

Бовин Константин Анатольевич, аспирант, **Гилёв Анатолий Владимирович**, доктор технических наук, профессор, **Гилёва Наталья Николаевна**, старший преподаватель, **Шигин Андрей Олегович**, доктор технических наук, профессор, **Плотников Иван Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент

Сибирский федеральный университет, 660025, Красноярск, пр. Красноярский рабочий, 95, Россия

E-mail: kocht.91@mail.ru

ПРОЕКТИРОВАНИЕ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА РЕЖУЩЕ-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ С МНОГОРЯДНЫМ ВООРУЖЕНИЕМ

Аннотация: Исследовано напряженно-деформированное состояние (НДС) разборного бурового долота с зубчато-дисковыми фрезами и двумя рядами твердосплавного вооружения (ДРДФ-244,5-2) с использованием конечно-элементных технологий моделирования в программной среде Ansys при статистическом приложении комплекса рабочих нагрузок. Прочностные расчеты НДС выполнены при условии максимальных нагрузок, действующих на долото со стороны бурового станка и забоя скважины, и неравномерного их распределения по элементам долота. Представлены результаты распределения полей эквивалентных напряжений, возникающих в корпусе долота, осях вращения и зубчато-дисковых фрезах с двухрядным твердосплавным вооружением.

Ключевые слова: осевое усилие; бурение взрывных скважин; буровой инструмент; напряженно-деформированное состояние; действующие усилия; расчетная модель; поля эквивалентных напряжений.

Информация о статье: принята 19 ноября 2018 г.
DOI: 10.26730/1816-4528-2018-5-48-56

Одной из важных характеристик бурового инструмента является его напряженно-деформированное состояние (НДС), так как не всегда учитывается тот факт, что предварительный анализ напряженного состояния при проектировании позволяет

более целенаправленно формировать структуру и свойства проектируемого объекта, в данном случае бурового инструмента. НДС для конструкций разборных буровых инструментов рассмотрено как проектный параметр. НДС бурового долота нового

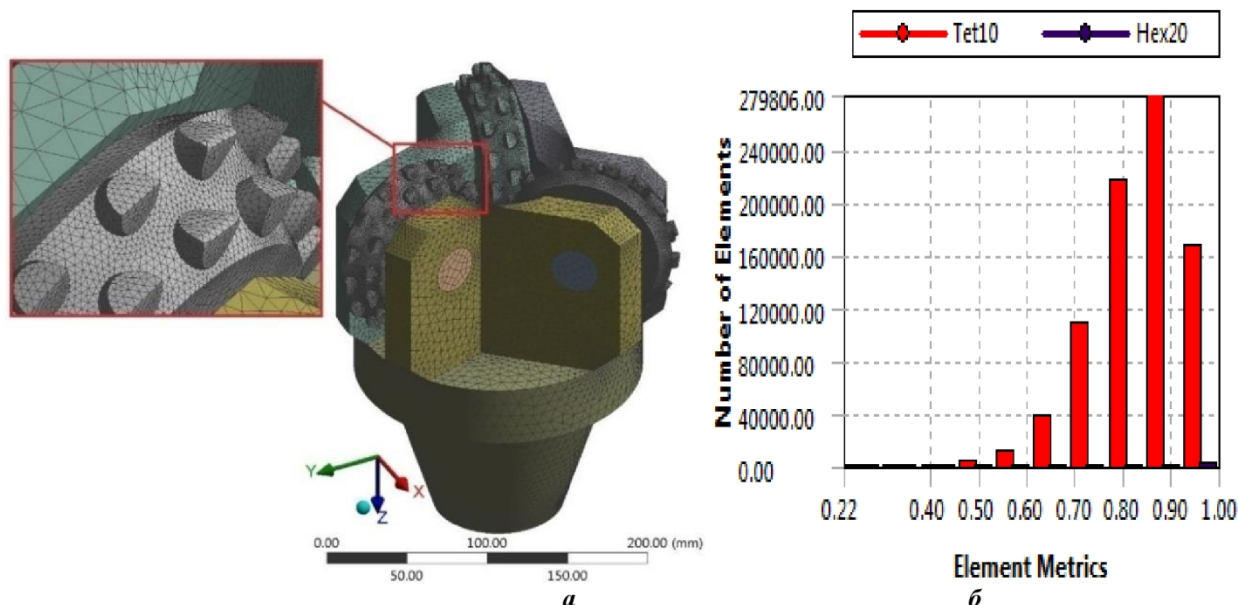


Рис. 1. Конечно-элементная модель бурового долота режуще-вращательного действия ДРДФ-244,5-2: а - общий вид конечно-элементной модели долота, б - диаграмма качества элементов.

Fig. 1. The finite element model of the cutting-rotational drill bit DRDF-244,5-2: a - general view of the finite-element model of the bit, b - quality diagram of elements.

