

УДК 622.233

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАЗБОРНОГО БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА С МНОГОРЯДНЫМ ВООРУЖЕНИЕМ

Гилев А.В., Бовин К.А., Шигин А.О., Гилёва Н.Н., Черенов Э.В.

ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», Красноярск, e-mail: anatoliy.gilev@gmail.com, kocht.91@mail.ru, shigin27@rambler.ru, natalgileva@yandex.ru, ed_x@mail.ru

Одной из важных характеристик бурового инструмента является его напряженно-деформированное состояние (НДС), так как не всегда учитывается то, что его предварительный анализ позволяет более целенаправленно формировать конструкцию и свойства исследуемого объекта. Цель работы. Исследование прочностных характеристик разборного бурового инструмента фрезерного типа на стадии проектирования с целью исключения дорогостоящих натурных испытаний промышленных образцов. Задачи. Определение напряженно-деформированного состояния элементов разборного бурового инструмента. Материалы и методы исследования. Прочностные расчеты НДС выполнены при условии максимальных нагрузок, действующих на долото ДРДФ-244,5-2 со стороны бурового станка и забоя скважины, и неравномерного их распределения по элементам долота, с применением конечно-элементных технологий моделирования в программной среде ANSYS. Приведены конечно-элементная модель долота ДРДФ и диаграмма качества элементов. Представлено моделирование приложения максимальных нагрузок, действующих на буровой инструмент (осевого $P_{ос}$ и момента вращения $M_{вр}$) со стороны бурового става. Для получения достоверных результатов распределения полей эквивалентных напряжений проведено моделирование граничных условий нагружения при взаимодействии твердосплавного вооружения долота с забоем скважины. Результаты исследований и их обсуждение. Представлены результаты распределения полей эквивалентных напряжений, возникающих в корпусе долота, осях вращения и зубчато-дисковых фреззах с двухрядным твердосплавным вооружением для двух случаев нагружения: 1 – вся нагрузка делится равномерно на три зубчато-дисковые фрезы, 2 – самый тяжелый случай нагружения, при котором вся нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу. Выводы. Приведены выводы о работоспособности долота ДРДФ и даны рекомендации для снижения действующих напряжений по отдельным элементам долота, а также его применения на открытых горных работах.

Ключевые слова: осевое усилие, бурение взрывных скважин, напряженно-деформированное состояние, буровой инструмент, расчетная модель, эквивалентное напряжение

STUDY OF STRENGTH CHARACTERISTICS OF THE DISCHARGE DRILLING TOOL WITH MULTIPLE EQUIPPING

Gilev A.V., Bovin K.A., Shigin A.O., Gileva N.N., Cherenov E.V.

Siberian Federal University, Krasnoyarsk, e-mail: anatoliy.gilev@gmail.com, kocht.91@mail.ru, shigin27@rambler.ru, natalgileva@yandex.ru, ed_x@mail.ru

One of the important characteristics of a drilling tool is its stress-deformed state (SDS), since it is not always taken into account that its preliminary analysis allows for a more targeted formation of the structure and properties of the object under study. Objective. A preliminary study of the strength characteristics of collapsible drilling tools of the milling type at the design stage in order to exclude costly field tests of industrial designs. Materials and research methods. Strength calculations of SDS are made under the conditions of maximum loads acting on TRDM-244,5-2 bit from the drilling machine and the bottom of the well, and their uneven distribution over the bit elements using finite element modeling technologies in the ANSYS software environment. The finite element model of TRDMbits and the element quality diagram are given. Simulation of the application of maximum forces acting on a drilling tool (axial P and torque M) from the drill rod is presented. To obtain reliable results of the distribution of equivalent stress fields, we simulated the boundary loading conditions for the interaction of carbide bit armament with the borehole bottom. Research results and discussion. The results of the distribution of equivalent stress fields arising in the bit body, rotation axes and gear-disc mills with double-row carbide armament for two cases of loading are presented: 1 – the whole load is divided evenly into three gear-disc mills, 2 – the most severe case of loading, in which the entire load falls on one toothed disk mill.

