

УДК 62-531.7

ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ В БУРОВОМ ИНСТРУМЕНТЕ С РАЗНОВАРАЩАЮЩИМИСЯ БУРОВЫМИ КОРОНКАМИ

Пищухин А.М.

ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», Оренбург, e-mail: pishchukhin55@mail.ru

Работа посвящена исследованию фрикционных автоколебаний, возникающих в новой конструкции бурового инструмента с двумя буровыми коронками – кольцевой и круговой, вращающимися в разные стороны. Такая конструкция позволяет снять реактивный момент со шланга при шланго-кабельном бурении, более устойчиво держит направление разбуривания и меньше нагружает стенки скважины. Механизм возникновения автоколебаний связан с тем, что сила трения покоя выше силы резания породы, поэтому возникают колебания типа «stick-slip» («прилипание-скольжение»). Имеющаяся в литературе постановка задачи, представляющей смычковые музыкальные инструменты, была адаптирована для исследования крутильных колебаний в буровом инструменте. При этом дополнительным отличием разработанной модели является наличие сил трения, приложенных к обоим элементам колеблющейся двухмассовой системы. С помощью метода А.А. Воронова показано, что дополнительная сила трения смещает фазовый график кольцевой буровой коронки в зависимости от направления угловой скорости ее колебаний. Дальнейшее исследование подтвердило возможности управляемого изменения спектра возникающих автоколебаний, путем изменения соотношения и геометрии расположения масс элементов конструкции, жесткости соединений этих элементов, коэффициента демпфирования, а также скорости вращения с целью конструктивной оптимизации рассматриваемого бурового инструмента и повышения его динамических характеристик. Компьютерное моделирование подтвердило возникновение устойчивых колебаний.

Ключевые слова: фрикционные автоколебания, разновращающиеся буровые коронки, крутильные колебания, буровой инструмент, полигармонические колебания

THE STUDY OF SELF-OSCILLATIONS IN THE DRILLING TOOL WITH ROTATING IN OPPOSITE DIRECTIONS DRILL BITS

Pischukhin A.M.

Orenburg State University, Orenburg, e-mail: pishchukhin55@mail.ru

Work is devoted to research of frictional self-oscillations of the drilling tool in the emerging new design with two drill bits – ring and circular, rotating in opposite directions. This design allows you to remove the reactive torque from the hose when the hose-cable drilling more stable holding drilling direction and less load on the borehole wall. The mechanism of occurrence of oscillation due to the fact that the force of static friction higher cutting forces breed, and there are fluctuations in the type of «stick-slip». Available in the literature statement of the problem, which represents stringed musical instruments, has been adapted for the study of torsional vibrations in the drilling tool. This additional feature of the developed model is the presence of friction forces applied to both elements of the two-mass vibrating system. With Voronov AA method It shows that the additional frictional force shifts the phase graph of the ring drill bit depending on the direction of the angular velocity of its oscillations. Further study confirmed the possibility of changes in the spectrum managed oscillations occurring by changing the ratio of mass and geometry of the arrangement, the rigidity of the compounds of structural elements, the damping coefficient, as well as the speed of rotation with a view to optimizing the structural considered drilling tool and increase its dynamic characteristics. Computer modeling has confirmed the occurrence of stable oscillation.

Keywords: frictional self-oscillations, rotating in opposite directions drill bits, torsional oscillations, drilling tools, polyharmonic fluctuations

В технических устройствах со сложной механикой [6, 15, 20] почти всегда есть место для возникновения автоколебаний. Изучением колебаний, возникающих в процессе бурения, занимались многие ученые [4].

При работе шарошечного долота различают следующие колебательные процессы, обеспечивающие динамическое воздействие на забой [18]:

а) высокочастотные, появление которых вызвано зубчатостью шарошек;

б) среднечастотные, природа которых связана с изменением во времени числа взаимодействующих с поверхностью забоя скважины зубьев долота;

в) низкочастотные, обусловленные возникновением вследствие неоднородности строения горных пород и их дефектности ухабов на забое скважины.

В процессе бурения эти колебания могут привести к ухудшению основных показателей. Опасность любых автоколебаний в том, что они ведут к разрушению, износу деталей бурового инструмента, увеличению технологических зазоров, повышенной и нерациональной трате энергии [11]. При этом уменьшить амплитуду этих колебаний наиболее эффективно можно согласованием конструкции и массогабаритных показателей, но только при знании спектра частот [1–3, 5, 12].