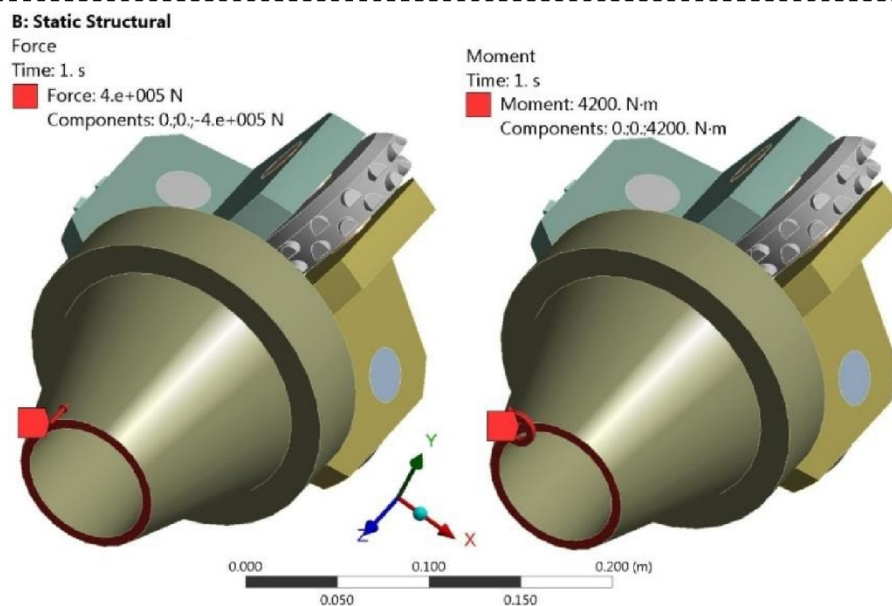


Рис. 2. Условия нагружения разборного бурового долота.
Fig. 2. Loading conditions for the demountable drill bit.

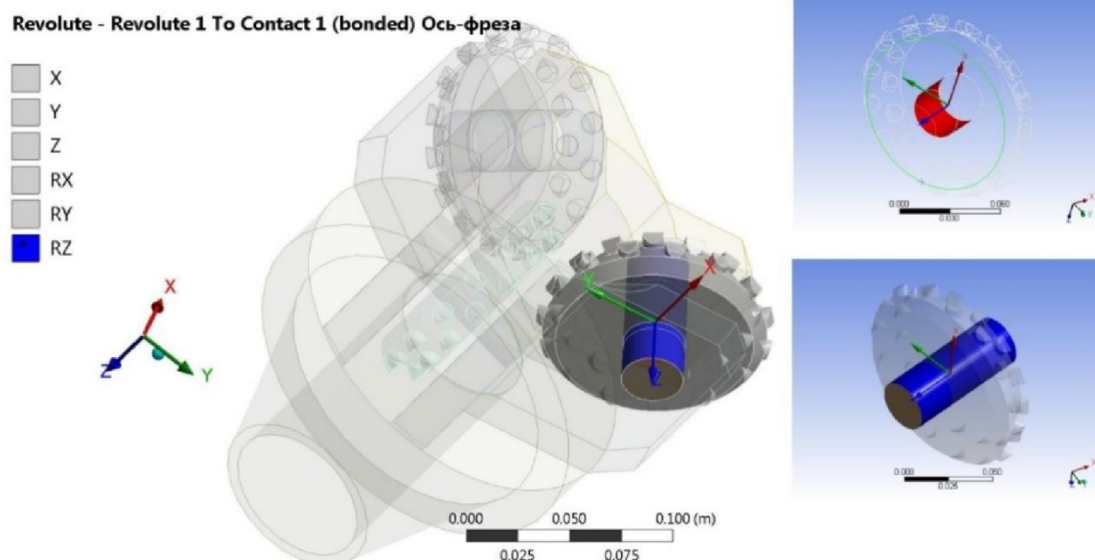


Рис. 3. Модель сопряжения оси с зубчато-дисковой фрезой.
Fig. 3. Model of the axis interface with a toothed disk mill.

типа исследовано с применением конечно-элементных технологий моделирования (численных методов расчетов). Для этого разработана объемная конечно-элементная модель бурового долота.

Прочностные расчеты НДС элементов бурового долота нового типа [1] выполнены при условии максимальных усилий и моментов, действующих на него со стороны бурового става ($P_{oc} = 400$ кН, $M_{bp} = 4,2$ кНм) и забоя скважины (при взаимодействии с породой), а также неравномерного их распределения по элементам ДРДФ-244,5-2, расчетная модель которого дана на рис. 1.

Как показано на рис. 1, а, большую часть конечных элементов (КЭ) модели представляют собой 10-

ти узловые тетраэдры. Оси сформированы с помощью 20-ти узловых гексагональных элементов.

Диаграмма качества элементов (рис 1, б) позволяет провести быструю оценку состояния КЭ сетки, 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 [2], однако в рамках данной задачи число элементов низкого качества (0,2–0,4) не

Bonded - Contact 1 (bonded) Ось-корпус To Target 1 (bonded) Ось-корпус

■ Bonded - Contact 1 (bonded) Ось-корпус To Target 1 (bonded) Ось-корпус

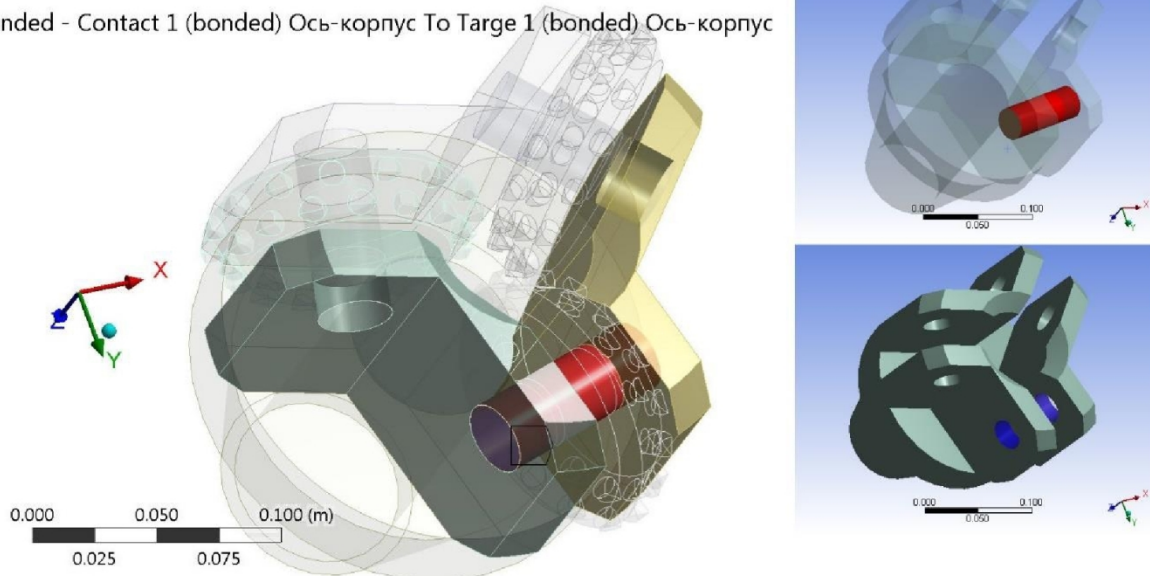


Рис. 4. Контакт между поверхностями оси и корпуса
Fig. 4. Contact between axle and housing surfaces