Keywords: axial force, drilling of blast holes, stress-strain state, drilling tool, calculation model, equivalent voltage

Одной из важных характеристик бурового инструмента является его напряженно-деформированное состояние (НДС) [1–2], так как не всегда учитывается тот факт, что его предварительный анализ при проектировании позволяет более целенаправленно формировать структуру и свойства проектируемого объекта, в данном случае – бурового инструмента. Среди комплекса параметров бурового инструмента наиболь-

шее внимание уделяется форме и размерам элементов инструмента [2], непосредственно взаимодействующих с породой и выполняющих ее разрушение. Практически отсутствует понимание взаимосвязи напряженного состояния системы «Буровой станок – буровой став – долото – резец (зуб)» и характера разрушения горной породы. Также в настоящее время до сих пор не установлен характер усилий, возникающих

в узлах бурового инструмента режуще-вращательного действия, а также отсутствуют расчеты на их прочность.

На основании вышесказанного целью работы является предварительное исследование прочности бурового инструмента на стадии его проектирования с целью исключения длительных и дорогостоящих натурных испытаний. Проведение такого рода исследований имеет значительное научное значение при проектировании режимных параметров бурения режуще-вращательным буровым инструментом, а также при выявлении причин выхода инструмента из строя.

НДС для конструкций разборных буровых инструментов рассмотрено как проектный параметр. Нами впервые исследовано НДС бурового долота нового типа [3] с применением конечно-элементных технологий моделирования (численных методов расчетов). Для этого разработана объемная конечно-элементная модель бурового долота.

Материалы и методы исследования

Прочностные расчеты НДС элементов бурового долота нового типа [3], имеющего область рациональной эксплуатации в горных породах с $f = 2-10$, в отличие от известных аналогов [4], имеющих область рациональной эксплуатации в горных породах с $f = 2-6$ (что достигается наличием двухрядного твердосплавного вооружения и фрезами, установленными в корпусе под острым углом в сторону вращения), выполнены при условии максимальных усилий и моментов вращения, действующих на долото со стороны бурового става ($P_{ос}, M_{вр}$) и забоя скважины (при взаимодействии с породой), а также неравномерного их распределения по элементам разборного бурового инструмента (РБИ), расчетная модель которого дана на рис. 1.

Как показано на рис. 1, а, большую часть конечных элементов (КЭ) модели представляют собой 10-узловые тетраэдры. Оси сформированы с помощью 20-узловых гексагональных элементов.

Диаграмма качества элементов (рис. 1, б) позволяет провести оценку состояния КЭ [5–6], показывая количество элементов с критерием качества, находящимся в диапазоне от 0 до 1, где 1 представляет собой идеальный элемент, а при критерии, равном 0, объем элемента может быть отрицательным. Предпочтительно для получения достоверных результатов расчетов использовать элементы с качеством не ниже 0,4, однако в рамках данной задачи число элементов низкого качества (0,2–0,4) не превышает 214, что составляет менее 0,03% от общего количества элементов (823729) и является основанием для допуска данной модели к расчету.

Оригинальное долото представляет собой массивную деталь, воспринимающую большие осевые усилия $P_{ос}$ и крутящие моменты $M_{кр}$ (рис. 2).

Модель нагружена усилием $P_{ос}$, действующим в направлении оси Z глобальной системы координат, а также моментом $M_{кр}$, действующим вокруг той же оси. $P_{ос}$ и $M_{кр}$ приложены к торцу корпуса долота. Условия нагружения модели показаны на рис. 2.

Значения осевого усилия $P_{ос}$ и момента вращения $M_{вр}$ обеспечивающие устойчивую работу долота на забое скважины в породах с равномерной структурой механических свойств ($f < 6 = const$), установлены с учетом выражений, приведенных в работе [7]:

$$P_{ос} > d_{\phi} \cdot h \cdot \sigma_{м.б} \cdot \beta, \text{ кН}, \quad (1)$$

где d_{ϕ} – диаметр зубчато-дисковой фрезы, м; h – глубина внедрения зубчато-дисковой фрезы за один оборот долота, м; $\sigma_{м.б}$ – предел прочности горной породы при механическом разрушении, МПа; β – число зубчато-дисковых фрез, ед.

$$M_{\phi} = \frac{P_{ос} \cdot d_{\phi}}{\beta \cdot N} \cdot \left(1 + \sin \frac{10\pi}{N} + \sin \frac{12\pi}{N} \right), \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2)$$

где N – число зубцов на зубчато-дисковой фрезе, ед.

