждого зубка периферийного венца каждой шарошки. Зная схему взаимного расположения зубков на различных венцах вдоль образующей шарошки и момент перехода через вертикальное положение зубков периферийного венца, несложно определить величину максимальной нагрузки, действующей на зубки средних и вершинных венцов. На рисунке 1 приведена диаграмма максимальной загруженности каждого зубка всех венцов первой шарошки в порядке их взаимного положения по образующим конусов шарошки. Осевая нагрузка на долото составляла 80 кН.

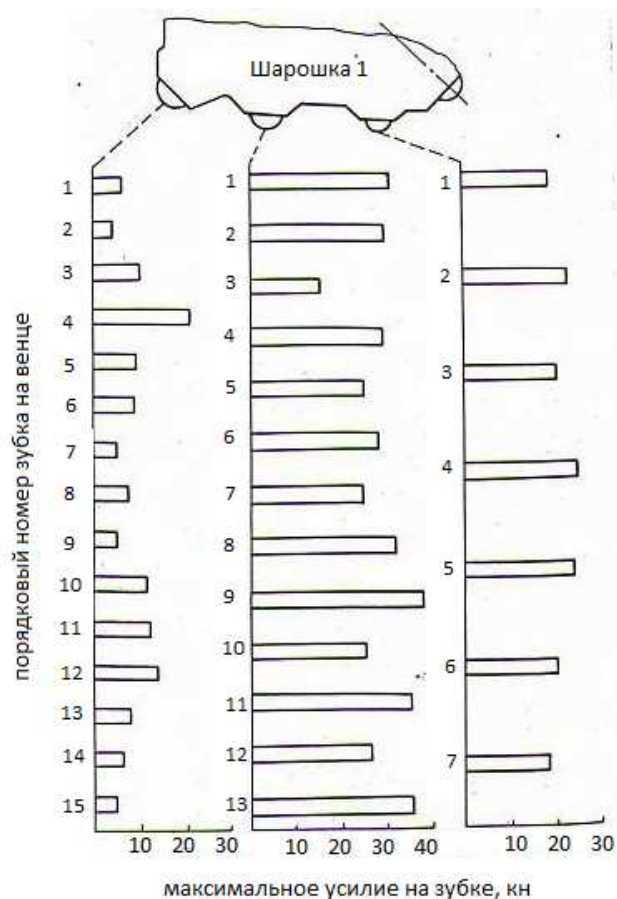


Рис. 1. Диаграмма максимальной загруженности каждого зубка первой шарошки долота Ш215,9К-ПВ ($P=80$ кН, $\omega_g = 0,152$ с⁻¹)

Из диаграммы видно, что осевая нагрузка, действующая на отдельные зубки, расположенные на одном венце, значительно различается. Так, например, на зубок № 4 периферийного венца действует осевое усилие в 22,1 кН, в то время как на соседний с ним зубок № 3 действует осевое усилие лишь 10,8 кН, т.е. в 2 раза меньше, чем на зубок № 4. Для объяснения полученной картины загруженности отдельных зубков были замерены величины радиальных биений зубков относительно оси цапфы шарошки. За начало отсчета был принят уровень положения первого зубка на венце. Сопоставляя диаграмму загруженности отдельных зубков с результатами замера их радиальных биений, нетрудно убедиться, что неравномерность загруженности на венце в значительной мере можно объяснить разной величиной вылета зубков из тела шарошки (биением относительно оси вращения шарошки). Так, разница в уровнях положения рассмотренных выше зубков № 3 и № 4 составляет 0,51 мм, что и объясняет их различную загруженность.

Наибольшая величина осевого усилия действует на зубки среднего венца первой шарошки. Например, максимальная осевая нагрузка, действующая на зубок № 9 среднего венца первой шарошки, составляет 39,5 кН, что составляет почти 50% от общей осевой нагрузки на долото. Если предположить, что на долото Ш215,9К-ПВ будет действовать

максимально допустимая для него нагрузка в 850 кН, то отдельные зубки могут воспринимать усилие до 120 кН, что может привести к их поломке от перегрузки.

Известно, что на эффективность процесса разрушения породы шарошечным долотом, а также на долговечность вооружения долота оказывает влияние время взаимодействия отдельных зубков с породой. При чистом качении отдельного зубчатого венца по неразрушаемому забою с угловой скоростью ω время контакта каждого зубка с забоем может быть определено из выражения:

$$\tau = \frac{\pi}{30\omega * z} ; \quad (1)$$

Где Z — число зубков на венце.

Применительно к венцу шарошки долота выражение (1) можно переписать в виде:

$$\tau = \frac{\pi}{30\omega_g * i_{ш} * z} ; \quad (2)$$

ω_g — угловая скорость долота;

$i_{ш}$ — передаточное отношение долота к шарошке.

Полученные нами экспериментальные данные позволяют определить время взаимодействия с забоем практически каждого зубка каждой шарошки долота. По осциллограммам можно также определить передаточные отношения для всех шарошек. Так, например, для долота Ш215,9К-ПВ передаточные отношения для отдельных шарошек составили: $i_1=1,572$; $i_2 = 1,590$; $i_3 = 1,525$.