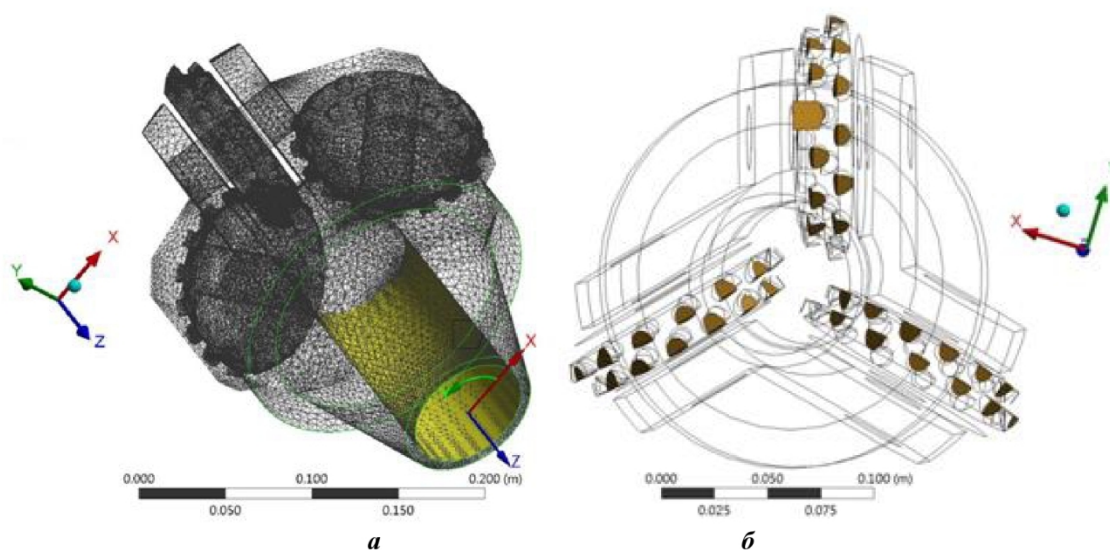


Рис. 5. Граничные условия нагружения: а - вращения долота, б - взаимодействие твердосплавного вооружения с забоем.

Fig. 5. Boundary loading conditions: a - bit rotation, b - interaction of hard-alloy cutting structure with the down-hole.

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 ($P_{ос} = 400$ кН), действующим в направлении оси Z глобальной системы координат, а также моментом ($M_{кр} = 4,2$ кНм), действующим вокруг той же оси. $P_{ос}$ и $M_{кр}$ приложены к торцу корпуса долота. Условия нагружения [3] модели показаны на рис. 2.

По условию задачи каждая из фрез имеет возможность свободного вращения на своей оси. Для моделирования данного условия использовали функцию Joint. При активации данной функции связываются перемещения и углы поворота узлов, находящихся на сопрягаемых поверхностях. В данном случае выбран Joint типа Revolute, в котором свободным от закреплений является только вращение вокруг оси Z локальной системы координат Joint'a. Модель сопряжения цилиндрических поверхностей оси с одной из зубчато-дисковых фрез приведена на рис. 3. Остальные две модели выглядят аналогично.

