

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕМЕНТАХ БУРИЛЬНЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Теплякова А.В., Алиева Л., Жуков И.А.

Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург

Ключевые слова: бурильная машина, ударный механизм, кулачковый механизм, буровой инструмент, разрушение горной породы.

Аннотация. Предназначенные для разрушения горных пород высокой крепости бурильные машины реализуют ударный способ воздействия на разрушаемый объект. Обусловленные явлением удара динамические процессы, представляющие наибольший научный интерес, связаны с формированием ударного импульса в приводном механизме и его преобразованием в энергию разрушения. Генерирование ударной нагрузки в машинах технологического назначения может быть достигнуто путем применения различных механизмов, одним из которых является кулачковый, геометрические параметры элементов которого оказывают непосредственное влияние на эффективность работы машины. Под действием ударного импульса буровой инструмент проникает в горную породу, создавая условия для ее разрушения. Напряженно-деформированное состояние породы при этом непосредственно определяется геометрическими соотношениями между породоразрушающими элементами инструмента. Статья посвящена исследованию динамических процессов в бурильных машинах ударного действия средствами вычислительного эксперимента, основанного на компьютерном моделировании в среде T-Flex.

COMPUTER SIMULATION OF DYNAMIC PROCESSES IN ELEMENTS OF IMPACT DRILLING MACHINES

Teplyakova A.V., Alieva L., Zhukov I.A.

Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg

Keywords: drilling machine, impact mechanism, cam mechanism, drilling tool, rock destruction.

Abstract. Drilling machines designed for the destruction of rocks of high strength implement a shock method of impact on the destroyed object. The dynamic processes caused by the impact phenomenon, which are of the greatest scientific interest, are associated with the formation of a shock pulse in the drive mechanism and its transformation into the energy of destruction. The generation of a shock load in technological machines can be achieved by using various mechanisms, one of which is a cam, the geometric parameters of the elements of which have a direct impact on the efficiency of the machine. Under the action of a shock pulse, the drilling tool penetrates into the rock, creating conditions for its destruction. The stress-strain state of the rock in this case is directly determined by the geometric relationships between the rock-breaking elements of the tool. The article is devoted to the study of dynamic processes in impact drilling machines by means of a computational experiment based on computer modeling in the T-Flex CAD system.

Введение

Выполнение технологических операций, связанных с разрушением, обработкой или деформированием различных объектов, требует применения механических систем [1-4], реализующих явление удара для создания кратковременных импульсных нагрузок большой величины.

Генерация ударного импульса осуществляется при соударении бойка с волноводом или непосредственно рабочим инструментом. Под действием импульса, перемещающегося по ударной системе от бойка в сторону обрабатываемого объекта, рабочий инструмент смещается, создавая тем самым условия для деформации или разрушения. Необходимое периодическое возвратно-поступательное движение бойка происходит от привода, в качестве которого могут быть применены различные известные механизмы: пневматические [5, 6], гидравлические [7-10], рычажные, кулачковые [11, 12] и др. [13-15].

Главным образом развитие научных основ исследования и проектирования ударных механизмов бурильных машин связано с попытками реализовать в конструкциях машин принцип автоматического регулирования режимов работы в зависимости от свойств разрушаемых объектов [16, 17]. В известных запатентованных вариантах адаптивных бурильных машин регулирование заключалось во включении ударного механизма наряду с вращением инструмента при увеличении усилия сопротивления на рабочем инструменте, т.е. машина могла работать в двух режимах – вращательном и ударно-вращательном. Однако в процессе бурения инструмент может непрерывно сталкиваться с различающейся по крепости горной породой, в связи с чем требуется не просто подключение ударного воздействия, но и автоматическая настройка величины ударного импульса, а также возможность и вовсе отключать вращение инструмента, или переводить его в режим периодического поворота между ударами. Лишь некоторые конкретные сочетания физико-механических свойств обрабатываемой среды, геометрических параметров инструмента в совокупности с целесообразными формами, размерами и материалами соударяющихся деталей могут давать наибольший эффект при ударном воздействии на среду.

Таким образом, решенные в данной области научные задачи не исчерпывают весь перечень проблемных вопросов, связанных с изучением ударных механизмов, но несомненно служат базой для дальнейшего развития исследований в выбранном научном направлении.

Методы исследования

В современных условиях создание качественных, надежных и конкурентоспособных машин и механизмов невозможно без всестороннего инженерного анализа проектируемых объектов с применением программных комплексов и принятия на его основе грамотных, технически обоснованных конструктивных решений. Значительную роль в научных исследованиях сегодня играют вычислительные эксперименты, которые позволяют описать основные особенности реальных процессов достаточно простыми средствами компьютерного моделирования.

С целью анализа кинематических и силовых характеристик динамических процессов в элементах бурильных машин ударного действия, обладающих различными исходными параметрами, проведены вычислительные эксперименты в программных модулях «Т-Flex Динамика» и «Т-Flex Анализ». Т-Flex – одна из современных полнофункциональных систем автоматизированного проектирования, обладающая мощными параметрическими возможностями трехмерного моделирования со встроенными средствами исследования динамического поведения различных пространственных механических систем.

Динамический анализ ударного кулачкового механизма

Среди различных вариантов ударных механизмов особый интерес представляют кулачковые [18, 19]. Достаточно простая конструкция (рис. 1), включающая в себя ведущее звено – кулачок и ведомое звено – толкатель-боек, позволяет реализовать практически любой заданный закон движения бойка путем придания рабочему профилю кулачка соответствующих геометрических параметров. Как правило, в качестве замыкающего элемента в таких механизмах устанавливается пружина сжатия, за счет потенциальной энергии которой происходит разгон бойка перед ударом (рис. 2).