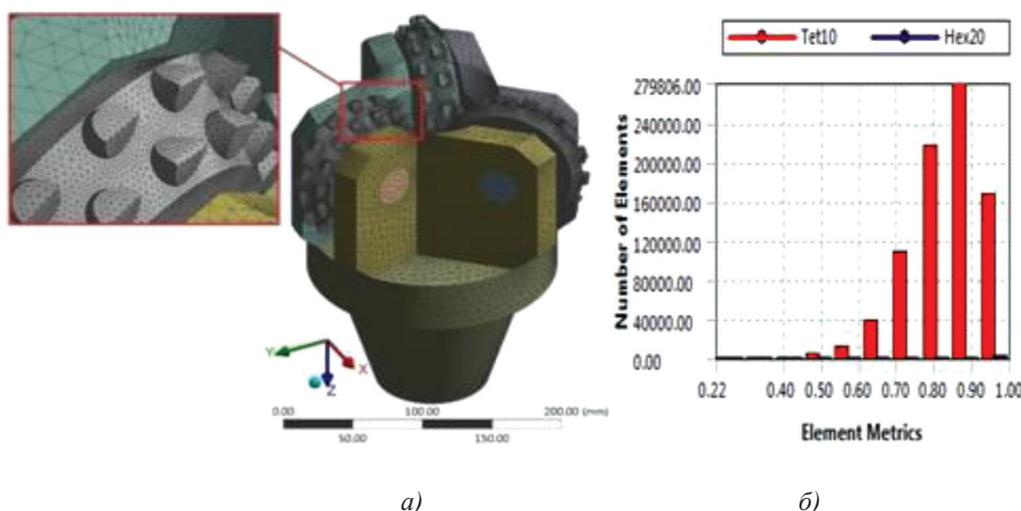


Рис. 1. Конечно-элементная модель бурового долота режуще-вращательного действия: а) общий вид модели конечно-элементной модели долота, б) диаграмма качества элементов