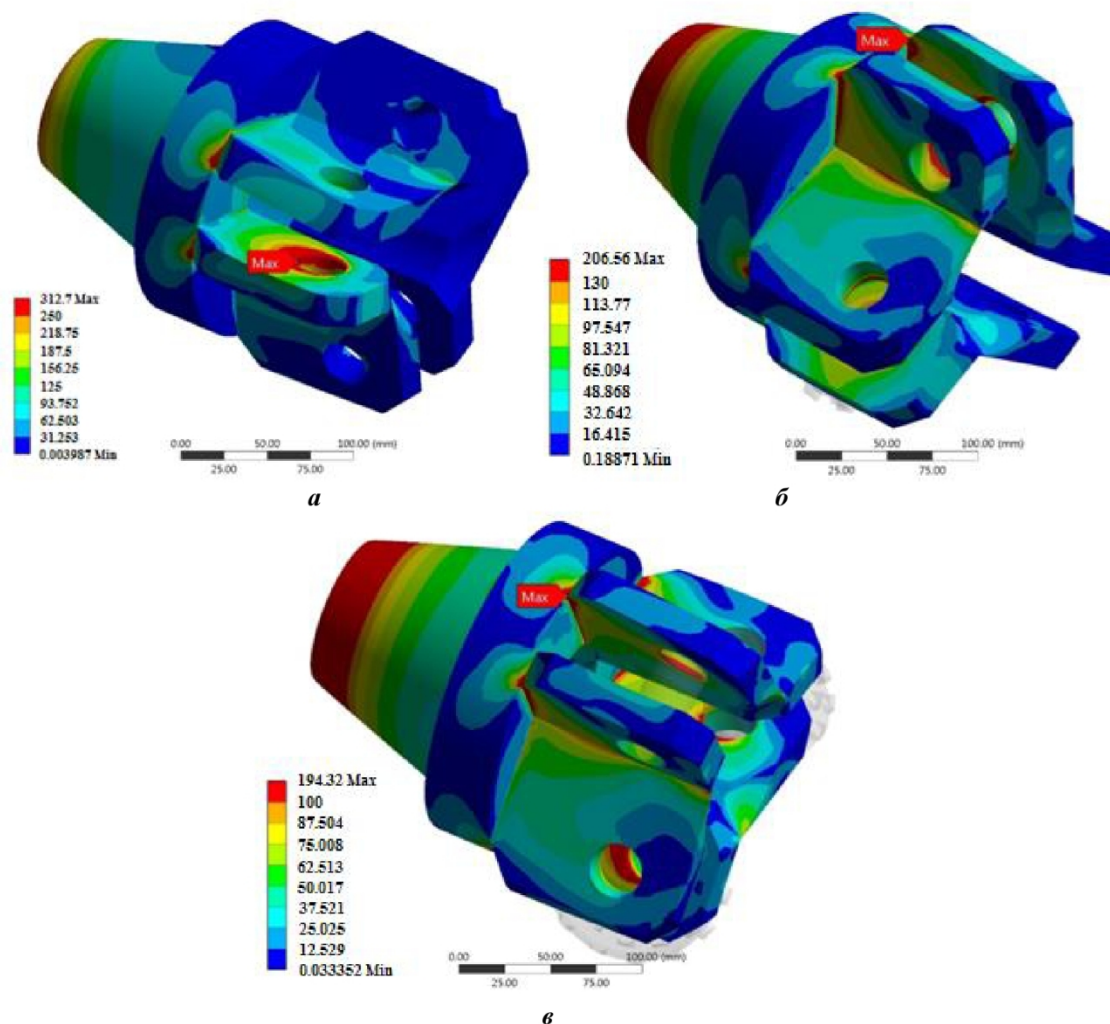


Рис. 6. Распределение полей эквивалентных напряжений корпусной части: а - нагрузка приходится на одну ось; б - нагрузка делится на две оси равномерно; в - нагрузка делится на три оси равномерно.
 Fig. 6. The distribution of the body part equivalent stresses fields: а - the load falls on one axis; б - the load is divided between two axes evenly; в - the load is divided between three axes evenly.

Для предотвращения возможности движения самих осей вводятся дополнительные контакты типа Bonded [3, 4] между сопрягающимися поверхностями осей и корпуса (см. рис. 4.).

Для моделирования воздействия бурового става (с помощью которого прикладываются ранее описанные усилия) ниппель долота закрепляется в буровой штанге от радиальных перемещений (в направлении оси X, в локальной цилиндрической системе координат), что показано на рис. 5, а.

Дополнительно для моделирования нагружения зубчато-дисковых фрез устанавливаются ограничения по всем перемещениям зубьев. Кинематические характеристики работы долота [5] 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. Так, граничные условия, моделирующие работу трех зубчато-дисковых фрез, показаны на рис. 5, б.

Рассмотрим три расчетных случая взаимодействия долота с забоем скважины в

сложноструктурных массивах горных пород. Первый – вся нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу. Второй – в силу неровности поверхности забоя и наличия включения повышенной твердости вся нагрузка приходится на две зубчато-дисковые фрезы. Третий – долото опирается на ровную поверхность забоя, при этом усилия P_{oc} и $M_{вр}$ равномерно распределяются на три зубчато-дисковые фрезы.

Расчет корпуса.

Традиционным для конструкций долот режущего вращательного типа является наличие лап, являющихся фактически плоскими балками, воспринимающими значительные изгибающие и крутящие моменты, а также сжимающие усилия [6]. 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