Конструкция кулачкового ударного механизма обладает еще одной особенностью. При взводе контакт кулачка с толкателем осуществляется через ролик, а во время разгона эта кинематическая связь размыкается для нанесения бойком удара по инструменту. После удара боек вновь входит в контакт с кулачком, и цикл повторяется. Это событие может привести к соударению бойка и кулачка и, следовательно, к поломке механизма.

Современные тенденции к постоянному повышению эффективности и увеличению срока службы технологических машин ударного действия обуславливают несомненную актуальность исследований кулачковых ударных механизмов.

В результате патентного поиска [20] установлено, что одним из первых устройств, в котором применен кулачковый механизм для реализации эффекта удара, в 1931 году был

заявлен электрический перфоратор (авт. св-во на изобретение №28465 от 31.12.1932). Далее машины ударного действия создавались с кулачковыми механизмами различного конструктивного исполнения, с разными связями между толкателем и кулачком, с различным замыканием и т.д. Среди изобретателей и исследователей ударных кулачковых механизмов следует отметить таких ученых, как Жданов П.Э., Ибраев Ш.И., Поздняков Н.И., Дядюра А.Г., Александров Е.В., Алабужев П.М., Алимов О.Д., Манжосов В.К., Шевченко Б.А., Джолдошев Н.У., Ярунов А.М., Дворников Л.Т.

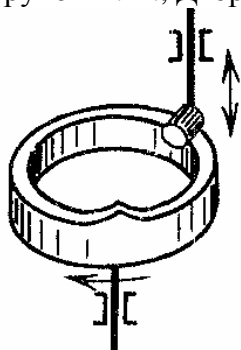


Рис. 1. Схема цилиндрического торцового кулачкового механизма

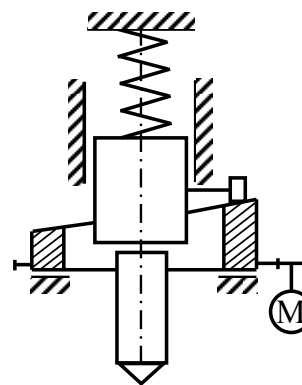


Рис. 2. Ударный кулачковый механизм

Проблема совершенствования ударных кулачковых механизмов связана с необходимостью анализа режимов движения звеньев, отысканием и обоснованием геометрических параметров деталей, обеспечивающих заданные условия работы. Решение этих задач требует проведения кинематического и динамического исследований механизмов.

Расчетная компьютерная модель механизма (рис. 3) представляет собой систему твердых тел, шарниров и нагрузок.

Система твердых тел включает в себя опоры и основные детали кулачкового механизма – условный элемент корпуса механизма, кулачок, толкатель-боек, ролик, инструмент, объект воздействия. Расположение, контакт и соединение деталей задаются посредством сопряжений и взаимного расположения осей и контактирующих поверхностей. Сопряжения закладывают в модель механизма ассоциативные условия связей, определяющие параметры относительного движения деталей модели, и автоматически формируют шарниры. В качестве нагрузок в модели заданы: 1) вращение кулачка с постоянной частотой; 2) линейная пружина. Компьютерная модель выполнена достаточно универсальной, позволяющей исследовать динамику механической системы, задаваясь различными исходными данными, учитывая все основные факторы и взаимосвязи, характеризующие реальные ситуации, критерии и ограничения, чтобы позволить выполнить необходимые исследования.

Расчёт кинематических и динамических параметров модели выполняется в системе T-Flex методом покадрового вычисления состояния системы. Для расчёта каждого кадра система совершает определенное количество шагов моделирования, задаваемых

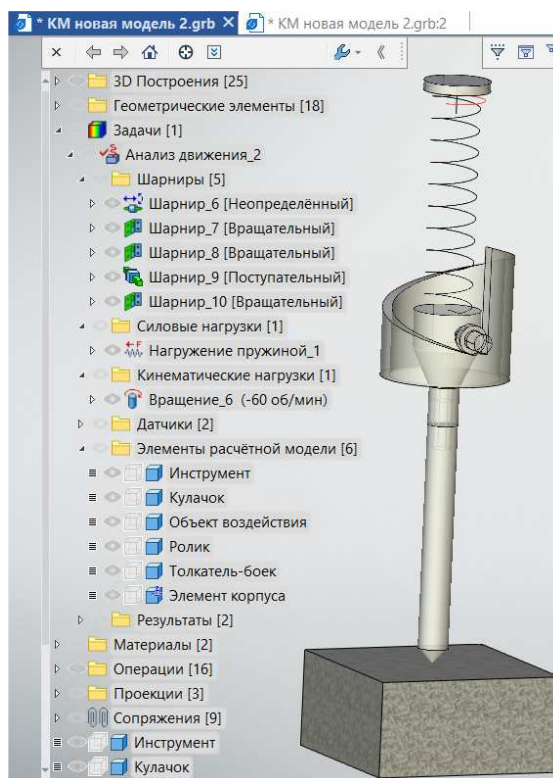


Рис. 3. Компьютерная модель ударного кулачкового механизма

пользователем. Для считывания результатов моделирования устанавливаются специальные датчики, показания с которых в виде графиков и числовых значений отображаются мгновенно во время выполнения расчёта. По результатам динамического анализа записывается анимационный ролик, демонстрирующий работу всего механизма под действием заданных нагрузок.

В начальный момент времени при включении вращения кулачка происходит самопроизвольное опускание толкателя-бойка под действием собственного веса до момента соприкосновения с инструментом. Затем вращающийся кулачок входит в контакт с роликом, поднимая толкатель-боек до момента срыва с профиля кулачка, и происходит удар бойком по инструменту. Затем расчетный цикл повторяется.