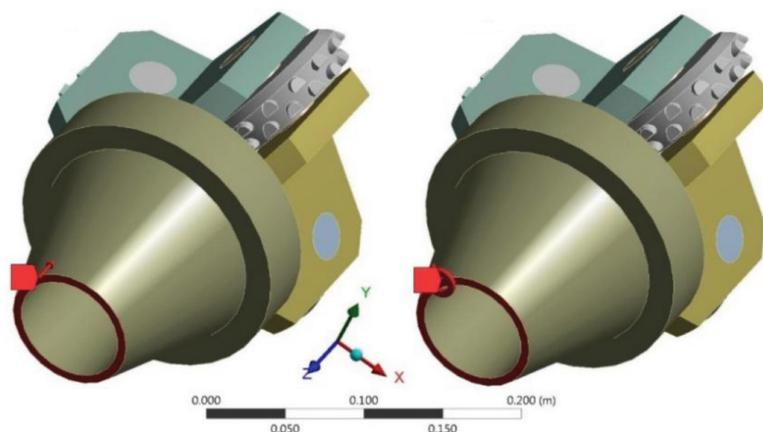


Рис. 2. Условия нагружения разборного бурового долота

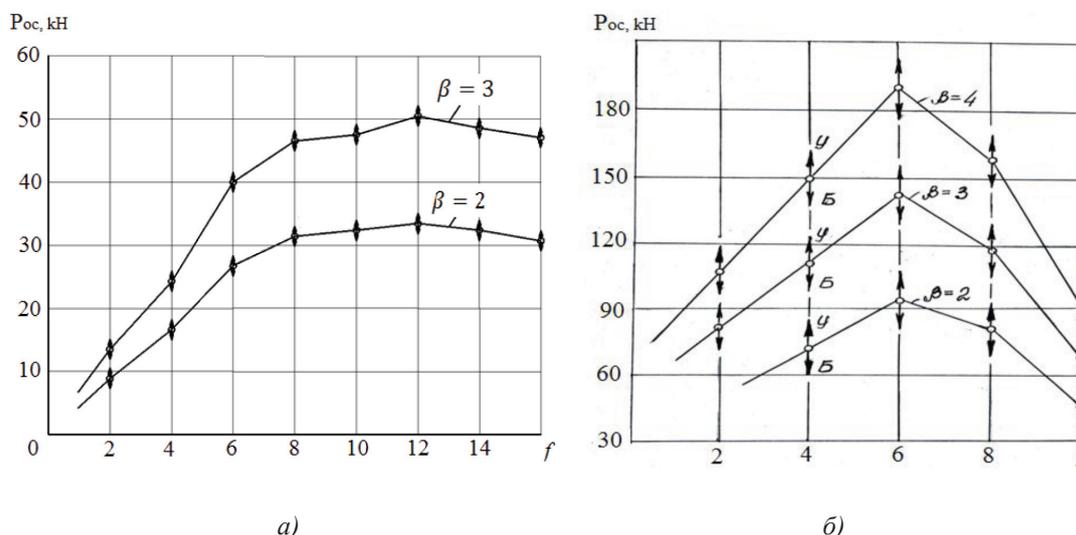


Рис. 3. Значения осевых усилий, определяющих режимы работы долота:
 а – долота с двухрядным твердосплавным вооружением; б – долота с однорядным твердосплавным вооружением \uparrow – устойчивый режим; \downarrow – заблокированный режим;
 о – минимальные значения P_{oc} , обеспечивающие устойчивую работу долота

На рис. 3 приведен график минимальных осевых усилий, обеспечивающих устойчивую работу долота на забое скважины, для проектируемого бурового инструмента с двухрядным вооружением (рис. 3, а) и аналогичным буровым инструментом с однорядным вооружением (рис. 3, б).

По данным, приведенным на рис. 2, видно, что осевые усилия, необходимые для устойчивой работы долота на забое скважины, не превышают паспортные значения для бурового станка СБШ-250МНА-32. При этом эффективная работа рассматриваемой конструкции долота обеспечивается режимными параметрами, значительно ниже [7], чем долота-аналога.

Принимая во внимание экстремальные условия работы бурового инструмента на забое скважины при наличии крепких пород ($f > 12$), для обеспечения его высокой прочности примем для расчета более высо-

кие значения P_{oc} , а именно максимальные паспортные нагрузки бурового станка СБШ-250МНА-32.

Кинематические характеристики работы долота [7] обуславливают тот факт, что в каждый момент времени в работе по разрушению забоя скважины участвует 2/5 вооружения (12 твердосплавных зубьев из 30) каждой зубчато-дисковой фрезы, имеющих двойное вращение (вращаются на осях и вместе с корпусом). Так, граничные условия, моделирующие работу трех зубчато-дисковых фрез, показаны на рис. 4, б.

Рассмотрим два расчетных случая взаимодействия долота с забоем скважины. Первый – долото опирается на ровную поверхность забоя, при этом усилия P_{oc} и $M_{вр}$ равномерно распределяются на три зубчато-дисковые фрезы. Второй – в силу неровностей и несплошности забоя скважины вся нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу.

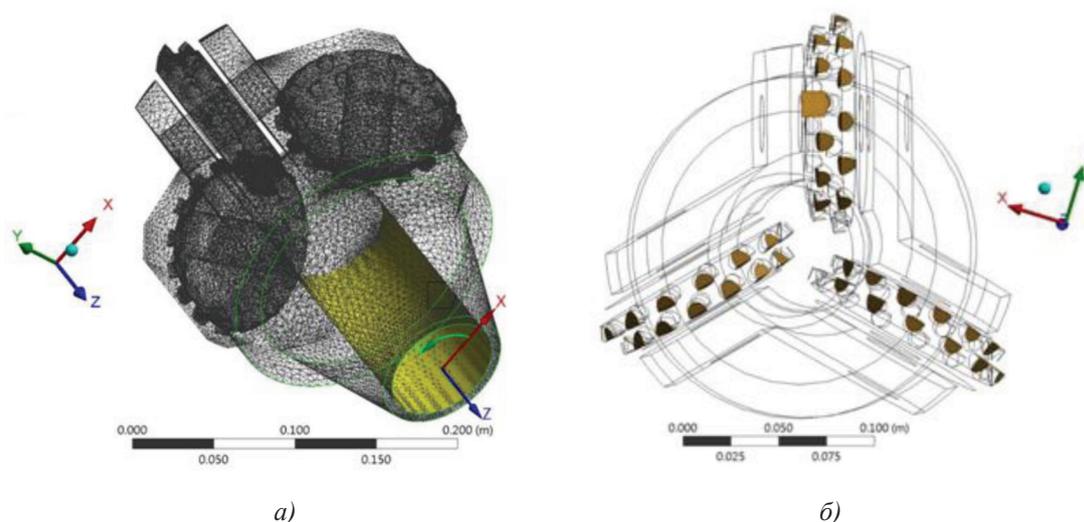


Рис. 4. Граничные условия нагружения: а) вращения долота, б) взаимодействия твердосплавного вооружения с забоя