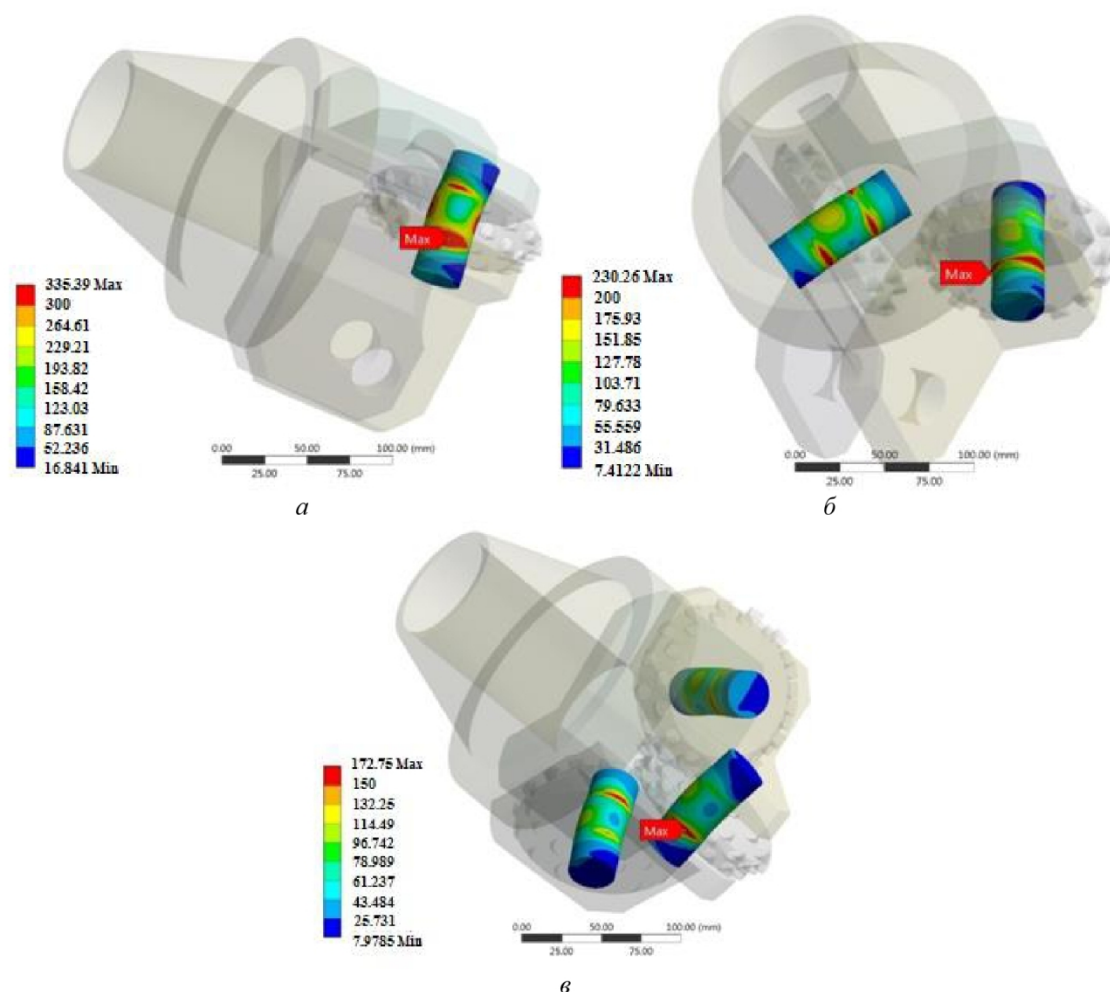


Рис. 7. Распределение полей эквивалентных напряжений по осям: а - нагрузка приходится на одну ось; б - нагрузка делится на две оси равномерно; в - нагрузка делится на три оси равномерно.
 Fig. 7. Distribution of equivalent stresses fields along the axes: а - the load falls on one axis; б - the load is divided between two axes evenly; в - the load is divided between three axes evenly.

корпусной части долота режуще-вращательного действия показано на рис. 6.

По данным, представленным на рис. 6, видно, что во всех случаях действующие значения напряжений в корпусе не превышают допустимые значения. Распределение напряжений носит равномерный характер и не превышает 30-35 МПа в первом случае нагружения (рис. 6, а), 15-20 МПа во втором случае нагружения (рис. 6, б) и 10-15 МПа в третьем, самом легком, случае нагружения (рис. 6, в). Максимальные значения действующих напряжений возникают во всех случаях нагружения в местах крепления лап к корпусу и составляют 312,7 МПа, 296,56 МПа и 194,32 МПа соответственно, что не превышает предел текучести σ_T и предел кратковременной прочности σ_B материала, из которого изготовлены оси (сталь 35ХМЛ, HRC 38; $\sigma_T = 392$ МПа, $\sigma_B = 589$ МПа). Однако следует отметить, что в расчетной модели не были учтены скругления и фаски, позволяющие 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. 7.

По данным, представленным на рис. 7, видно, что во всех случаях нагружения действующие значения напряжений не превышают допустимые значения. Распределение напряжений носит довольно равномерный характер и не превышает 30-40 МПа в первом случае нагружения (рис. 7, а), 20-30 МПа во втором (рис. 7, б) и 15-25 МПа в третьем (рис. 7, в). Максимальные значения действующих напряжений составляют 335,29 МПа, 230,26 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, HRC 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 –