Для примера расчетная модель была построена по следующим параметрам: масса толкателя-бойка вместе с роликом $m = 2,16$ кг; диаметр ролика $d_p = 30$ мм; диаметры соударяющихся торцов бойка и инструмента $d_0 = 32$ мм; диаметр средней линии профиля кулачка $D = 125$ мм; рабочая высота профиля кулачка $H = 115$ мм; длина пружины в момент удара $h_1 = 235$ мм, длина пружины в сжатом состоянии в момент сброса бойка $h_2 = 120$ мм. Переменными в модели являются следующие параметры: геометрия профиля кулачка; частота вращения кулачка n , об/мин; коэффициенты жесткости и демпфирования пружины.

В первую очередь геометрические параметры элементов механизма должны быть проверены на срабатывание ударного воздействия, которое достигается при возникновении контакта толкателя-бойка с инструментом прежде, чем ролик коснется профиля кулачка. В противном случае произойдет удар по кулачку. Проверка этого условия помимо визуальной оценки осуществляется по двум датчикам, установленным на пару тел «боек – инструмент», показывающим: 1) расстояние между соударяющимися торцами деталей (рис. 4,а), 2) силовое взаимодействие (рис. 4,б). Наличие отчетливой паузы на графике расстояния (рис. 4,а) и скачка на силовой диаграмме (рис. 4,б) свидетельствует о правильно подобранных исходных геометрических параметрах элементов механизма.

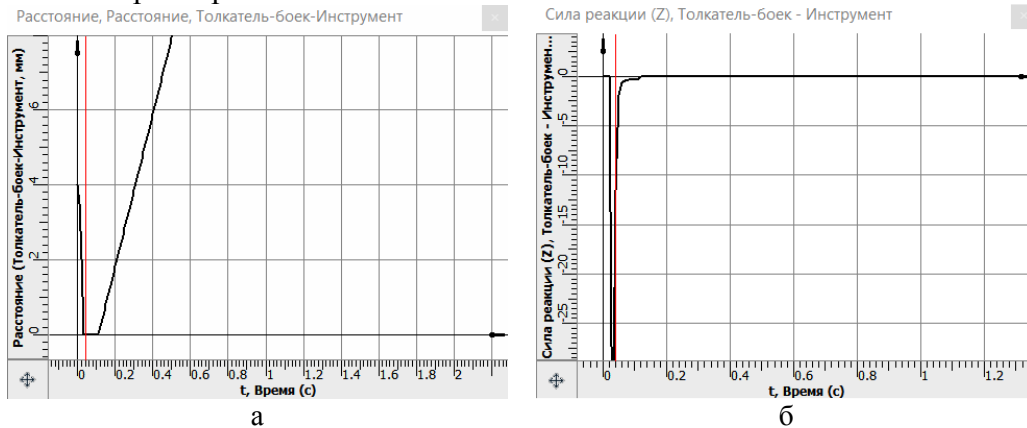


Рис. 4. Графики с датчиков, установленных на пару тел «боек – инструмент»

Тарировка датчиков осуществлялась на разработанной модели без учета пружины. При таких условиях разгон толкателя-бойка перед ударом происходит только лишь под действием его собственного веса. Тогда предударная скорость бойка определяется формулой

$$V_0 = \sqrt{2gh}, \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,806 \text{ м/с}^2$; h – высота сброса бойка, равная расстоянию между соударяющимися торцами бойка и инструмента в момент сброса бойка с роликом с верхней точки профиля кулачка, $h = 113,25$ мм.

В соответствии с исходными данными расчетная предударная скорость толкателя-бойка составляет $V_{0p} = 1,49 \text{ м/с}$. График изменения скорости бойка, полученный с соответствующего датчика, приведен на рисунке 5.

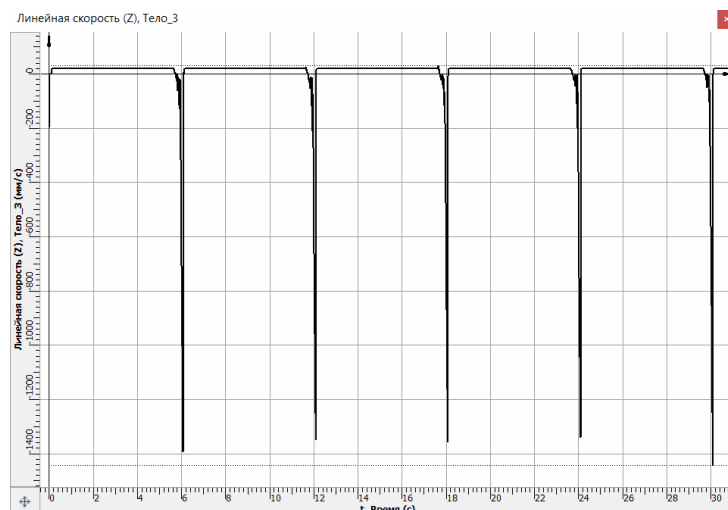


Рис. 5. График скорости толкателя-бойка

Анализ полученных результатов показывает, что предударная скорость бойка при каждом ударе принимает незначительно отличающиеся значения, среднее арифметическое экспериментальное значение скорости составляет $V_{0э} = 1,38 \text{ м/с}$. Отличие в значениях расчетной и экспериментальной скорости обусловлено особенностью разгона бойка – его падение не происходит мгновенно с верхней точки профиля кулачка, т.к. фактически ролик сначала перекачивается по вершине и лишь затем срывается.

Дальнейшее исследование компьютерной модели ударного кулачкового механизма осуществлялось с учетом наличия в механизме пружины сжатия.

При задании циклического вращения кулачка по показателям датчиков, установленных на элементы модели, были получены числовые и графические результаты расчета следующих изменяющихся во времени параметров:

- координаты положения центра масс бойка (рис. 6);
- линейная и угловая скорости бойка (рис. 7);
- угловая скорость ролика (рис. 8);
- сила взаимодействия ударника и рабочего инструмента.