Результаты исследования и их обсуждение

Расчет корпуса. Традиционным для конструкций долот режуще-вращательного типа является наличие лап, являющихся фактически плоскими балками, воспринимающими значительные изгибающие и крутящие моменты, а также сжимающие усилия. При этом передача силового потока из лап в тело долота сопровождается возникновением перегруженных и недогруженных зон, сложного напряженного состояния, иногда с большими градиентами напряжений. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в корпусной части долота режуще-вращательного действия показано на рис. 5.

По данным, представленным на рис. 5, видно, что во всех случаях нагружения действующие значения напряжений в корпусе не превышают допускаемые значения. Распределение напряжений носит равномерный характер и не превышает 30–35 МПа в первом случае нагружения (рис. 5, а) и 10–15 МПа в третьем, самом легком, случае нагружения (рис. 5, б). Максимальные значения действующих напряжений возникают во всех случаях нагружения в местах крепления лап к корпусу и составляют 312,7 МПа и 194,32 МПа соответственно, что не превышает предел текучести σ_T и предел кратковременной прочности σ_B материала, из которого изготовлен корпус (сталь 35ХМЛ, НРС 38; $\sigma_T = 392$ МПа, $\sigma_B = 589$ МПа). Однако следует отметить, что в расчетной модели не были учтены скругления и фаски, позво-

ляющие снизить уровень концентрации напряжений (на 5–15 %).

Расчет оси вращения. С точки зрения деформирования ось представляет собой прямой круглый брус, воспринимающий сжимающие, изгибающие и крутящие нагрузки. Распределение эквивалентных напряжений по осям скольжения представлено на рис. 6.

По данным, представленным на рис. 6, видно, что во всех случаях нагружения действующие значения напряжений не превышают допускаемые значения. Распределение напряжений носит довольно равномерный характер и не превышает 30–40 МПа в первом случае нагружения (рис. 6, а) и 15–25 МПа в третьем (рис. 6, б). Максимальные значения действующих напряжений составляют 335,29 МПа и 172,76 МПа соответственно, что не превышает предел текучести σ_T и предел кратковременной прочности σ_B материала, из которого изготовлены оси (сталь 40Х, НРС 40; $\sigma_T = 780$ МПа, $\sigma_B = 980$ МПа). Как и следовало ожидать, максимальные напряжения возникают в самом тяжелом случае нагружения, когда вся нагрузка приходится на одну ось, а минимальные, – когда вся нагрузка делится на три оси. Однако, следует отметить, что в модели не были учтены фаски в областях примыкания оси и корпуса, а также оси и фрезы, позволяющие снизить уровень концентрации напряжений (на 7–15 %). Кроме того, в фактической геометрии также присутствуют шайбы, предотвращающие перекос фрез. Их дополнительный учет снизит действующие напряжения (на 5–7 %).