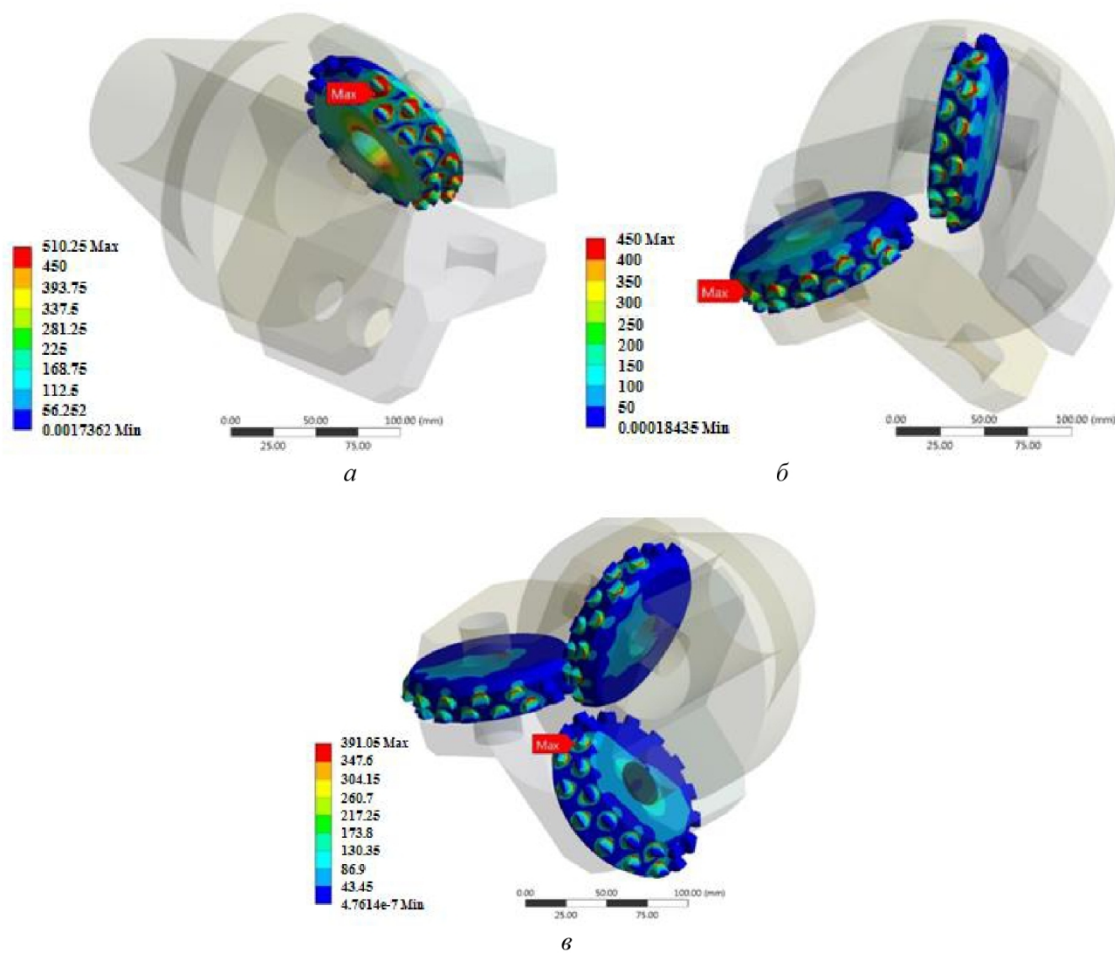


Рис. 8. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковым фрезам: а - нагрузка приходится на одну зубчато-дисковую фрезу; б - нагрузка делится на две зубчато-дисковые фрезы равномерно; с - нагрузка делится на три зубчато-дисковые фрезы равномерно.

Fig. 8. Distribution of equivalent stresses fields on the toothed disk mills: a - the load falls on one toothed disk mill; b - the load is divided between two toothed disk mills evenly; c - the load is divided between three toothed disk mills evenly.

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 также снизит действующие напряжения (на 5–7%).

Расчет зубчато-дисковых фрез.

С точки зрения деформирования зубчато-дисковая фреза представляет собой плоский диск с фрезерованными участками, в которых высверлены отверстия для вставки твердосплавных зубьев, выполненных из металлокерамического твердого сплава (ВК-8В).

Распределение эквивалентных напряжений по зубчато-дисковым фрезам представлено на рис. 8.

По данным, представленным на рис. 8, 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. 8. а), 50 МПа во втором (рис. 8. б) и 40–45 МПа в третьем (рис. 8, с). Максимальные значения действующих напряжений составляют 510,25 МПа, 459 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 фрезях в отверстиях, высверленных в теле зубчато-дисковой фрезы для вставки зубьев. Данный эффект появляется ввиду элементной концентрации. Рекомендуется провести дополнительное исследование данной области с помощью подмоделирования.

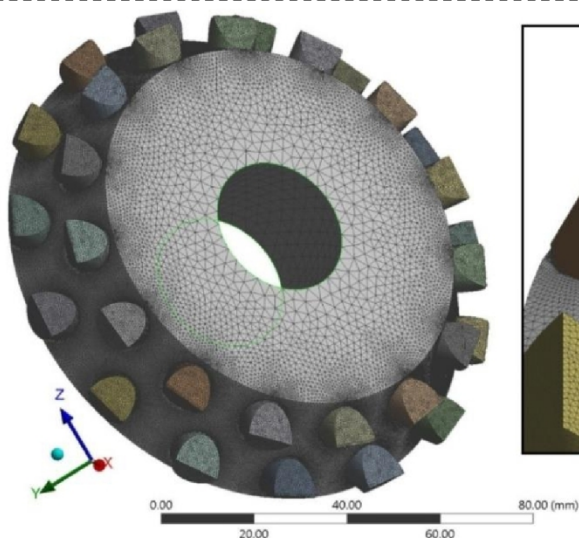


Рис. 9. Уточненный вид КЭ модели фрезы.
Fig. 9. Final elements exact view of the mill model.

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.

Для получения более достоверных результатов размер конечных элементов (КЭ) уменьшен. Общий вид уточненной модели КЭ зубчато-дисковой фрезы представлен на рис. 9.

Результаты уточняющих расчетов НДС зубчато-дисковых фрез в виде распределения полей эквивалентных напряжений представлены на рис. 10 – 12, для ранее установленных случаев нагружения.

По данным уточняющих расчетов НДС зубчато-дисковых фрез, представленных на рис. 10 – 12, видно, что номинальные значения действующих напряжений значительно выросли по сравнению с данными расчетов, представленных на рис. 8, однако во всех случаях нагружения они не превышают допустимые значения. Распределение полей эквивалентных напряжений носит равномерный характер и не превышает 95-100 МПа в первом случае нагружения (рис. 10), 80-85 МПа во втором (рис. 11) и 40-45 МПа в третьем (рис. 12). Максимальные значения действующих напряжений составляют 915,76 МПа, 723,15 МПа и 364,68 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).

Выводы:

1. Анализ напряженно-деформированного состояния бурового инструмента разборной конструкции (ДРДФ-244,5-2) показывает, что его надежная и безопасная работа не вызывает сомнений. Данный вывод согласуется с работами, посвященными

проблемам эксплуатации технических систем и бурового инструмента в частности [7 – 12].

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

3. Конструктивное исполнение долота режуще-вращательного действия с зубчато-дисковыми фрезами, установленными с острым углом в корпусе и имеющим многорядное твердосплавное вооружение, расширяет область рационального использования в сложнотекстурных массивах горных пород с коэффициентом крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова с $f=6-8$ до $f=8-10$ с пропластками до $f=12$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 2631948 Российская Федерация, МПК E21B 10/10, 10/12, 10/16. Буровое долото режуще-вращательного типа / К. А. Бовин, А. В. Гилев [и др.]; заявитель и патентообладатель Сиб. Федер. ун-т. – №2016129831; заявл. 20.07.2016; опубл. 29.09.2017, Бюл. №28.
2. Басов К. А. ANSYS справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
3. Каплун А. Б., Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
4. К. А. Басов. ANSYS справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
5. Бовин К. А. Обоснование рациональных режимных параметров бурения горных пород долотами режуще-вращательного действия / К. А. Бовин, А. В. Гилев // Изв. высш. учеб. заведений. Горный журнал. – 2017. – №6. – С. 101 – 108.
6. Зилова, Т. К. Замедленное разрушение материалов и влияние запаса упругой энергии / Т. К. Зилова, Я. Б. Фридман // Вопросы прочности материалов и конструкций. – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – С. 63–81.
7. Фролов, К. В. Проблема безопасности сложных технических систем / К. В. Фролов, Н. А. Махутов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1992. – № 5. – С. 3–11.
8. Легасов, В. А. Научные проблемы безопасности техноосферы / В. А. Легасов, Б. Б. Чайванов, А. Н. Черноплеков // Безопасность труда в промышленности. – 1988. – № 1. – С. 44–51.
9. Проблемы обеспечения безопасности сложных технических систем / Н. А. Махутов, Ю. С. Карабасов, Н. И. Бурдаков [и др.] // Нелинейные задачи динамики машин. – М.: Наука, 1992. – С. 167–178.