График, представленный на рисунке 6, по существу отражает геометрию рабочего профиля кулачка, определяющего один из основополагающих параметров кулачкового механизма – угол давления, который оказывает непосредственное влияние на эффективность работы всего механизма. Рабочий профиль кулачка задается на его развертке и определяется видом используемой линии. Как правило, в качестве такой линии принимается прямая, характерной особенностью которой является постоянное значение угла давления. Однако такой вариант не обеспечивает максимальный КПД механизма.

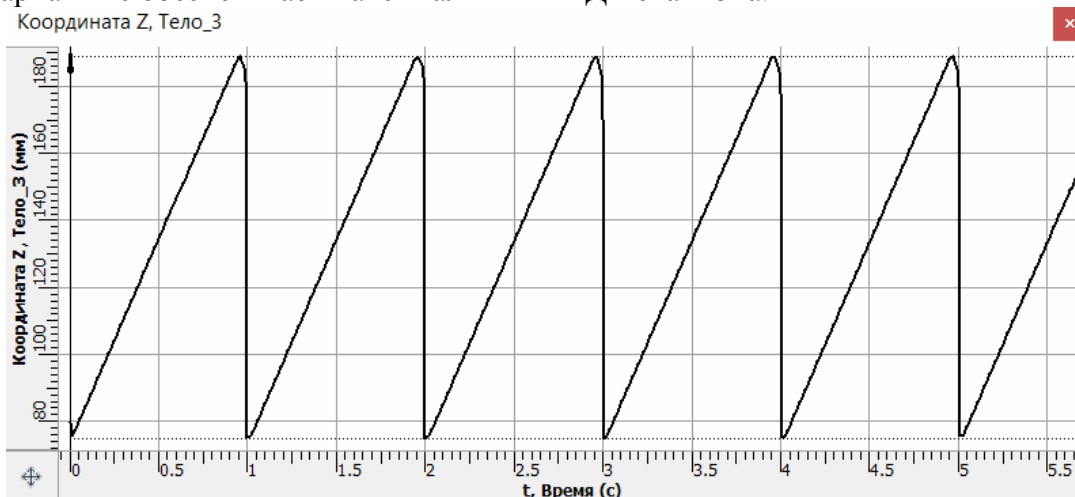


Рис. 6. График зависимости координаты положения центра масс бойка от времени

Полный КПД кулачкового механизма определяется как произведение КПД механизма в период взвода бойка и КПД в период разгона бойка [21]. Первый множитель зависит от потенциальной энергии пружины и работы подъемной силы кулачкового механизма, которая в свою очередь определяется уравнением

$$A = \int_{s_0}^{s_{\max}} F_y ds, \quad (1)$$

где s – перемещение толкателя-бойка; F_y – подъемная сила,

$$F_y = \frac{T}{D} \cdot \sin(2\alpha), \quad (2)$$

T – крутящий момент, передаваемый от двигателя на торцовый кулачок; D – диаметр кулачка; α – угол давления.

Стабильная работа привода характеризуется постоянством момента T , следовательно, максимум полезной работы (1) будет достигаться при максимальном перемещении толкателя s и максимальном значении силы F_y , зависящей от угла давления. Таким образом, поиск и обоснование кривой линии, образующей профиль кулачка, позволит обеспечить повышение КПД механизма [22]. Численная оценка результатов компьютерного моделирования, представленных на рисунке 6, позволит оптимизировать геометрические параметры профиля кулачка, обеспечивающие максимальную эффективность работы ударного механизма.

Представленные на рисунке 7 графики линейной и угловой скорости бойка позволяют сделать следующие выводы:

- линейная скорость ударника определяется высотой сброса и характеристиками пружины, при этом колебания пружины оказывают непосредственное влияние на величину скорости, что требует тщательной подборки характеристик пружины для обеспечения постоянства линейной скорости;

- угловая скорость бойка на этапе взвода отлична от нулевого значения и колеблется в пределах достаточно малой величины, что однако свидетельствует о колебаниях ударника, вызываемых отсутствием плавности обкатки ролика по кулачку и сопротивлением пружины закручиванию.