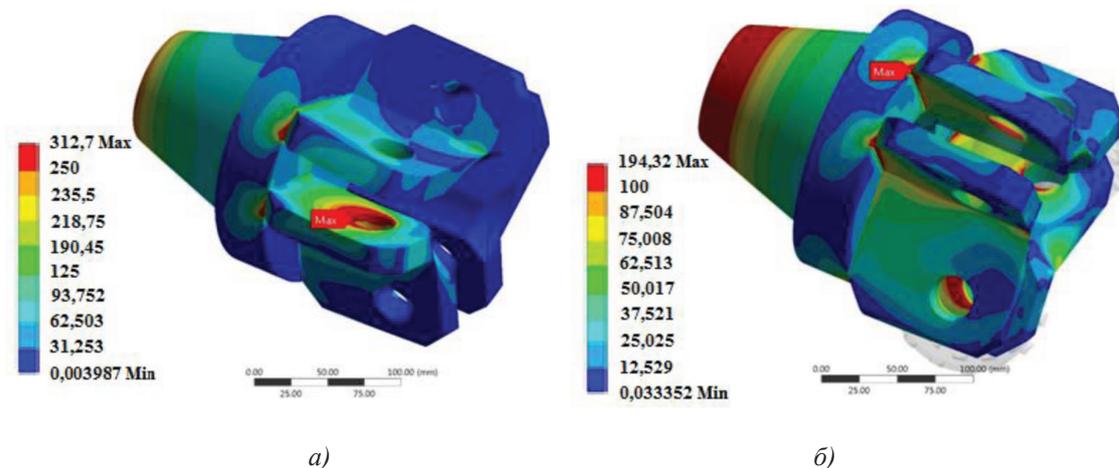


Рис. 5. Распределение полей эквивалентных напряжений по корпусной части:
а) нагрузка приходится на одну ось; б) нагрузка делится на три оси равномерно

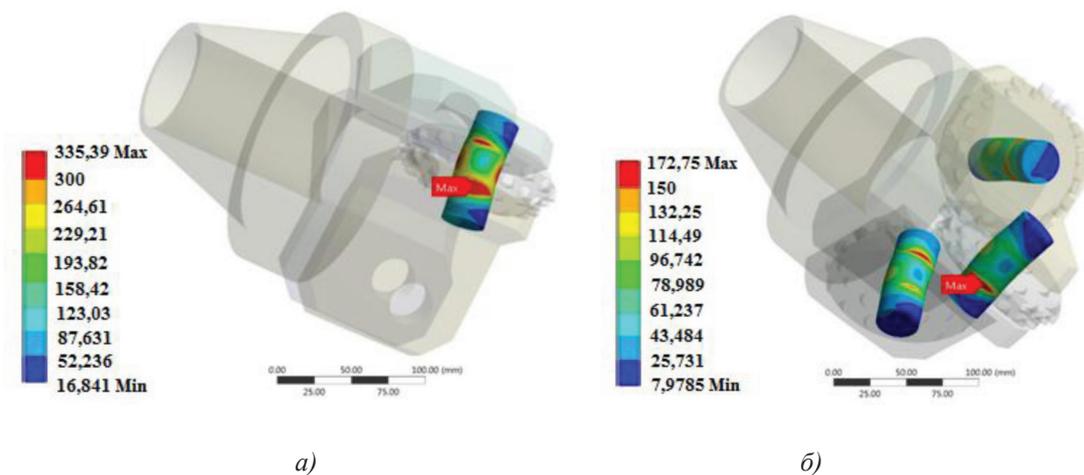


Рис. 6. Распределение полей эквивалентных напряжений по осям:
а) нагрузка приходится на одну ось; б) нагрузка делится на три оси равномерно

Расчет зубчато-дисковых фрез. С точки зрения деформирования зубчато-дисковая фреза представляет собой плоский диск с фрезерованными участками, в которых высверлены отверстия для вставки зубьев, выполненных из металлокерамического твердого сплава.

Распределение эквивалентных напряжений по зубчато-дисковым фрезам представлено на рис. 7.

По данным, представленным на рис. 7, видно, что во всех случаях нагружения действующие значения напряжений не превышают допустимые значения. Распределение полей эквивалентных напряжений носит равномерный характер и не превышает 55–60 МПа в первом случае нагружения (рис. 7, а) и 40–45 МПа в третьем (рис. 7, б). Максимальные значения

действующих напряжений составляют 510,25 МПа и 391,06 МПа, что соответственно не превышает предел текучести σ_T и предел кратковременной прочности σ_B материала, из которого изготовлены зубчато-дисковые фрезы (сталь 40ХН2, HRC 48; $\sigma_T = 930$ МПа, $\sigma_B = 1080$ МПа). Как и следовало ожидать, максимальные напряжения возникают в самом тяжелом случае нагружения, когда вся нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу, а минимальные, когда вся нагрузка делится на три зубчато-дисковые фрезы.

Максимальные напряжения (во всех случаях нагружения) возникают в зубчато-дисковых фрезам в отверстиях, высверленных в теле зубчато-дисковой фрезы для вставки зубьев. Данный эффект появляется ввиду элементной концентрации.