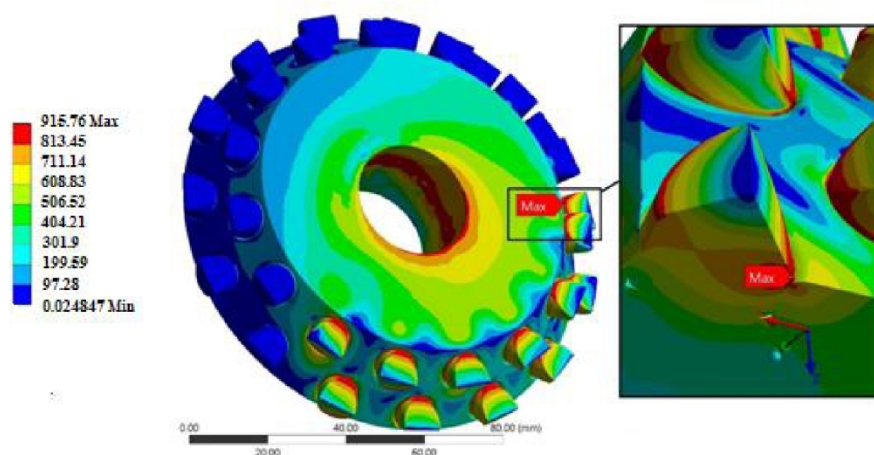


Рис.10. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковой фрезе в случае действия всей нагрузки на 1 фрезу.

Fig. 10. Distribution of equivalent stresses fields on the toothed disk mill in case all the load falls on 1 mill.

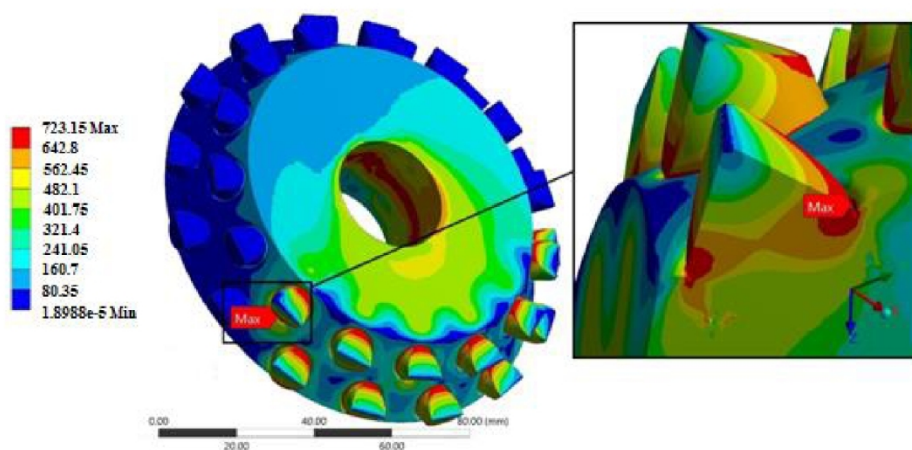


Рис.11. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковой фрезе при распределении всей нагрузки на 2 зубчато-дисковые фрезы.

Fig. 11. Distribution of equivalent stresses fields on the toothed disk mill when the entire load is distributed between 2 toothed disk mills.

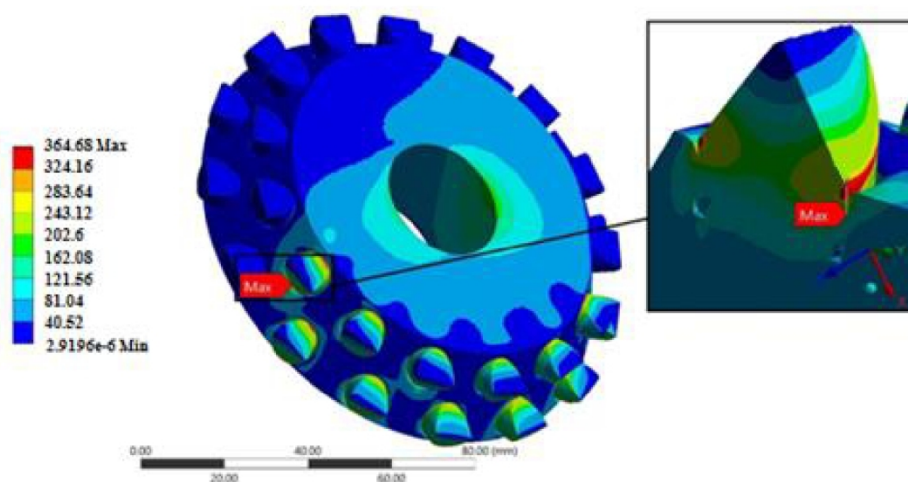


Рис.12. Распределение полей эквивалентных напряжений по зубчато-дисковой фрезе при равномерном распределении всей нагрузки на 3 зубчато-дисковые фрезы.