С другой стороны, колебательные процессы, возникающие в системе «долото – забой», способны интенсифицировать бурение [13, 17]. Моделирование и расчет возникающего при этом напряженно-деформированного состояния приведены в [8, 9, 12, 21].

Наконец, знание спектра частот возникающих автоколебаний позволяет снизить помехи при использовании нового способа передачи информации с забоя [19] посредством механико-гидравлического (МГ) канала связи о таких параметрах забойного процесса, как частота вращения долота и его шарошек, амплитуда осевых колебаний корпуса долота, твердости разбуриваемых горных пород и т.д.

В устройстве для реализации способа бурения разновращающимися буровыми коронками, находящемся под разносторонней и интенсивной нагрузкой в технологическом процессе, главную роль играют крутильные колебания. В этом инструменте разное направление вращения буровым коронкам придано для снятия реактивного момента со шланга при шланго-кабельном бурении. Из-за наложения колебаний на такую систему управление ей становится особенно сложным [10].

Теория

Для снятия реактивного момента, возникающего при бурении скважины, было разработано специальное устройство [7]. В этом устройстве забой разбуривается двумя коронками – круговой и кольцевой, вращающимися в разные стороны. При этом в зависимости от загруженности разбуриваемая ими площадь перераспределяется в сторону увеличения для слабонагруженной коронки и уменьшения площади, разбуриваемой перегруженной коронкой. Перераспределение производится автоматически при появлении разности в угловых скоростях вращения коронок с помощью дифференциального механизма и винтовой линии с углом наклона α , преобразующими изменения скорости вращения коронок в вертикальное движение поводков, одновременно поворачивающих буровые коронки круговой и кольцевой частей и меняющих площади их разбуривания, а вместе с ними перераспределяющих величину реактивных моментов.

Схемой, моделирующей механизм возникновения автоколебаний в рассматриваемом буровом инструменте, являются упруго-скрепленные сплошной и полый цилиндры, лежащие на вращающихся диске и кольце соответственно, изображенные на рис. 1.

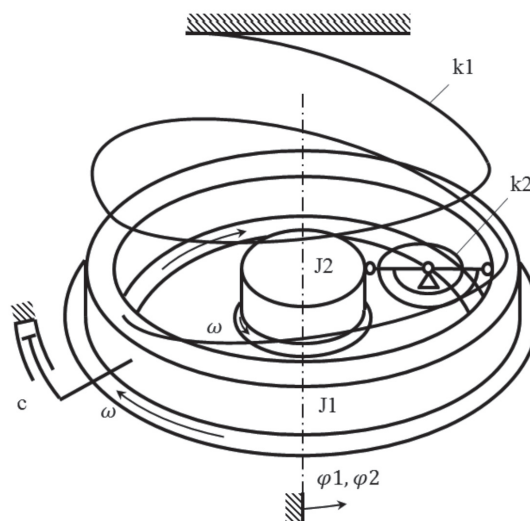


Рис. 1. Модель автоколебательной системы

При этом пружина k_2 с двумя стержнями имитирует сателлит дифференциального механизма, связывающий держатели буровых коронок (солнечные колеса) и позволяющий им вращаться в разные стороны.

Схема является обращенной по отношению к процессу бурения, при котором вращаются модельные цилиндры, несущие в нижней части буровые коронки, а дно забоя неподвижно. Трение происходит между буровыми коронками и забоем.

Качественное объяснение механизма возбуждения автоколебаний в таких схемах было высказано Рэлеем [16] на примере смычковых инструментов. Он считал, что «способность смычка поддерживать колебания струны связана с тем, что трение при средних скоростях меньше, чем при малых».

Опираясь на исследование прямолинейных автоколебаний в двухмассовой системе [16], проанализируем крутильные колебания в заявленном буровом инструменте. Механические модели, в которых возникают автоколебания под действием трения скольжения получили название «stick-slip» («прилипание-скольжение»), в силу того, что в них наблюдается два вида движения: когда цилиндры неподвижны относительно вращающихся диска или кольца и когда они скользят по ним.