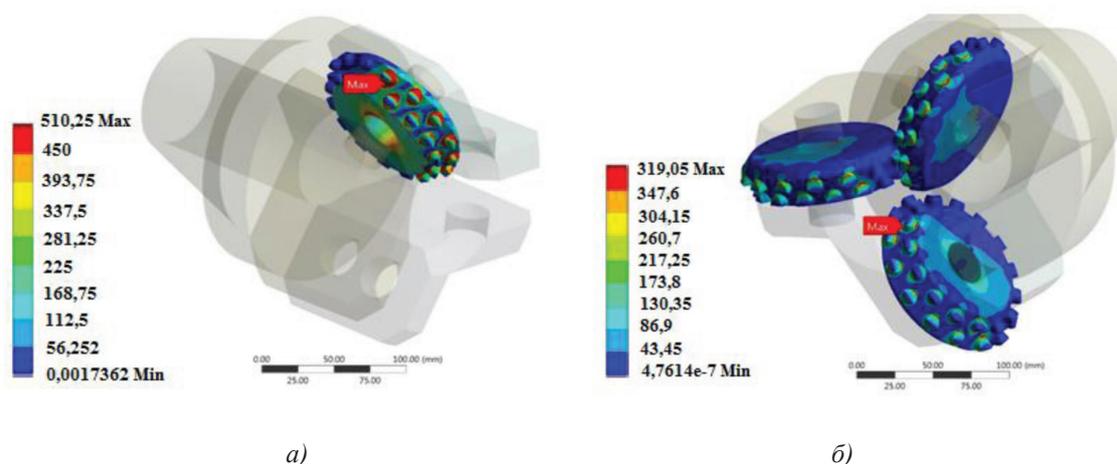


Рис. 7. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковым фрезам:
 а) нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу;
 б) нагрузка делится на три зубчато-дисковые фрезы равномерно

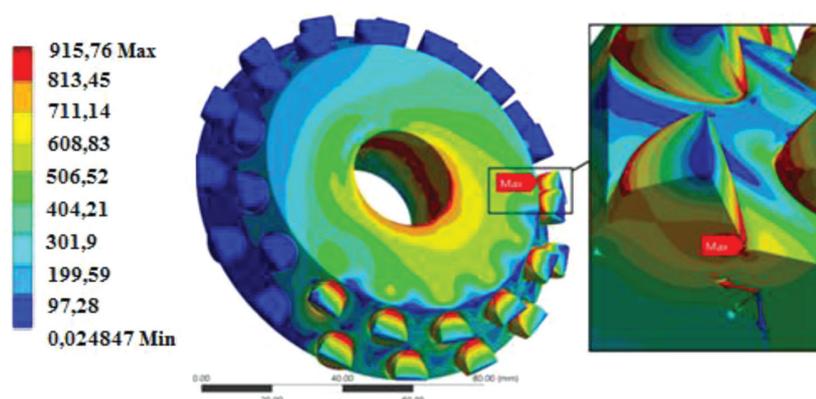


Рис. 8. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковой фрезе при равномерном распределении всей нагрузки на три зубчато-дисковые фрезы

Выполнение уточняющих расчетов зубчато-дисковых фрез. Уточняющие расчеты НДС зубчато-дисковых фрез проведены с помощью подмоделирования – построения уточненной геометрии фрезы с последующей передачей данных, полученных в результате проведения предыдущих расчетов в качестве граничных условий.

Рассмотрим результаты уточняющих расчетов НДС зубчато-дисковых фрез в виде распределения полей эквивалентных напряжений (рис. 8), для самого тяжелого случая нагружения, когда вся нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу.

По данным уточняющих расчетов НДС зубчато-дисковых фрез, представленных на рис. 8, видно, что номинальные значения действующих напряжений значи-

тельно выросли по сравнению с данными расчетов, представленных на рис. 7, но во всех случаях нагружения они не превышают допустимые значения. Распределение полей эквивалентных напряжений носит равномерный характер и не превышает 40–45 МПа (рис. 8). Максимальные значения действующих напряжений составляют 364,68 МПа, что, соответственно, не превышает предел текучести σ_T и предел кратковременной прочности σ_B материала, из которого изготовлены детали.

В таблице приведены расчетные напряжения, возникающие в отдельных элементах долота при приложении к нему комплекса нагрузок (P_{oc} и $M_{вр}$), а также допустимые напряжения для материала, из которых они изготовлены.

Напряжения, возникающие в элементах долота фрезерного типа

Элемент	Материал	Расчетные напряжения σ_t , МПа	Допустимые напряжения σ_t , МПа
Корпус	35ХМЛ	194,32/312,7	392
Ось	40Х	172,75/335,39	780
Фреза	40ХН2	391,05/510,25	930

Примечание. В числителе указаны значения при распределении действующих усилий на все фрезы равномерно, в знаменателе – при действии всей нагрузки на одну фрезу.

Таким образом, следует отметить важное научное значение исследования прочностных характеристик разборного бурового инструмента с зубчато-дисковыми фрезами, проведенного в работе впервые. Следует отметить, что полученные данные согласуются с работами, посвященными проблемам эксплуатации технических систем и бурового инструмента в частности [8–10]. Они позволяют научно обосновать рациональные режимные параметры бурения скважин рассматриваемым инструментом при бурении горных пород, характеризующихся широким диапазоном физико-механических свойств.

Практически проведение такого рода исследований имеет важное значение при выявлении причин отказов буровых инструментов режущее-вращательного действия.

Выводы

1. Анализ напряженно-деформированного состояния бурового инструмента предложенной нами разборной конструкции показывает, что его надежная и безопасная работа не вызывает сомнений.

2. Многорядное вооружение зубчато-дисковых фрез не ослабляет их конструкцию и не приводит к напряжениям, превышающим допустимые значения.

3. Конструктивное исполнение долота режущее-вращательного действия с зубчато-дисковыми фрезами, установленными с острым углом в корпусе и имеющим многорядное твердосплавное вооружение, по сравнению с аналогичным буровым инструментом, оснащенным однорядным вооружением, расширяет область рационального использования в сложноструктурных

массивах горных пород с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова с $f = 6-8$ до $f = 8-10$ с пропластками до $f = 12$.

НИР выполнена в рамках реализации Гранта Президента МД-221.2018.8.

Список литературы

1. Головкин М.С., Ишбаев Г.Г., Балута А.П., Мыкалкин В.В., Шленкин И.С., Валямов К.Р., Ямалиев В.У. Проектирование и сравнительный анализ динамических герметизирующих элементов, используемых в составе бурового инструмента // Бурение и нефть. 2017. С. 52–57.
2. Зубов В.В., Хазин М.Л. Повышение износостойкости твердосплавного бурового инструмента // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. С. 168–170.
3. Бовин К.А., Гилев А.В., Чесноков В.Т., Белозеров И.Р., Шигин А.О., Крыло А.Е. Буровое долото режущее-вращательного типа // Патент РФ № 2631948. Патентообладатель ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет». 2017. Бюл. № 28.
4. Гилев А.В. Научно-технические основы создания специализированных буровых инструментов и технологий их применения на карьерах: дис. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2005. 385 с.
5. Денисов М.А. Компьютерное моделирование ANSYS. ЕКб.: Изд-во Урал. ун-та, 2014. 77 с.
6. Басов К.А. ANSYS. Справочник пользователя. М.: ДМК-пресс. 2018. 640 с.
7. Бовин К.А., Гилев А.В. Обоснование рациональных режимных параметров бурения горных пород долотами режущее-вращательного действия // Известия выс. учеб. заведений. Горный журнал. 2017. № 6. С. 101–108.
8. Дорохов А.Н., Керножицкий В.А., Миронов А.Н., Шестопалов О.Л. Обеспечение надежности сложных технических систем. СПб.: Лань. 2011. 352 с.
9. Пяльченков В.А., Смолин Н.И., Пяльченков В.А. Влияние точности изготовления на загруженность шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 2–2. URL: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=22468> (дата обращения: 29.09.2018).
10. Пяльченков В.А., Смолин Н.И., Пяльченков В.А. Распределение осевой нагрузки и крутящего момента по зубкам шарошечного долота // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 2–2. URL: <http://science-education.ru/ru/article/view?id=22475> (дата обращения: 29.09.2018).