Так как передаточные отношения различных шарошек отличаются незначительно, то наибольшее влияние на время взаимодействия зубков отдельных венцов с забоем будет оказывать число зубков на венце. На рисунке 2 приведена зависимость времени контакта зубков с забоем, рассчитанная по формуле (2) при $i_{ср}=1,56$ и $\omega_g=0,157 \text{ с}^{-1}$. Здесь же нанесены экспериментальные точки, полученные при испытании долот Ш215,9К-ПВ и Ш215,9ТК3-ЦВ-3 при тех же режимах.

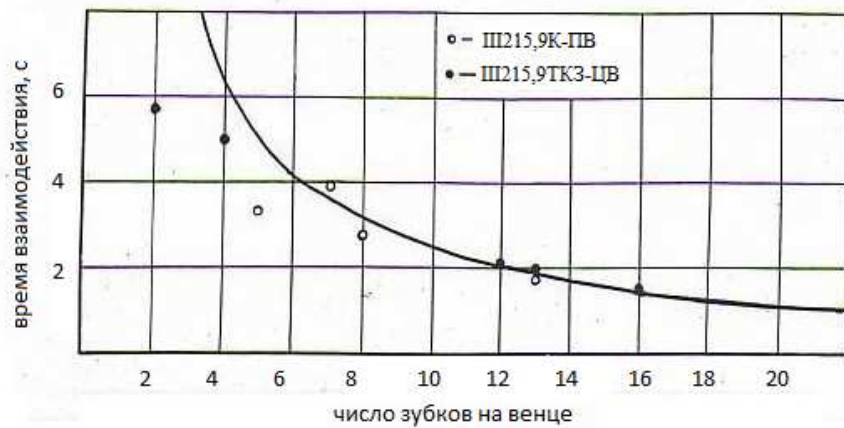


Рис. 2. Расчетная и экспериментальная зависимости времени взаимодействия одного зубка с забоем от числа зубков на венце

Существенное отличие фактического времени контакта отдельных зубков с забоем от расчетного наблюдается лишь при малом числе зубков, а при числе зубков больше 10 экспериментальные точки практически ложатся на расчетную кривую.

При перекачивании шарошек по забою изменяются не только осевые составляющие реакций взаимодействия зубков вооружения с забоем P_i , но и тангенциальные составляющие F_i , также оказывающие влияние на напряженное состояние материала зубков. В связи с этим представляет интерес установить характер изменения величины и направления тангенциальных составляющих усилий, действующих на зубки различных венцов шарошек долота, а также взаимосвязь между осевыми и тангенциальными составляющими реакций.

На рисунке 3 приведены характерные графики изменения осевых P_i и тангенциальных F_i составляющих усилий для различных венцов первой шарошки долота Ш215,9К-ПВ, полученные при осевой нагрузке на долото $P=80$ кН и угловой скорости долота $\omega_g = 0,152$ с⁻¹.

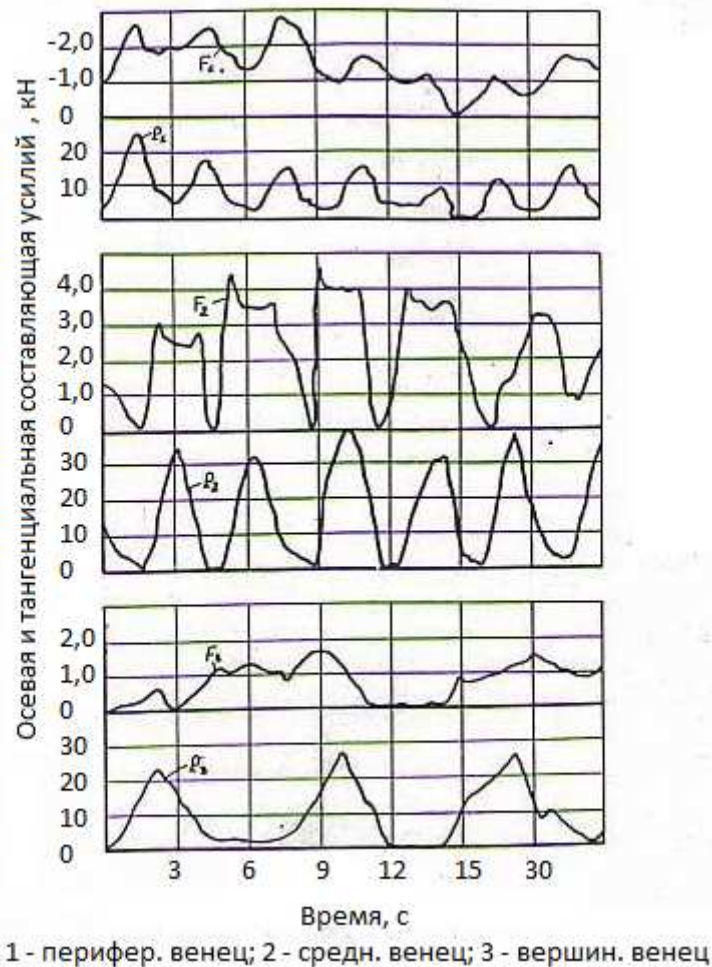


Рис. 3. Изменение осевых P_i и тангенциальных F_i составляющих усилий, действующих на зубки первой шарошки долота П215,9К-ПВ ($P=80$ кН, $\omega_{\text{д}} = 0,152$ с $^{-1}$)