Рассматриваемая модель состоит из двух соосных цилиндров – полого и сплошного с моментом инерции $J1$ и $J2$ соответственно. Полый цилиндр с моментом инерции $J1$ соединен с неподвижной опорой невесомой круговой пружиной с жесткостью $k1$, а сплошной цилиндр с моментом инерции $J2$ соединен с полым цилиндром с моментом

инерции J_1 двумя стержнями, связанными друг с другом пружиной жесткости k_2 . Цилиндр J_2 находится на вращающемся с угловой скоростью ω диске, а цилиндр J_1 – на кольце, вращающемся с той же угловой скоростью в противоположную сторону. Повороты цилиндров из положения, в котором пружины не деформированы, обозначим φ_1 и φ_2 (рис. 1). Между первым цилиндром и неподвижной опорой действует сила вязкого трения с коэффициентом c , а между цилиндрами и вращающимся диском и кольцом действует сила трения скольжения f .

Примем кусочно-постоянную модель трения скольжения с коэффициентом трения в виде [16]

$$\tilde{f} = \begin{cases} f_s & \text{при } \dot{\varphi}_2 < \omega \\ f_s & \text{при } \dot{\varphi}_2 = \omega \text{ и } f_* > f_r \\ f_* & \text{при } \dot{\varphi}_2 = \omega \text{ и } |f_*| \leq f_r; f_* = k_2 (\varphi_2 - \varphi_1) \\ -f_s & \text{при } \dot{\varphi}_2 = \omega \text{ и } f_* < -f_r \\ -f_s & \text{при } \dot{\varphi}_2 > \omega \end{cases}$$

Здесь точка сверху означает дифференцирование по времени координаты второго груза (для первого груза имеют место такие же соотношения), f_s и f_r – коэффициенты трения скольжения и покоя, пропорциональные нормальному давлению, причем коэффициент трения скольжения не больше коэффициента трения покоя ($f_s \leq f_r$).

Уравнения движения исследуемой системы

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c \dot{\varphi}_1 + k_1 \varphi_1 - k_2 (\varphi_2 - \varphi_1) = -\tilde{f},$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + k_2 (\varphi_2 - \varphi_1) = \tilde{f}. \quad (1)$$

В отличие от работы [16], постановка этой задачи относится к крутильным колебаниям и отличается наличием трения в обоих уравнениях правой части. Уравнения решаются для случая

$$J_2 = \varepsilon J_1, f = \varepsilon \tilde{f},$$

где ε – малая положительная величина.

Материалы и методы исследования

Как показано в той же работе, второе уравнение описывает нелинейные незатухающие колебания с периодом

$$T + \tau = 2\pi + \frac{2(\mu - 1)}{\omega} - 2\arcsin \left(\frac{(\mu - 1)/\omega}{\sqrt{[(\mu - 1)/\omega]^2 + 1}} \right).$$

Он зависит от отношения $(\mu - 1)/\omega$ (разности коэффициентов трения покоя и скольжения $\{\mu = f_r/f_s\}$ к угловой скорости ленты). Сразу можно сделать вы-

вод: чем меньше угловая скорость ленты ω , тем в большем диапазоне изменяется период при изменении μ , и чем больше угловая скорость ленты, тем в меньшем диапазоне изменяется период при изменении μ .

Первое уравнение в (1) в безразмерных координатах и после подстановки решения второго уравнения примет вид уравнения вынужденных колебаний при наличии трения скольжения

$$\ddot{\tilde{\varphi}}_1 + 2c_1 \dot{\tilde{\varphi}}_1 + \rho^2 \tilde{\varphi}_1 = (\mu - 1) \cos t + \omega \sin t - f,$$

при $0 \leq t \leq T$,

$$\ddot{\tilde{\varphi}}_1 + 2c_1 \dot{\tilde{\varphi}}_1 + \rho^2 \tilde{\varphi}_1 = 2 - \mu + (t - T)\omega - f,$$

при $T \leq t \leq T + \tau$, \quad (2)

где $c_1 = c\rho / 2\sqrt{k_1 J_1}$ и $\rho^2 = \varepsilon k_1 / k_2$.

Для нахождения решения уравнений (2) можно применить метод, описанный в [14]. Примем

$$f = \begin{cases} \delta \rho^2 & \text{при } \dot{\tilde{\varphi}}_1 < \omega; \\ 0 & \text{при } \dot{\tilde{\varphi}}_1 = \omega; \\ -\delta \rho^2 & \text{при } \dot{\tilde{\varphi}}_1 > \omega. \end{cases}$$

Тогда левая часть уравнений примет вид

$$(\ddot{\tilde{\varphi}}_1 + \delta) + 2c_1 (\dot{\tilde{\varphi}}_1 + \delta) + \rho^2 (\tilde{\varphi}_1 + \delta), \text{ при } \dot{\tilde{\varphi}}_1 < \omega;$$

$$(\ddot{\tilde{\varphi}}_1 - \delta) + 2c_1 (\dot{\tilde{\varphi}}_1 - \delta) + \rho^2 (\tilde{\varphi}_1 - \delta), \text{ при } \dot{\tilde{\varphi}}_1 > \omega. \quad (3)$$

Отсюда следует, что левая часть уравнения (2) описывает затухающие колебания, фокус которых сдвинут по оси ординат в фазовых координатах на величину δ влево от начала координат в верхней части фазовой плоскости и вправо – в нижней части. При этом необходимо помнить, что когда $\dot{\varphi}_1 = \omega$, сила трения останавливает первый цилиндр по отношению к вращающемуся диску и он движется с его угловой скоростью, при этом трение как слагаемое в правой части уравнений (2) пропадает.

Ввиду громоздкости получающихся формул движение без силы трения скольжения на первом грузе было исследовано в [16] численно. Показано, что при $c_1 > 0$ во всех трех возможных случаях ($c^2 < \rho^2$, $c^2 = \rho^2$ и $c^2 > \rho^2$) наблюдается устойчивость вынужденных колебаний первого груза при всех значениях параметров ρ , μ , ω . При малых c скорость стремления фазовых траекторий к вынужденному движению мала, а при его увеличении возрастает. Эта скорость увеличивается при возрастании μ , уменьшении ω и не зависит от ρ .

Для качественного анализа решения уравнений (2) с левой частью в виде (3) была использована программа MBTU [3] с моделирующей схемой, изображенной на рис. 2.

Поведение первого (кольцевого) цилиндра описывается колебательным звеном, переходной процесс запускается ступенчатыми сигналами и синусоидальными в качестве вынуждающих, то есть описывающих воздействие внутреннего цилиндра, блоки для графического вывода информации, нанесенные на схему в указанных местах, предусмотрены для диагностики. Буквой А на схеме помечены ключи, изменяющие прохождение входных сигналов при удовлетворении пороговых условий. При этом управляющим является средний входной сигнал – когда он превышает заданное пороговое значение, выходной сигнал переключается с верхнего входного по схеме на нижний. Ключи реализуют изменение уравнений при пересечении аргументами осей координат фазовой плоскости.

Результат – колебания второго звена – выводится и оценивается на фазовой плоскости, при этом для организации второй координаты используется дифференцирующее звено.

Результаты исследования и их обсуждение

Полученный график переходного процесса в фазовых координатах (см. рис. 3) показывает, что колебания со временем входят на установившийся цикл, представля-

ют полигармоническое поведение первого груза со сложным спектром. Хотя, в соответствии со схемой рис. 2, случай превышения цилиндрами угловой скорости вращения кольца и пониженной по сравнению с ним скоростью необходимо рассматривать отдельно (на рис. 3 это отражено сдвигом графика на уровне 1), а решения «сшивать», все же периоды главных гармоник легко можно оценить.

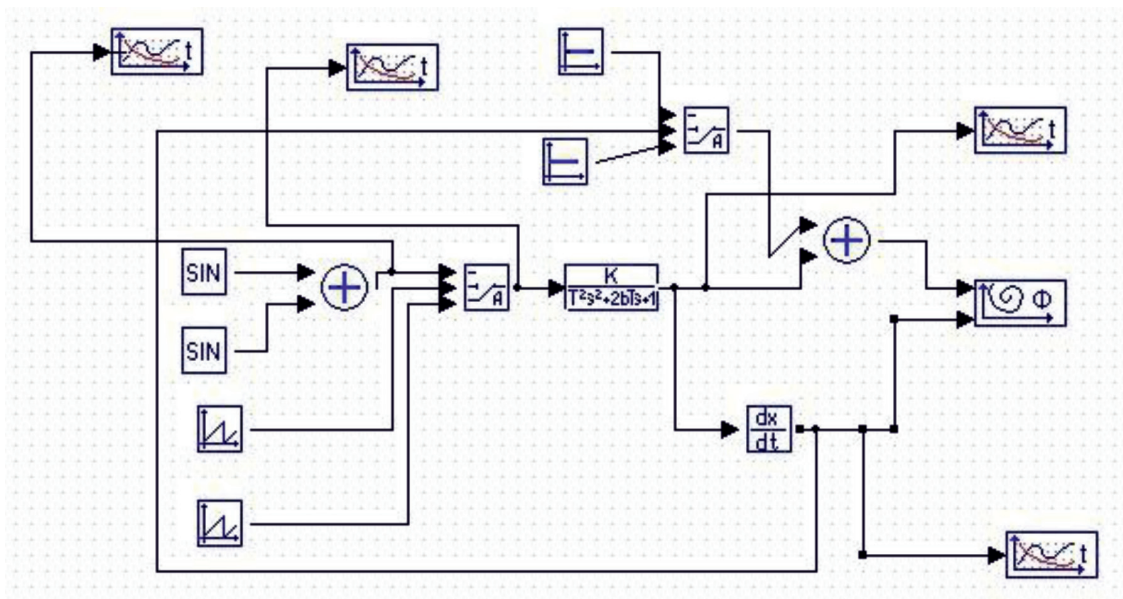


Рис. 2. Моделирующая схема в МВТУ 3.7

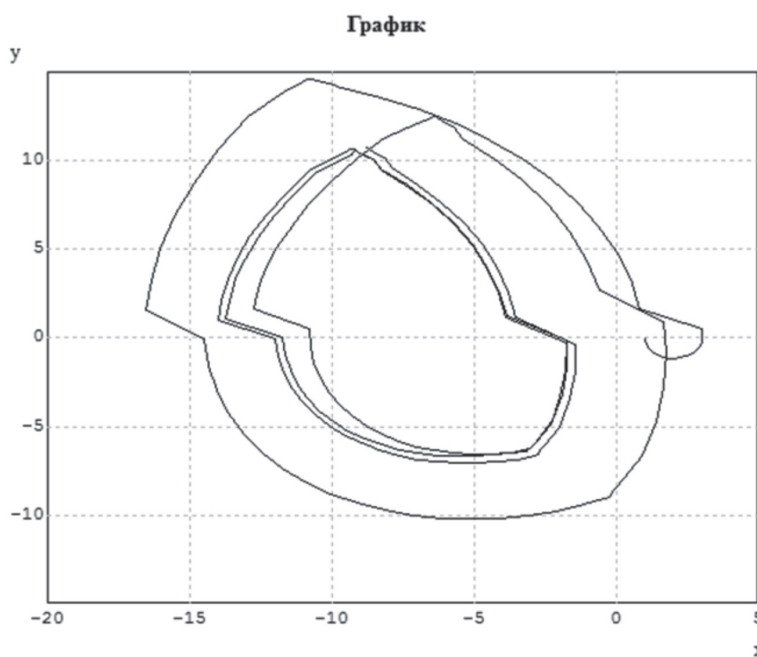


Рис. 3. График вынужденных колебаний первого цилиндра в фазовых координатах

Кроме того, в [16] численно доказано, что при различных значениях параметров, кроме случая отсутствия вязкого трения, в котором требуется дополнительное исследование, вынужденные колебания первого цилиндра устойчивы, причем скорость сходимости соседних фазовых траекторий к предельному циклу прямо пропорционально зависит от разности коэффициентов трения покоя и скольжения и обратно пропорционально от угловой скорости дисков.

Заключение

Таким образом, проведенное исследование позволяет сделать вывод о возможности управляемого численного определения и изменения спектра возникающих автоколебаний. Последнее возможно путем изменения соотношения и геометрии расположения масс элементов конструкции, жесткости соединений этих элементов, коэффициента демпфирования, а также скорости вращения с целью конструктивной оптимизации рассматриваемого бурового инструмента и, соответственно, целенаправленного изменения его динамических характеристик. Исследование можно продолжить в направлении возникновения вынужденных колебаний, связанных с неоднородностями буримой породы.

Список литературы

1. Баицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М.: Недра, 1975. – 293 с.
2. Габдрахимов М.С. и др. Динамика бурильного инструмента при проводке вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин. – СПб.: Недра, 2011. – 242 с.
3. Козлов, О.С., Кондаков Д.Е., Скворцов Л.М. и др. Программный комплекс для исследования динамики и проектирования технических систем // Информационные технологии. – 2005. – № 9. – С. 20–25.
4. Марчик Н.А. и др. Характеристика вибрационных процессов установок глубокого бурения и методы их снижения / в сб. Разработка рудных месторождений. – 2010. – вып. 93. – 4 с.
5. Миннивалеев Т.Н. Разработка забойной гидромеханической системы компенсации колебаний давления промышленной жидкости дисс. канд. тех. наук. – Уфа, 2014. – 136 с.
6. Пищухин А.М. Конструирование сложного технологического оборудования на основе метасистемного подхода / А.М. Пищухин, В.П. Попов // Наука и образование: фундаментальные основы, технологии, инновации. Сборник материалов Международной научной конференции, посвященной 60-летию Оренбургского государственного университета. – Оренбург, 2015. – С. 34–40.
7. Пищухин А.М., Пищухина Т.А. Совершенствование технологии шланго-кабельного бурения // Бурение и нефть. – 2015. – № 11. – С. 46–47.
8. Пищухин А.М., Колотвин А.В. О постановке и решении краевой задачи бурения скважины разновращающимися буровыми коронками // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2015. – № 9 (184). – С. 153–157.
9. Пищухин А.М. Компьютерное моделирование динамики взаимодействия бурового инструмента с разновращающимися коронками с забоем / Инновации на основе информационных и коммуникационных технологий. – 2015. – Т. 1. – С. 440–441.
10. Пищухин А.М., Соловьев Н.А. Система координатно-параметрического управления бурением разновращающимися буровыми коронками // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2017. – № 3. – С. 16–21.
11. Пяльченков В.А., Пяльченков В.А. Исследования разрушений и повреждений твердосплавного вооружения шарошечных долот // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1–1. URL: <https://www.science-education.ru/tu/article/view?id=19339>.
12. Симонянц С.И. О влиянии динамической нагрузки на колебания частоты вращения вала турбобура // Тр. ВНИИБТ. – 1980. – вып. 50. – С. 49–54.
13. Санников Р.Х., Мавлютов М.Р., Канбекова Р.В. Вынужденные продольные колебания бурильного инструмента с учетом хрупкого разрушения забоя // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1980. – № 12. – С. 15–20.
14. Теория автоматического управления. Ч. II. Под ред. А.А. Воронова. – М.: Высш. шк., 1986. – 504 с.
15. Тугов В.В., Пищухин А.М., Трибунский А.В. Оптимальное управление готовностью системы сбора и подготовки нефти к использованию // Автоматизация и современные технологии. – 2010. – № 3. – С. 3–5.
16. Хизгияев С.В. Автоколебания двухмассового осциллятора с сухим трением // ПММ. – 2007. – Т. 71. Вып. 6. – С. 1004–1013.
17. Шадрин А.В. Теоретические и экспериментальные исследования волновых процессов в колонне труб при бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок: дис... д. тех. наук. – Томск, 2014. – 272 с.
18. Шигин А.О., Гилёв А.В. Разработка идеализированной модели бурения горных пород с различными физико-механическими свойствами // Фундаментальные исследования. – 2012. – № 3–3. – С. 665–667.
19. Шлык Ю.К., Мавлютов М.Р., Санников Р.Х. Механико-гидравлический канал связи с забоем при турбинном бурении. – Тюмень: «Вектор Бук», 1999. – 200 с.
20. Юнин Е.К. Основы механики глубокого бурения / Е.К. Юнин, В.К. Херай. – М.: Недра, 2010. – 163 с.
21. Umbetkulova A.B. Modelling of drill string nonlinear longitudinal-transverse vibrations and their analysis // Bulletin of National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan. – 2017. – V 1, № 365. – P. 255–265.