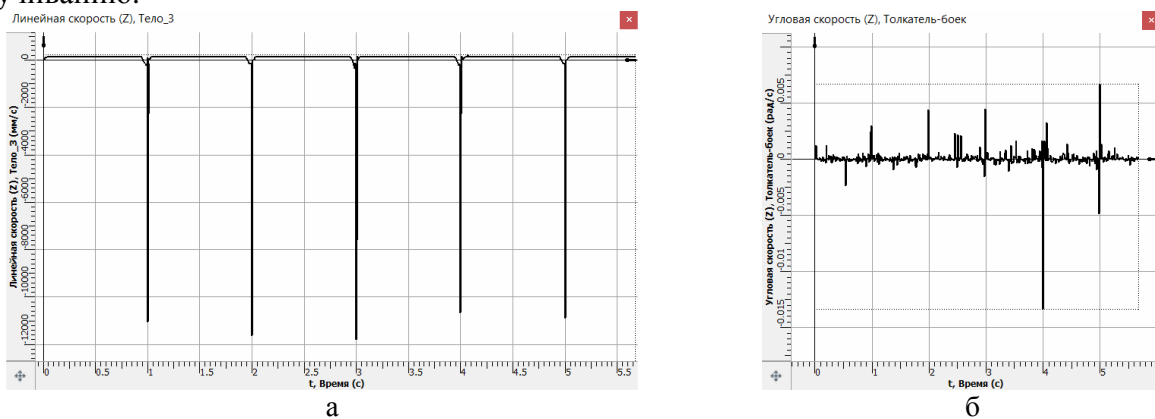


Рис. 7. Графики скоростей бойка: а) линейной; б) угловой

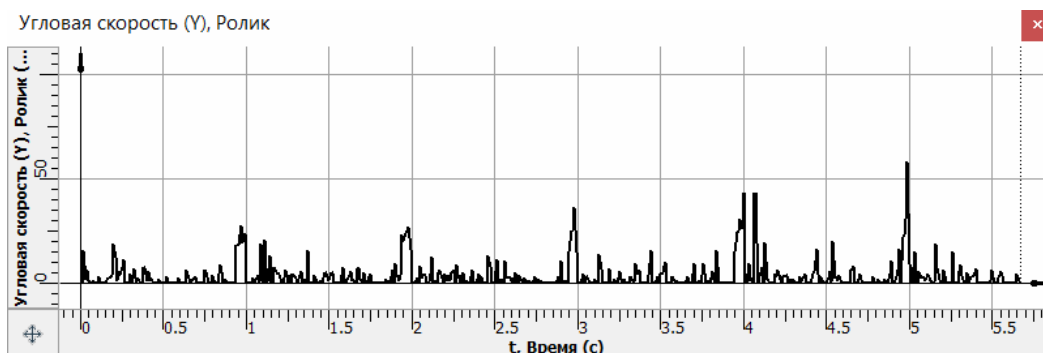


Рис. 8. График угловой скорости ролика

Проскальзывание ролика, отражающееся на графике его угловой скорости (рис. 8), обуславливается изменением усилия поджатия пружины в зависимости от высоты подъема бойка. При больших усилиях ролик вовсе перестает совершать вращательное движение, что неизбежно приводит к чрезмерному изнашиванию и ролика, и кулачка.

Система T-Flex позволяет также установить датчик силовой нагрузки между парой тел. Такой датчик был установлен между ударником и рабочим инструментом. Однако, анализ полученного графика в соответствии с теоретическими подходами изучения динамических процессов, возникающих при продольном соударении стержней, свидетельствует о необходимости более детального исследования разработанной компьютерной модели при различных параметрах выполняемых расчетов, в том числе позволяющих зафиксировать столь кратковременную нагрузку, как ударный импульс.

Анализ взаимодействия бурового инструмента с разрушаемой горной породой

Специфической особенностью ударного бурения горной породы является процесс прохождения ударного импульса через буровой инструмент и превращения его энергии в полезную энергию разрушения среды. Изучение механизмов разрушения горных пород несомненно имеет актуальное значение для проектирования породоразрушающей части инструмента и обоснованного выбора силовых и энергетических параметров бурильных машин.

Бурильные машины ударного действия оснащаются инструментом, который армирован твердосплавными вставками (инденторами). В последние несколько десятилетий процесс разрушения горной породы под действием штыревого бурового инструмента стал актуальным предметом исследования как аналитическими, так и экспериментальными, и численными методами [23-26]. Но необходимо отметить, что обобщенные методы проектирования буровых коронок с обоснованием их рациональных и оптимальных конструктивных параметров отсутствуют.

Первоочередной целью проводимых вычислительных экспериментов было установление картины распределения напряжений в горной породе при нагружении двумя инденторами, расположенными на различном расстоянии друг от друга. В опытах использовались цилиндросферические инденторы (ГОСТ 880-75) диаметром 12,3 мм из вольфрамкобальтового сплава ВК-8, одновременно воздействующие на кусок горной породы (гранит) с размерами 200x200x150 мм. По условиям эксперимента (рис. 9) инденторы предварительно были погружены на глубину рабочего участка, а на торец цилиндрического участка задавалась распределенная нагрузка, равная усилию ударной волны.

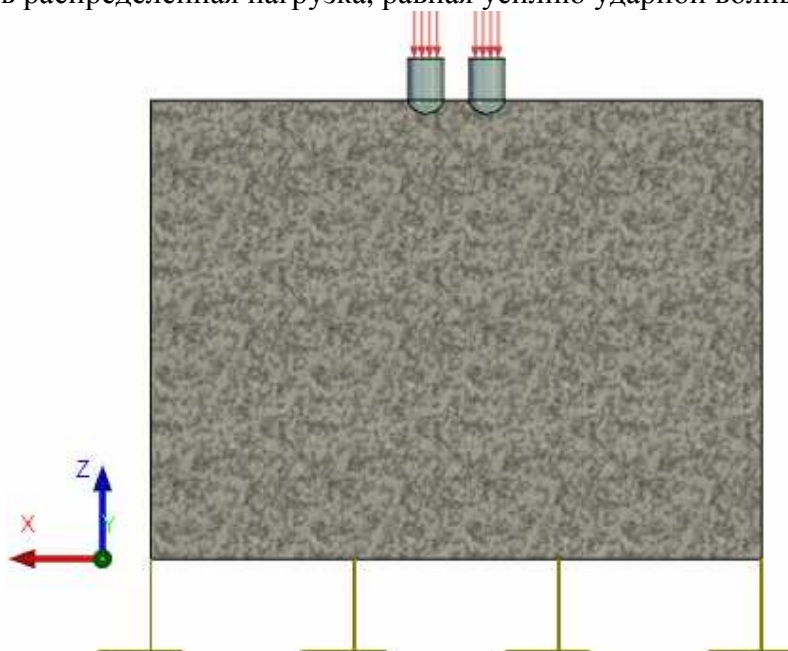


Рис. 9. Расчетная схема нагружения инденторов

Разработанная экспериментальная модель позволяет изменять расстояние между геометрическими осями инденторами. Расчетный интервал расстояния составлял от 14 мм до 22 мм, с шагом изменения в 1 мм.

Результат расчета напряженно-деформированного состояния представляет собой градиентную диаграмму (рис. 10), по которой в зависимости от допускаемого напряжения контактного разрушения $\sigma_{кр}$ горной породы можно установить зоны разрушения, а также произвести замеры напряжения или деформации в любой точки модели. Для оценки влияния расстояния между геометрическими осями двух одновременно внедряемых инденторов наибольший интерес представляет величина расчетного напряжения $\sigma_{ми}$ в пространстве между инденторами. Появление в этом пространстве даже небольшой зоны с напряжением, превышающим допустимое, разрушение породы между инденторами происходит крупным сколом, что приводит к образованию общей лунки выкола от двух инденторов, объем которой превышает суммарный объем лунок выкола от внедрения одиночных инденторов. Результаты расчетов сведены в таблицу 1.

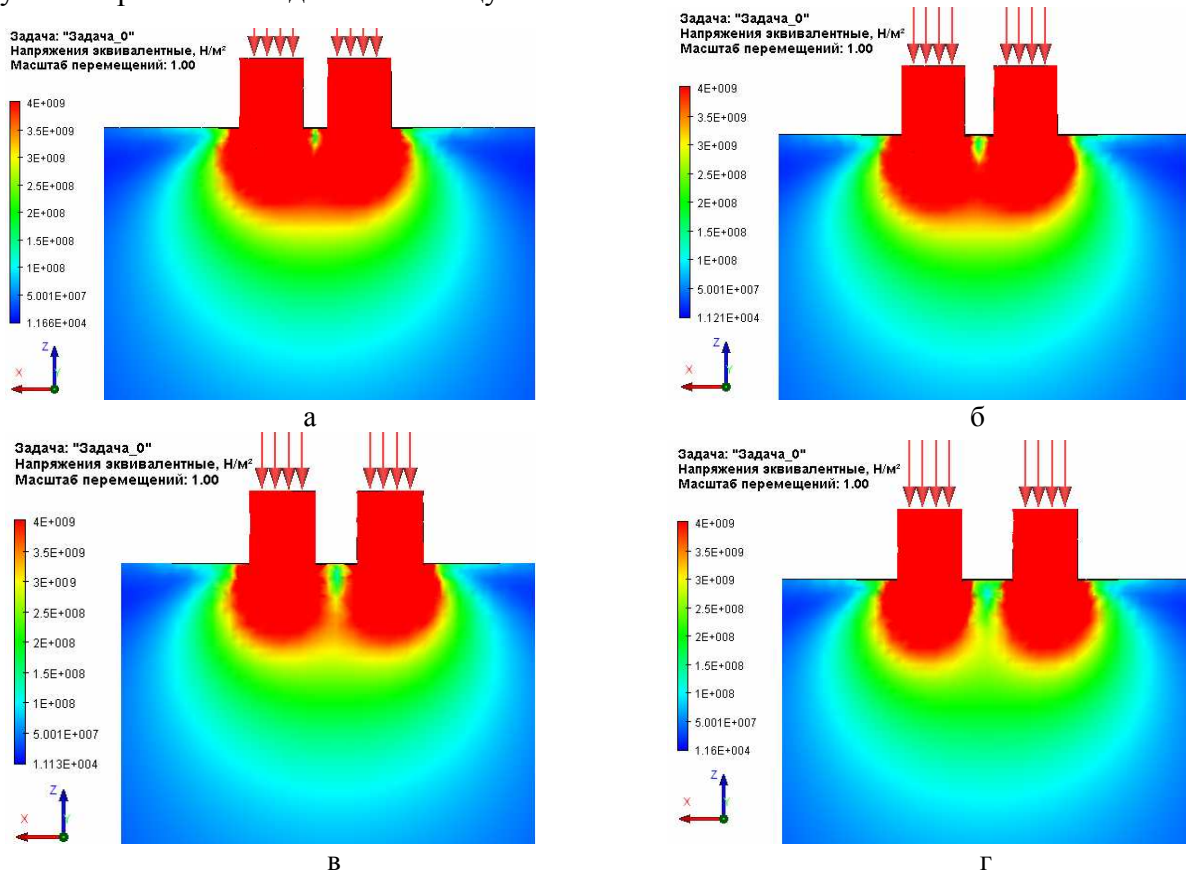


Рис. 10. Градиентная диаграмма напряженно-деформированного состояния при расстоянии между инденторами: а – 16 мм, б – 18 мм, в – 20 мм, г – 22 м

Табл. 1. Результаты экспериментальных испытаний

l_u	l_u/d	$\sigma_{ми}/\sigma_{кр}$
14	1,14	2,11
15	1,22	1,87
16	1,30	1,54
17	1,38	1,49
18	1,46	1,38
19	1,54	1,25
20	1,63	1,08
21	1,71	1,03
22	1,79	0,93

Из приведенных данных видно, что условие, когда отношение расстояния l_{II} между точками контакта соседних твердосплавных инденторов с горной породой к диаметру d твердосплавного индентора меньше или равно значению 1,71, происходит разрушение горной породы в пространстве между соседними инденторами буровой коронки. Полученные результаты подтверждают утверждение Барона Л.И. [27] об оптимальном диапазоне значений соотношения расстояния l_{II}/d от 1,67 до 1,71.

Заключение

Наличие разработанной динамической модели позволяет простыми средствами изменять геометрию профиля кулачка, форму толкателя-бойка, характеристики пружины, получая при этом в результате анализа расчетной модели экспериментальные данные по кинематическим и силовым свойствам механизма. Построенная модель вычислительного эксперимента подтверждает известные результаты исследований и позволяет в последующем проводить аналогичные расчеты не только для двух инденторов, но и для других различных схем взаимного расположения соседних инденторов, а также для буровой коронки в целом.

Список литературы

1. Бегагоен И.А., Дядюра А.Г., Бажал А.И. Бурильные машины. Расчет, конструкции, долговечность. – М.: Недра, 1972. – 368 с.
2. Алимов О.Д., Дворников Л.Т. Бурильные машины. – М.: Машиностроение, 1976. – 295 с.
3. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремьянц В.Э. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах. – М.: Наука, 1985. – 360 с.
4. Иванов К.И., Латышев В.А., Андреев В.Д. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. – 272 с.
5. Юнгмейстер Д.А., Гасымов Э.Э., Исаев А.И. Обоснование конструкции и параметров устройства для регулирования потока воздуха в погружных пневмоударниках станков шарошечного бурения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – №6-2. – С. 251-267. – DOI: 10.25018/0236_1493_2022_62_0_251.
6. Червов В.В., Тищенко И.В., Червов А.В., Ванаг Ю.В. Разработка энергонасыщенного пневматического молота на основе исследований взаимодействия его физической модели с грунтом // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2021. – № 1. – С. 95-106. – DOI: 10.15372/FTPRI20210110.
7. Кызыров К.Б., Митусов А.А., Решетникова О.С. Проектировочные исследования параметров гидромолота для горной и строительной промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2018. – №9. – С. 220-226. – DOI: 10.25018/0236-1493-2018-9-0-220-226.
8. Серов А.А., Шабанова А.П., Савинков В.А. Гидромолоты особенности конструкции и перспективы развития // Высокие технологии в строительном комплексе. – 2019. – № 1. – С. 176-179.
9. He J., Yin Q., Yin K. Study on the abrasion property of the anvil inside a hydraulic DTH hammer fitted with horizontal oriented sliders // Frattura ed Integrità Strutturale. 2017, vol. 11, no. 42, pp. 263-271.
10. Bolobov V. I., Chupin S. A., Le-Thanh B. Modeling impact fracture of rock by hydraulic hammer pick with regard to its bluntness // Eurasian Mining. 2022, vol. 37(1), pp. 72-75. DOI: 10.17580/em.2022.01.15.
11. Ярунов А.М. Кулачковые механизмы переменной структуры. – Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та, 1986. – 166 с.
12. Манжосов В.К. Динамика и синтез кулачковых ударных механизмов: монография. – Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 218с.
13. Болобов В.И., Плащинский В.А. Влияние продолжительности удара на эффективность разрушения горных пород и пластического деформирования металлов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 3. – С. 78-96. – DOI: 10.25018/0236_1493_2022_3_0_78.
14. Сысоев Н.И., Гринько А.А., Гринько Д.А. Обоснование структуры и рациональных конструктивных параметров перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 7. – С. 113-124. – DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113.
15. Aldannawy H., Rouabhi A., Gerbaud L. Percussive drilling: Experimental and numerical investigations // Rock Mechanics and Rock Engineering. 2022, vol. 55(3), pp. 1555-1570. DOI: 10.1007/s00603-021-02707-5.
16. Лазуткин С.Л., Лазуткина Н.А. Определение рациональных параметров исполнительных элементов ударной системы адаптивного ударного устройства // Современные наукоемкие технологии. – 2019. – № 5. – С. 58-63.
17. Жданев О.В., Зайцев А.В., Продан Т.Т. О возможностях создания российской высокотехнологичной компоновки низа бурильной колонны // Записки Горного института. – 2021. – Т. 252. – С. 872-884. – DOI:10.31897/PMI.2021.6.9
18. Попов Н.Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 214с.
19. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional Publ., 2003. – 606 p.

20. Теплякова А.В., Жуков И.А., Мартюшев Н.В. Применение бурильных машин с ударным кулачковым механизмом в различных горно-геологических условиях // Устойчивое развитие горных территорий. – 2022. – Т. 14, №3(53). – С. 501-511. – DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-3-501-511.
21. Теплякова А.В., Жуков И.А. Повышение КПД горных машин ударного действия, снабженных кулачковым ударным механизмом // Journal of Advanced Research in Technical Sciences. – 2021. – №25. – С. 31-36. – DOI: 10.26160/2474-5901-2021-25-31-36.
22. Теплякова А.В. К задаче поиска и обоснования рационального профиля цилиндрического торцового кулачка ударного механизма // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2021. – №11. – С. 18-23. – DOI: 10.26160/2658-3305-2021-11-18-23.
23. Liu H.Y., Kou S.Q., Lindqvist P.A. Numerical studies on bit-rock fragmentation mechanisms // International Journal of Geomechanics. – 2008. – Vol. 8. – №. 1. – P. 45-67.
24. Реготунов А.С., Антонов В.А. Экспериментальное исследование режимов ударного бурения горных пород // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2015. – № 8. – С. 61-69.
25. Опарин В.Н., Тимонин В.В., Карпов В.Н., Смоляницкий Б.Н. О применении энергетического критерия объемного разрушения горных пород при совершенствовании технологии ударно-вращательного бурения скважин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2017. – №6. – С. 81-104. – DOI: 10.15372/FTPRPI20170609.
26. Нескоромных В.В., Головченко А.Е. Экспериментальное исследование процесса разрушения горных пород внецентренными ударными импульсами при ударно-вращательном бурении // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2020. – Т. 331. – №1. – С. 135-147. – DOI 10.18799/24131830/2020/1/2455.
27. Барон Л.И., Веселов Г.М., Коняшин Ю.Г. Экспериментальные исследования процессов разрушения горных пород ударом. – М.: Изд-во Акад. наук СССР, 1962. – 219 с.

References

1. Begagoen I.A., Dyadyura A.G., Bazhal A.I. Drilling machines. Calculation, design, durability. – М.: Nedra, 1972. – 368 p.
2. Alimov O.D., Dvornikov L.T. Drilling machines. – М.: Mechanical Engineering, 1976. – 295 p.
3. Alimov O.D., Manzhosov V.K., Eremyants V.E. Impact. Propagation of deformation waves in the impact systems. – М.: Science, 1985. – 360 p.
4. Ivanov K.I., Latyshev V.A., Andreev V.D. Drilling techniques in the development of mineral deposits. – 3rd ed., reprint and additional – М.: Nedra, 1987. – 272 p.
5. Yungmeister D.A., Gasimov E.E., Isaev A.I. Substantiation of the design and parameters of the device for regulating the air flow in down-the-hole hammers of roller-cone drilling rigs // Mining information and analytical bulletin. 2022, no. 6-2, pp. 251-267. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_62_0_251.
6. Chervov V.V., Tishchenko I.V., Chervov A.V., Vanag Y.V. Design of an energy-intensive pneumatic hammer based on the physical simulation of the hammer–soil interaction // Journal of Mining Science. 2021, vol. 57, no. 1, pp. 86-95. DOI: 10.1134/S1062739121010105.
7. Kyzzyrov K.B., Mitusov A.A., Reshetnikova O.S. Design research of parameters of hydraulic hammer for mining and construction // Mining information and analytical bulletin. 2018, no. 9, pp. 220-226. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-9-0-220-226.
8. Serov A.A., Shabanova A.P., Savinkov V.A. Hydraulic hammers design features and development prospects // High technologies in the construction complex. 2019, no. 1, pp. 176-179.
9. He J., Yin Q., Yin K. Study on the abrasion property of the anvil inside a hydraulic DTH hammer fitted with horizontal oriented sliders // Frattura ed Integrità Strutturale. 2017, vol. 11, no. 42, pp. 263-271.
10. Bolobov V. I., Chupin S. A., Le-Thanh B. Modeling impact fracture of rock by hydraulic hammer pick with regard to its bluntness // Eurasian Mining. 2022, vol. 37(1), pp. 72-75. DOI: 10.17580/em.2022.01.15.
11. Yarusov A.M. Cam mechanisms of variable structure. – Irkutsk: Publ. house Irkutsk university, 1986. – 166 p.
12. Manzhosov V.K. Dynamics and synthesis of cam impact mechanisms: monograph. – Ulyanovsk: UISTU, 2007. – 218p.
13. Bolobov V.I., Plashchinsky V.A. Influence of impact duration on fracture efficiency in rocks and on plastic deformation of metals // Mining information and analytical bulletin. 2022, no. 3, pp. 78-96. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_3_0_78.
14. Sysoev N.I., Grinko A.A., Grinko D.A. Justification of structure and rational design for hammer drills for helical milling // Mining information and analytical bulletin. 2021, no. (7), pp 113-124. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113.
15. Aldannawy H., Rouabhi A., Gerbaud L. Percussive drilling: Experimental and numerical investigations // Rock Mechanics and Rock Engineering. 2022, vol. 55(3), pp. 1555-1570. DOI: 10.1007/s00603-021-02707-5.
16. Lazutkin S. L., Lazutkina N. A. Determination of rational parameters of the executive elements of the shock system of an adaptive shock device // Modern high-tech technologies. 2019, no. 5, pp. 58-63.
17. Zhdaneev O.V., Zaitsev A.V., Prodan T.T. On the possibilities of creating a Russian high-tech layout of the bottom of the drill string // Journal of Mining Institute. 2021, vol. 252, pp.872-884. DOI: 10.31897/PMI.2021.6.9.

18. Popov N.N. Calculation and design of cam mechanisms. – M.: Mechanical Engineering, 1980. – 214 p.
19. Rothbart H.A. Cam design handbook. – New York: McGraw-Hill Professional Publ., 2003. – 606 p.
20. Teplyakova A.V., Zhukov I.A., Martyushev N.V. Application of drilling machines with impact cam mechanism in various mining and geological conditions // Sustainable Development of Mountain Territories. 2022, vol. 14, iss. 3, pp. 501-511. DOI: 10.21177/1998-4502-2022-14-3-501-511.
21. Teplyakova A.V., Zhukov I.A. Improving the efficiency of impact mining machines equipped with a cam impact mechanism // Journal of Advanced Research in Technical Sciences. 2021, no. 25, pp. 31-36. DOI: 10.26160/2474-5901-2021-25-31-36.
22. Teplyakova A.V. To the task of finding and substantiating the rational profile of a cylindrical butt-end cam of an impact mechanism // Transport, mining and construction engineering: science and production. 2021, no. 11, pp. 18-23. DOI: 10.26160/2658-3305-2021-11-18-23.
23. Liu H.Y., Kou S.Q., Lindqvist P.A. Numerical studies on bit-rock fragmentation mechanisms //International Journal of Geomechanics. – 2008. – Vol. 8. – №. 1. – P. 45-67.
24. Regotunov A.S., Antonov V.A. Experimental investigation of the modes of impact drilling of rocks // News of the Higher Institutions. Mining Journal. – 2015. – No. 8. – pp. 61-69.
25. Oparin V.N., Timonin V.V., Karpov V.N., Smolyanitsky B.N. On the application of the energy criterion of volumetric destruction of rocks when improving the technology of impact-rotational drilling of wells // Physico-technical problems of mineral development. – 2017. – No. 6. – pp. 81-104. – DOI: 10.15372/FTPRPI20170609.
26. Oparin V.N., Timonin V.V., Karpov V.N., Smolyanitsky B.N. Energy-based volumetric rock destruction criterion in the rotary-percussion drilling technology improvement // Journal of Mining Science. 2017, vol. 53, no. 6, pp. 1043-1064. DOI: 10.1134/S1062739117063114.
27. Baron L.I., Veselov G.M., Konyashin Yu.G. Experimental studies of the processes of destruction of rocks by impact. – M.: Publ. house of the Academy of Sciences of USSR, 1962. – 219 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Теплякова Анна Васильевна – студент	Teplyakova Anna Vasilyevna – student
Алиева Лейла – аспирант	Alieva Leila – postgraduate student
Жуков Иван Алексеевич – д.т.н., доцент, профессор кафедры машиностроения	Zhukov Ivan Alekseevich – doctor of technical sciences, associate professor, professor of Department of mechanical engineering
tmmiok@yandex.ru	

Получена 23.03.2023