Fig. 12. Distribution of equivalent stresses fields on the toothed disk mill with a uniform distribution of the entire load between 3 toothed disk mills.

10. Подходы механики разрушения в концепции инженерной безопасности / Н. А. Махутов, Ю. Г. Матвиенко // Физико-химическая механика материалов. – 1996. – № 2. – С. 35–42.

11. Советов, Г. А. Эксплуатация инструмента для бурения взрывных скважин / Г. А. Советов. – М.: Цветметинформация, 1978. – 48 с.

12. Повышение долговечности опор буровых шарошечных долот за счет применения конических роликовых подшипников / А. В. Браженцев, В. П. Браженцев, Н. А. Жидовцев, Э. С. Гинзбург. – М.: Цинтихимнефтемаш, 1990. – 32 с.

Konstantin A. Bovin, graduate student, **Anatoly V. Gilev**, Dr.Sc. (Engineering), professor, **Natalia N. Gileva**, senior lecturer, **Andrey O. Shigin**, Dr.Sc. (Engineering), professor, **Ivan C. Plotnikov**, C.Sc. (Engineering), associate professor,

Siberian Federal University, 660025, Krasnoyarsk, Krasnoyarskiy rabochiy avenue, 95, Russian Federation

DESIGNING THE CUTTING-ROTATING DRILLING TOOLS WITH A MULTIPLE-ROW CUTTING STRUCTURE

Abstract: The stress-strain state (SSS) of a demountable drilling bit with toothed disk mills and two rows of hard-alloy cutting structure (DRDF-244.5-2) was studied using finite element simulation technique in the Ansys software with a statistical application of the workload complex. Strength calculations of SSS are made for the condition of maximum loads acting on the bit from the drilling rig and the downhole, and their uneven distribution through the bit elements. The study presents the distribution of fields of equivalent stresses appearing in the bit body, axes of rotation and toothed disk mills with two-row hard alloy cutting structure.

Keywords: axial force; drilling of blast holes; drilling tools; stress-strain state; applied loads; calculation model; fields of equivalent stresses.

Article info: received November 19, 2018

DOI: 10.26730/1816-4528-2018-5-48-56

REFERENCES

1. Pat. 2631948 Russian Federation, MPK E21B 10/10, 10/12, 10/16. Burovoye doloto rezhushche-vrashchatel'nogo tipa/ KA Bovin, AV Gilev [and others]; applicant and pantetowner Sib. Feder. un-t. - №2016129831; claimed. 07/20/2016; publ. 09.29.2017, Bul. №28.

2. K. A. Basov. ANSYS spravochnik pol'zovatelya. – M.: DMK Press, 2005. – 640 p.

3. Kaplun A. B., Ye. M. Morozov, M. A. Olfer'yeva. ANSYS v rukakh inzhenera. Prakticheskoye rukovodstvo. – M.: Yeditorial URSS, 2003. – 272 p.

4. Basov K. A ANSYS spravochnik pol'zovatelya. – M.: DMK Press, 2005. – 640 p.

5. Bovin K. A. Obosnovaniye ratsional'nykh rezhimnykh parametrov bureniya gornykh porod dolutami rezhushche-vrashchatel'nogo deystviya / K. A. Bovin, A. V. Gilev // Izv. vyssh. ucheb. zavedeniy. Gornyy zhurnal. – 2017. – №6. – P. 101 – 108.

6. Zilova, T. K. Zamedlennoye razrusheniye materialov i vliyaniye zapasa uprugoy energii / T. K. Zilova, YA. B. Fridman // Voprosy prochnosti materialov i konstruksiy. – M.: Izd-vo AN SSSR, 1959. – P. 63–81.

7. Frolov, K. V. Problema bezopasnosti slozhnykh tekhnicheskikh sistem / K. V. Frolov, N. A. Makhutov // Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin. – 1992. – № 5. – P. 3–11.

8. Legasov, V. A. Nauchnyye problemy bezopasnosti tekhnosfery / V. A. Legasov, B. B. Chayvanov, A. N. Chernoplekov // Bezopasnost' truda v promyshlennosti. – 1988. – № 1. – P. 44–51.

9. Problemy obespecheniya bezopasnosti slozhnykh tekhnicheskikh sistem / N. A. Makhutov, YU. S. Karabasov, N. I. Burdakov [i dr.] // Nelineynyye zadachi dinamiki mashin. – M.: Nauka, 1992. – P. 167–178.

10. Podkhody mekhaniki razrusheniya v kontseptsii inzhenernoy bezopasnosti / N. A. Makhutov, YU. G. Matviyenko // Fiziko-khimicheskaya mekhanika materialov. – 1996. – № 2. – P. 35–42.

11. Sovetov, G. A. Ekspluatatsiya instrumenta dlya bureniya vzryvnykh skvazhin / G. A. Sovetov. – M.: Tsvetmetinformatsiya, 1978. – 48 p.

12. Povysheniye dolgovechnosti opor burovyykh sharohechnykh dolot za schet primeneniya konicheskikh rolikovykh podshipnikov / A. V. Brazhentsev, V. P. Brazhentsev, N. A. Zhidovtsev, E. S. Ginzburg. – M.: Tsintikhimneftemash, 1990. – 32 p.

Библиографическое описание статьи

Бовин К.А., Гилёв А.В., Шигин А.О., Плотников И.С. Проектирование бурового инструмента режуще-вращательного действия с многорядным вооружением // Горное оборудование и электромеханика — 2018. — № 5 (139). — С. 48-56.

Reference to article

Bovin K.A., Gilev A.V., Gileva N.N., Shigin A.O., Plotnikov I.C. Designing the cutting-rotating drilling tools with a multiple-row cutting structure. Mining Equipment and Electromechanics, 2018, no. 5 (139), pp. 48-56.