Изменение тангенциальных составляющих усилий для периферийного и особенно для вершинного венцов имеет менее стационарный характер, чем изменение осевых составляющих. Для средних венцов этот процесс более стационарный, и здесь более четко прослеживается взаимосвязь между осевыми и тангенциальными составляющими. Как следует из графиков, тангенциальные составляющие на отдельных венцах не меняют направление в процессе перекатывания венцов по забою. Тангенциальные составляющие, действующие на зубки периферийных венцов всех шарошек, имеют отрицательный знак, а на зубки средних и периферийных — положительный. Очевидно, это можно объяснить различным направлением проскальзывания венцов по забою, вызываемого несовершенством формы конусов шарошек исследуемых долот. В результате теоретического анализа взаимодействия зубков отдельного венца с гладким забоем в отсутствие проскальзывания установлено, что тангенциальная составляющая усилия, действующего на зубок, меняет знак при переходе зубка через вертикальное положение [9]. Но наши результаты не подтверждают этого предположения. Наоборот, в большинстве случаев в момент перехода зубка через

вертикальное положение и осевая, и тангенциальная составляющие реакций взаимодействия зубка с забоем имеют максимальную величину. Для периферийных и вершинных венцов, имеющих наибольшее скольжение, пики усилий P_{\max} и F_{\max} не всегда совпадают, что можно объяснить негладкой поверхностью забоя. Величины тангенциальных составляющих достаточно малы по сравнению с осевыми составляющими. Отношение максимальной тангенциальной составляющей к соответствующей осевой составляющей у зубков первой шарошки изменяется от 0,03–0,06 для вершинных венцов до 0,08–0,12 для периферийных венцов, и очевидно, что влияние тангенциальных составляющих на долговечность твердосплавного вооружения исследуемых долот будет невелико. Однако для долот, имеющих большой вылет зубков из тела шарошек и большую глубину внедрения зубков в породу за один акт взаимодействия, это влияние может быть весьма значительным.

Приведенная методика и результаты исследования распределения осевой нагрузки и крутящего момента по отдельным зубкам шарошек долота могут быть использованы для оптимизации конструкции долот на стадии их проектирования.

Список литературы

1. Кулябин Г.А., Долгушин В.В., Наумов И.А., Касимов М.М. К совершенствованию конструкций элементов буровых долот и повышению эффективности углубления скважин // Известия вузов. Нефть и газ. – 2007. — № 7. – С. 24–29
2. Пяльченков В.А. Повышение работоспособности шарошечных долот путем рационального распределения нагрузок по элементам вооружения. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Российский государственный университет нефти и газа имени И.М. Губкина. – М., 1983. — 216 с.
3. Организация ремонтных работ на скважинах в осложненных условиях разработки нефтяных месторождений [Текст] / Р.Я. Кучумов, В.А. Пяльченков, Кучумов Р.Р.; ТюмГНГУ. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2004. —154 с.
4. Методы обеспечения надежности эксплуатации скважинного оборудования [Текст] / Р.Я. Кучумов, В.А. Пяльченков, Д.В. Пяльченков; ТюмГНГУ. — Тюмень: ТюмГНГУ, 2005. — 148 с.
5. Пяльченков В.А., Кучумов Р.Я., Пяльченков Д.В. Численное моделирование показателей надежности установок ЭЦН с помощью алгоритма системы с «быстрым» восстановлением // Известия вузов. Нефть и газ. — 2005. — № 4. — С. 43–49.

6. Пяльченков В.А. Исследование распределения нагрузки между подшипниками опоры шарошечного долота с использованием фотоупругой модели // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. — № 1. – С. 57–61.
7. Пяльченков В.А. Аналитическое определение реакций в опорах шарошечного долота // Известия вузов. Нефть и газ. – 2014. — № 3. – С. 66–72.
8. Пяльченков В.А. К оценке долговечности подшипников опоры шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. – 2014. — № 6; URL: www.science-education.ru/120-16677 (дата обращения: 08.01.2015).
9. Пяльченков В.А. Методы исследования нагруженности вооружения и подшипников опоры шарошечных долот // Известия вузов. Нефть и газ. – 2015, № 1. — С. 88–95.
10. Пяльченков В.А. Моделирование загруженности подшипников опоры шарошечного долота // Механика и процессы управления. Материалы Всероссийской научно-практической конференции. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2015. — С. 105–109.

Рецензенты:

Долгушин В.В., д.т.н., профессор, директор Института промышленных технологий и инжиниринга ФГБОУ ВПО «Тюменский Государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень;

Пирогов С.П., д.т.н., профессор кафедры «Прикладная механика» ФГБОУ ВПО «Тюменский Государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень.