УДК 621: 622.24.25.5; https://doi.org/10.37878/2708-0080/2020-5.029

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ – ГАРАНТИЯ НАДЕЖНОСТИ ИХ РАБОТЫ

С.М. АХМЕТОВ[1]
академик Национальной инженерной академии Республики Казахстан, доктор технических наук, проректор по научной работе и инновациям

Н.М. АХМЕТОВ[2],
доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Нефтегазовое дело»

С.К. АБУГАЛИЕВ[3]
кандидат технических наук, член.-корр. НИА РК, генеральный директор

[1,2]АТЫРАУСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ НЕФТИ И ГАЗА ИМ. С.УТЕБАЕВА,
Республика Казахстан, 060000, г. Атырау, ул. Баймуханова, 45 А

[3]ТОО «АДАЙ ПЕТРОЛЕУМ КОМПАНИ»,
Республика Казахстан, 060000, г. Атырау, пр-т Азаттык, 42

В Послании Главы государства Касым-Жомарта Токаева народу Казахстана, озвученного 1 сентября 2020 года, был обозначен ряд задач, касающихся повышения производительности отраслевых производств, в том числе нефтяной промышленности, с широким внедрением для этого возможностей современных IT-технологий. Об этом свидетельствует также поручение Президента РК, направленное через Послание западным регионам страны, по вопросам развития инвестиционной притягательности в целях строительства в перспективе нефтехимических комплексов и создания новых производственных циклов высокого передела [1]. Это обстоятельство требует в ближайшем будущем разворачивания комплекса мероприятий для разработки новых нефтегазовых месторождений, и в соответствии с этим, значительного увеличения объема буровых работ, внедрения эффективных способов глубокого бурения. В связи с этим, весьма актуальным становится обеспечение надежности работы буровых систем (БС) на стадии их проектирования. Это, в свою очередь, позволяет решить одновременно несколько задач: на основе применения методов моделирования и цифровых технологий прогнозировать работоспособность и свойства рабочих элементов БС заблаговременно, до их создания,

и тем самым значительно снизить риски больших затрат денежных средств, а также человеческих и временных ресурсов, которые уже на стадии эксплуатации БС приобрели бы необратимый процесс; сформировать цифровые технологические платформы, которые могут стать движущей силой цифровой экосистемы отрасли [1], в нашем случае, бурения и эксплуатации нефтегазовых месторождений, таким образом, дополняя электронную базу данных информациями о проблемных ситуациях и эффективных методах их решения (ликвидации).

В данной работе, которая является продолжением результатов исследований авторов, опубликованных в работе [2], рассматриваются частные случаи моделирования устойчивости и колебания бурильных колонн (БК) с учетом геометрической нелинейности деформирования. Такие случаи потери устойчивости часто возникают с увеличением глубины бурения, т. е. длины БК, где система становится подобной достаточно длинным растянуто-сжатым трубчатым стержням, находящихся под действием продольных и поперечных нагрузок. В целях изучения (прогнозирования) надежности БС в подобных ситуациях исследована динамическая устойчивость геометрически нелинейной БК при переменных нагрузках, предложена методика применения метода конечных элементов для изучения динамической устойчивости БК при геометрической нелинейности их деформирования. Для изучения этих явлений в условиях нагружения БК авторами данной статьи рассматриваются вопросы динамической устойчивости весомой колонны с учетом ее физической нелинейности при нагружении сжимающей нагрузкой переменных по времени. На основании анализа полученных теоретических зависимостей проведено сравнение прогибов БК как для физически линейных, так и нелинейных задач. Установлено, что учет физической нелинейности приводит к колебательному процессу с ограниченной амплитудой, и что наличие нелинейности для выбранных параметров приводит к колебательному процессу колонны.

В целом полученные на основании применения методов математического моделирования графические зависимости, характеризующие параметры устойчивости БК, демонстрируют возможность прогнозировать и управлять параметрами этого процесса на стадии проектирования, что позволяет за счет варьирования их значениями заранее оценить наиболее оптимальные зоны (пределы, диапазоны), обеспечивающие эффективность и надежность работы БС.

***КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА**: буровые системы, бурильная колонна, надежность работы, моделирование, устойчивость, прогнозирование.*

ЖОБАЛАУ САТЫСЫНДА БҰРҒЫЛАУ БАҒАНДАРЫНЫҢ ТҰРАҚТЫЛЫҒЫН МОДЕЛЬДЕУ - ОЛАРДЫҢ СЕНІМДІ ЖҰМЫСЫН БОЛЖАУ ӘДІСТЕРІНІҢ БІРІ

С.М. АХМЕТОВ[1], техника ғылымдарының докторы, профессор, ҚР ҰИА академигі, РЖҒА академигі
Н.М. АХМЕТОВ[2], техника ғылымдарының докторы, доцент
С.Қ. ӘБУҒАЛИЕВ[3], техника ғылымдарының кандидаты, ҚР ҰИА корр.- мүшесі

[1,2]С. ӨТЕБАЕВ АТЫНДАҒЫ АТЫРАУ МҰНАЙ ЖӘНЕ ГАЗ УНИВЕРСИТЕТІ,
Қазақстан Республикасы, 060000, Атырау қ., Баймұханов к., 45 А

[3]«АДАЙ ПЕТРОЛЕУМ КОМПАНИ» ЖШС,
Қазақстан Республикасы, 060000, Атырау қ., Азаттық даңғылы, 42

Мемлекет Басшысы Қасым-Жомарт Тоқаевтың 2020 жылғы 1 қыркүйекте жария еткен Қазақстан халқына Жолдауында заманауи IT-технологиялардың мүмкіндіктерін кеңінен енгізе отырып, салалық өндірістердің, оның ішінде мұнай өнеркәсібінің өнімділігін арттыруға қатысты бірқатар міндеттер белгіленді. Бұған ҚР Президентінің өз жолдауындағы еліміздің батыс өңірлеріне болашақта мұнай-химия кешендерін салу және жоғары қайта бөлудің жаңа өндірістік циклдерін құру мақсатында инвестициялық тартымдылықты дамыту мәселелері бойынша бағытталған тапсырмасы да дәлел [1]. Бұл жағдай жақын арада жаңа мұнай-газ кен орындарын іздестіру және игеру үшін іс-шаралар

кешенін әрістетуді және осыған сәйкес бұрғылау жұмыстарының көлемін едәуір ұлғайтуды, терең бұрғылаудың тиімді тәсілдерін енгізуді талап етеді. Осыған байланысты бұрғылау жүйелері (БС) жұмысының сенімділігін оларды жобалау сатысында қамтамасыз ету бүгінгі таңдағы өте өзекті мәселеге айналмақ. Бұл, өз кезегінде, бір мезгілде бірнеше ауқымды мәселенің шешімін табуға мүмкіндік береді: модельдеу әдістері мен сандық технологияларды қолдану негізінде БЖ элементтерінің жұмыс қабілеттілігі мен жұмыс қасиеттерін алдын-ала, оларды пайдалануға дейін болжауға және сол арқылы олардың жұмыс кезеңіндегі қайтымсыз процестер болып саналатын үлкен қаржылық шығындар, сондай ақ адами және уақыт ресурстардың жоғалту тәуекелдерін едәуір азайтуға мүмкіндік береді; біздің жағдайда мұнай-газ кен орындарын бұрғылау мен пайдалану саласының цифрлық экожүйесінің қозғаушы күші бола алатын цифрлық технологиялық платформаларды қалыптастыру [1], осылайша әрдайым ақпаратпен толықтырылып отырылатын проблемалық жағдайлар және оларды шешудің (жоюдың) тиімді әдістері туралы электрондық дерекқорды жасақтау.

Авторлардың осыған дейінгі жарияланған ғылыми зерттеу нәтижелерінің жалғасы болып табылады бұл жұмысында [2], деформациялаудың геометриялық сызықтығын ескере отырып, бұрғылау бағаналарының (ББ) орнықтылығы мен тербелісін модельдеудің жеке жағдайлары қарастырылады. Тұрақтылықты жоғалтудың мұндай жағдайлары көбінесе бұрғылаудың тереңдей, яғни ББ ұзындығының анағұрлым өсе түсу салдарынан болады және, ондай жүйе, жүйе бойлық және көлденең жүктемелердің әсер ететін ұзындығы анағұрлым үлкен созылып-сығылған құбыр түрдегі бір-біріне жалғасқан шыбықтар іспеттес болып келеді. Осындай жағдайлардағы БЖ сенімділігін зерделеу (болжау) мақсатында айнымалы жүктеме кезінде геометриялық сызықсыз ББ динамикалық орнықтылығы зерттелді, олардың деформациялануының геометриялық сызықты емес жағдайындағы ББ динамикалық орнықтылығын зерттеу үшін соңғы элементтер әдісін қолдану әдістемесі ұсынылды. Бұрыннан белгілі болғандай, орнықтылықты зерттеудегі ең жалпы тәсіл ретінде - бастапқы тепе-теңдік жай-күйдің кейбір шағын ауытқуларынан туындайтын жүйенің қозғалысын зерттеуді айтуға болады. Егер бұл ауытқуларды қоздырғыш белгілі бір шектерде жатқан жүйенің динамикалық орын ауыстыруын тудырса, онда бастапқы жағдай тұрақты болып табылады. Бұл ретте шектік күштердің мәнін анықтау жүйе элементтерінің деформациялану сипатына байланысты. Егер деформациялану сызықтық заңдарымен (геометриялық және физикалық) шектелсе, онда шектік күштерді тепе-тең қалыптардың бифуркация нүктесі ретінде анықтау сызықтық есепті шешуге алып келеді. Деформациялаудың геометриялық сызықты емес жағдайында сол бір ғана өзгеріссіз күштер әсер ету жүйесіне бірнеше түрлі деформацияланған күйлер сәйкес келуі мүмкін, олардың біреуі тұрақты, ал басқалары тұрақсыз болып келеді. Айта кететін жай, орнықтылықтың тепе-тең формалары арасында күрт айырмашылық та болуы да мүмкін. Авторлармен ББ әртүрлі күштер түсуін ескерген жағдайдағы осы құбылыстарды зерттеу мақсатында салмақты бағананың динамикалық орнықтылығы оны қысатын күштердің уақыт бойынша айнымалылығынан туындайтын физикалық сызықсыз болуын ескере отырып қарастырылады. Алынған теориялық тәуелділіктерді талдау негізінде физикалық сызықты және сызықты емес есептер үшін ББ қателіктерін салыстыру жүргізілді. Физикалық сызықсыз есебі шектеулі амплитудасы бар тербелмелі процеске әкеледі және таңдалған параметрлер үшін сызықсыз болуы ББ тербелмелі процесіне әкелетіні анықталған.

Қорытындылай айтқанда, математикалық модельдеу әдістерін қолдану негізінде алынған ББ тұрақтылығын сипаттайтын параметрлердің өз ара графикалық тәуелділіктері, осы процестің параметрлерін болжау мен басқаруды жобалау сатысы кезінде жүзеге асыру мүмкіндігін көрсетеді, олай болса, олардың мәндерін өзгерту арқылы БЖ тиімділігі мен сенімділігін қамтамасыз ететін ең оңтайлы аймақтарды (шектеу мәндерін, диапазондарды) алдын-ала бағалай аламыз.

***ТҮЙІН СӨЗДЕР**: бұрғылау жүйелері, бұрғылау бағанасы, сенімділік, модельдеу, тұрақтылық, болжау.*

MODELING THE STABILITY OF DRILL STRINGS AT THE DESIGN STAGE IS ONE OF THE METHODS FOR PREDICTING THE RELIABILITY OF THEIR OPERATION

S. AKHMETOV[1], doctor of technical Sciences, Professor, academician of the National engineering Academy of Kazakhstan, academician of the Russian Academy of natural Sciences

N. AKHMETOV[2], doctor of technical Sciences, associate Professor

S. ABUGALYEV[3], candidate of technical Sciences, corresponding member of the National engineering Academy of Kazakhstan

[1,2]S. UTEBAEV ATYRAU UNIVERSITY OF OIL AND GAS,
Republic of Kazakhstan, 060000, Atyrau, Baimukhanov str., 45 A

[3]«ADAY PETROLEUM COMPANY» LLP,
Republic of Kazakhstan, 060000, Atyrau, Azattyk Ave., 42

In the address of the Head of state Kassym-Jomart Tokayev to the people of Kazakhstan, announced on September 1, 2020, a number of tasks related to improving the productivity of industrial production, including the oil industry, with the broad introduction of modern IT technologies. This is evidenced by the instruction of the President sent in his Message to the Western regions of the country on issues of investment attraction for construction in the future, petrochemical complexes and creating new production runs of high value added [1]. This requires in the near future expand the set of activities for finding and developing new oil and gas fields, and in line with this, a substantial increase in drilling operations, the introduction of effective methods of deep drilling. In this regard, it is very important to ensure the reliability of drilling systems (DS) at the design stage. This, in turn, allows you to solve several tasks simultaneously: based on the use of modeling methods and digital technologies, predict the performance and working properties of DS elements in advance, before they are created, and thereby significantly reduce the risks of large capital expenditures, human and time resources, which would have acquired an irreversible process already at the stage of operation; create digital technology platforms that can become the driving force of the digital ecosystem of the industry [1], in our case, drilling and exploitation of oil and gas fields, thus complementing the electronic database with information about problem situations and effective methods of their solution (elimination).

In this paper, which is a continuation of the results of the authors ' research published in [2], we consider special cases of modeling the stability and vibration of drill strings (DStr) taking into account the geometric nonlinearity of deformation. Such cases are buckling often occur with increasing depth of drilling, i.e., length, DStr, where the system becomes quite like a long stretched-compressed tubular rods under longitudinal and transverse loads. In order to study (predict) the reliability of DS in such situations, the dynamic stability of a geometrically nonlinear DStr under variable loads is investigated, and a method for applying the finite element method to study the dynamic stability of DStr under geometric nonlinearity of their deformation is proposed. To study these phenomena under DStr loading conditions, the authors of this article consider the dynamic stability of a weighed column, taking into account its physical nonlinearity under compressive loads of time variables. Based on the analysis of the obtained theoretical dependencies, the DStr deflections are compared for both physically linear and nonlinear problems. It is established that taking into account physical nonlinearity leads to an oscillatory process with a limited amplitude, and that the presence of nonlinearity for the selected parameters leads to an oscillatory process of the column.

In General, the graphical dependencies that characterize the DStr stability parameters obtained on the basis of mathematical modeling methods demonstrate the ability to predict and control the Parameters of this process at the design stage, which allows us to estimate the most optimal zones (limits, ranges) that ensure the efficiency and reliability of the DS operation by varying their values in advance.

***KEYWORDS**: drilling systems, drill string, operation reliability, modeling, stability, forecasting.*

В процессе работы бурильная колонна (БК), особенно глубокого бурения, теряет прямолинейную форму из-за потери устойчивости [3]. Вопросам изучения устойчивости БК посвящены работы [4-9], где изучено влияние на данный процесс сосредоточенной силы, собственного веса, внутреннего и наружного давления, центробежных сил, деформационных свойств материала труб, а также других факторов на показатели их устойчивости. Конструктивные особенности и специфика работы БК дают основание представить их в виде длинных растянуто-сжатых тяжелых трубчатых стержней, находящихся под действием продольных и поперечных нагрузок. При изучении динамической устойчивости колонн под действием динамических нагрузок появляются новые эффекты, связанные с характером их нагружения [10]. К таким задачам, в частности, относится быстрое нагружение колонны осевой сжимающей нагрузкой.

Если скорость возрастания сжимающей силы достаточно велика, то сечения БК не успевают переместиться в направлении, нормальном к оси колонны. Благодаря этому сжимающее усилие может достигнуть первой критической величины и даже значительно превысить ее раньше, чем прогибы достигнут заметных величин. Поскольку в таком динамическом процессе величина сжимающей силы может достигать не только первых, но и более высоких критических значений, то при этом следует ожидать высших форм потери устойчивости. Эта особенность динамического процесса нагружения является важной, так как она связана с существенным повышением несущей способности колонны.

Если скорость возрастания сжимающей силы намного меньше скорости распространения продольной волны в БК, то отрезок времени, в течение которого фронт волны достигает нижнего конца колонны, будет мал по сравнению с этим временем. Тогда можно считать, что процесс квазистационарный и условно принять, что сжимающая сила в каждый момент времени будет иметь во всех сечениях колонны одно и то же мгновенное значение. Если же сжимающая нагрузка прилагается за короткое время, что соответствует ударному погружению колонны, в этом случае следует проследить процесс передачи усилий вдоль длины колонны и таким образом дополнительно учитывать силы инерции элементов колонны, отвечающие продольным перемещениям. Вопросы динамической устойчивости стержня при приложении сжимающей нагрузки в различных режимах (внезапном, быстровозрастающем по времени) подробно изучены в работе [10].

Нами рассмотрена математическая модель динамической устойчивости весомой бурильной колонны с учетом ее физической нелинейности при переменном по времени нагружении сжимающей нагрузкой. При этом колонна принимается в виде весомого стержня, при этом записываем выражение для потенциальной энергии изгиба, продольного перемещения сечений стержня с нелинейным деформированием U [11], работы внешней силы P при вертикальном перемещении A_1, работы силы веса стержня при отклонении его от положения равновесия A_2 и кинетической энергии T:

$$U = \frac{EI}{2}\int_0^l \left[\frac{\partial^2 (v_1 - v_0)}{\partial x^2}\right]^2 dx + \frac{EF}{2}\int_0^l \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)\left(\frac{\partial v_1}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_1}{\partial x}\right)^4\right] dx \quad (1)$$

$$A_1 = \frac{P}{2}\int_0^l \left[\left(\frac{\partial v_1}{\partial x}\right)^2 - \left(\frac{\partial v_0}{\partial x}\right)^2\right] dx + \frac{Pl}{EF}, \; A_2 = \frac{1}{2}\int_0^l qx\left(\frac{\partial v_1}{\partial x}\right)^2 dx \;, (2)$$

$$T = \frac{qF}{2g}\int_0^l \left\{\left(\frac{\partial v_1}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)^2\right\} dx \quad (3)$$

где $v_0(x)$ начальная форма изгиба, $v_1 = v_1(x,t)$ – полный прогиб стержня, $u = u(x,t)$ – продольное смещение сечений стержня, E – модуль Юнга материала стержня, l, F, I – длина, площадь поперечного сечения и момент инерции, q – погонный вес стержня.

Общая потенциальная энергия будет равна: $Э = U - A_1 - A_2$.

На основании (1) – (3) нами изучен характер движения стержня при том или ином законе изменения сжимающей силы P по времени. Рассмотрен случай квазистационарного состояния стержня, согласно которого сжимающая сила в каждый момент времени имеет во всех сечениях стержня одно и то же значение. Тогда следует полагать, что $\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{P}{EF}$ при $0 < x < l$.

Теоретическими исследованиями получено уравнение для случая физически линейного деформирования стержня:

$$\frac{d^2 \bar{f}_1}{\partial \tau^2} + m^2\left(m^2 - \frac{P}{Pэ} - \frac{ql}{2Pэ}\right)\bar{f}_1 = m^4 \bar{f}_0 \quad (4)$$

На основании решения уравнения (4) численным методом получены кривые изменения прогиба *(рисунки 1-4)* от безразмерного времени $\tau = t\frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{E}{\rho_n F}}$ для физически нелинейного (*а*) и линейного (*б*) стержня при внезапном приложении осевой нагрузки, т.е. $P = P_0 H(t)$ (где $P_0 = const$, $H(t)$ – единичная функция Хевисайда). Кривые построены для двух значений отношения $P_0 / P_э$ и в расчетах принято $q = 0.5$, $m = 1$, $f0 = 1$.

Анализируя полученные кривые, установили, что при малых отношениях $P_0 / P_э$ прогибы для физически линейных и нелинейных задач мало отличаются друг от друга и с приближением этого отношения к единице прогибы стержня в линейном случае с ростом параметра времени τ неограниченно возрастают. В то же время учет физической нелинейности приводит к колебательному процессу с ограниченной амплитудой.

Аналогичные зависимости в случае действия возрастающей по времени осевой нагрузки $P = p_0\tau$ представлены на *рисунках 3 и 4.* Видно, что наличие нелинейности для выбранных параметров приводит к колебательному процессу колонны.

Задачей следующего этапа была поставлена разработка и обоснование методики исследования, учитывающей динамическую устойчивость БК при геометрической нелинейности их деформирования методом конечных элементов.

На основании ранее известных методик, приведенных в работах [12-21] для изучения данного частного случая, был использован метод конечных элементов (МКЭ) для решения динамических задач колебаний БК с учетом геометрической нелинейности при их деформировании. Принимая колонну труб в виде последовательно соединенных балок, были составлены выражения для энергии при изгибе и сжатии с учетом геометрической нелинейности деформирования по методике, представленной в работах [11, 21]. Данный метод широко известен как энергетический метод. При использовании данного метода необходимо было определить выражения всех потенциалов и кинетическую энергию через обобщенные координаты. При этом прогибы балки $v_0 = v_0(x)$ $v_1 = v_1(x,t)$ и продольное перемещение $u = u(x,t)$ могут быть представлены через произвольные функции, удовлетворяющие соответствующим начальным и граничным условиям.

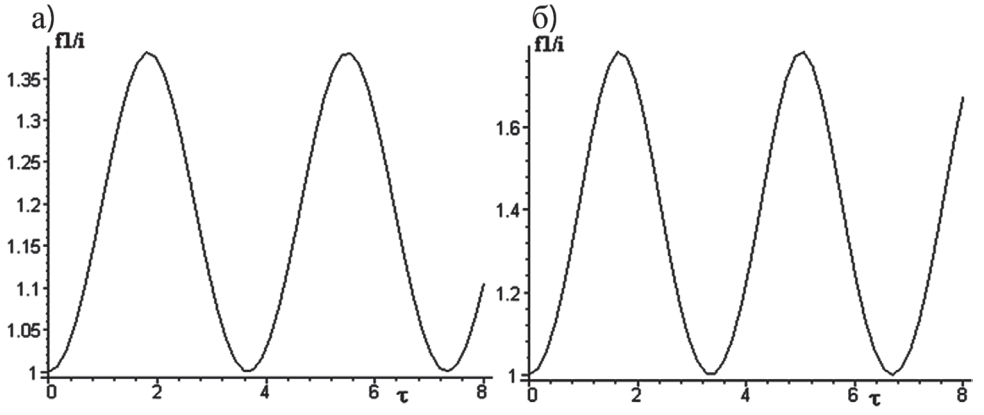

Рисунок 1 – **Изменение отношения f_1/i от безразмерного времени τ для физически нелинейного (а) и линейного (б) стержня для** $P_0/P_э = 0{,}5$

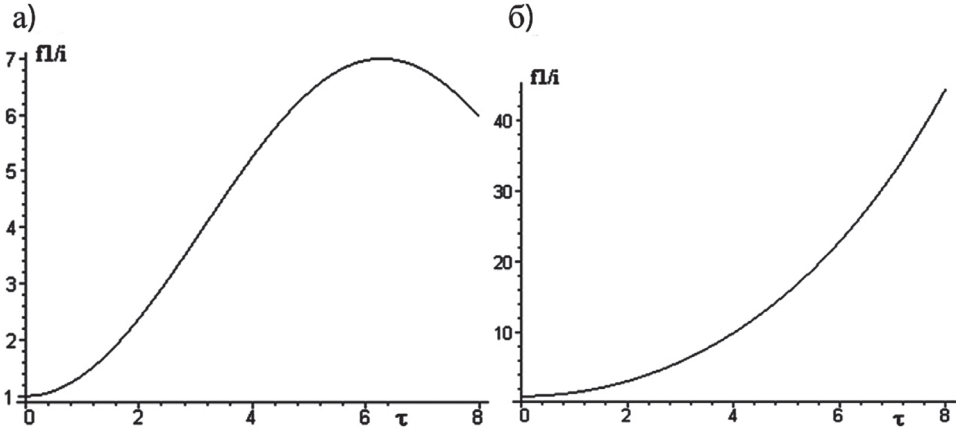

Рисунок 2 – **Изменение отношения f_1/i от безразмерного времени τ для физически нелинейного (а) и линейного (б) стержня для** $P_0/P_э = 0{,}8$

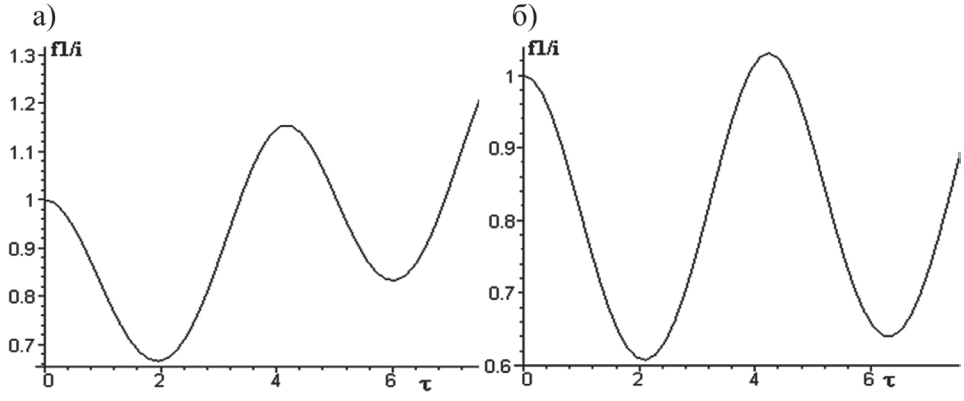

Рисунок 3 – **Изменение отношения f_1/i от безразмерного времени τ для физически нелинейного (а) и линейного (б) стержня для** $p_0 = 0.01$

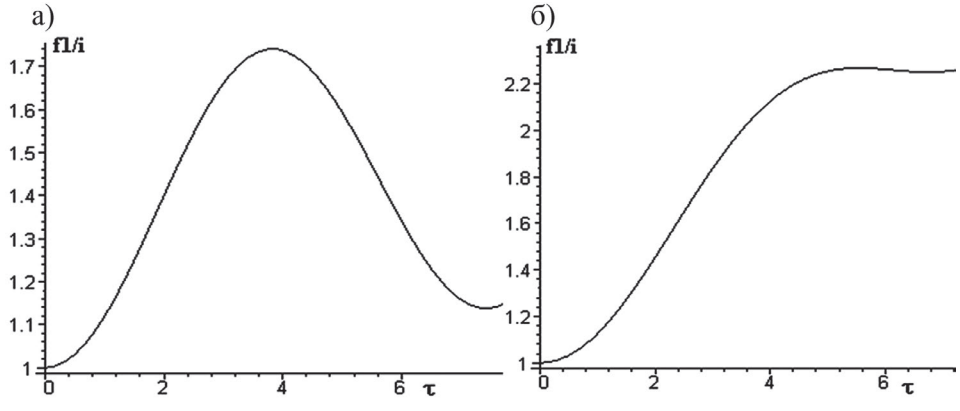

Рисунок 4 – **Изменение отношения f_1/i от безразмерного времени τ для физически нелинейного (а) и линейного (б) стержня для** $p_0 = 0.05$

Таким образом, была рассмотрена следующая краевая задача:

$$v_1(x,t) = 0, \ \frac{\partial v_1(x,t)}{\partial x} = 0, \text{ при } x = 0 \text{ и } x = l \tag{5}$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{P(t)}{EF} \text{ при } x = 0 \tag{6}$$

$$u = u_0(t) \text{ при } x = l \tag{7}$$

В целях решения данной краевой задачи методом конечных элементов вся длина колонны (штанги) была разделена на n конечных элементов ($n+1$ узлами) одинаковой длины a.

Формы балки в поперечном направлении представим через полиномы Эрмита кубической степени, которые имеют вид ($\xi = x/a$), и тогда

$$Э_1 = 1 - 2\xi^2 + 2\xi^3,\ Э_2 = a(\xi - 2\xi^2 + \xi^3),\ Э_3 = 3\xi^2 - 2\xi^3,\ Э_4 = a(-\xi^2 + \xi^3) \quad (8)$$

Продольное перемещение в каждом элемента представим через квадратичные функции:

$$N_1 = 1 - 3\xi + 2\xi^2,\ N_2 = 2\xi^2 - \xi \quad (9)$$

Таким образом, для произвольного элемента прогиб балки представим в виде

$$v = Э_1 q_i + Э_2 q_{i+1} + Э_3 q_j + Э_4 q_{j+1} \quad (10)$$

где q_i, q_j – прогибы, q_{i+1}, q_{j+1} – углы поворота в узлах элементов. Для выбранных n элементов общее количество неизвестных $2n+2$.

Продольное перемещение сечений элемента представим в виде

$$u = N_1 r_i + N_2 r_j \quad (11)$$

где r_i, r_i – продольное перемещение узлов элемента.

Количества неизвестных перемещений узлов будет равно $n+1$. С учетом вышеизложенного выбранная система конечных элементов в общем случае имеет $3n+3$ степеней свободы, отвечающие прогибам $v = q_i$, $v = q_j$, углам поворотов $v' = q_{i+1}$, $v' = q_{j+1}$ и продольным перемещениям $u = r_i$, $u = r_j$.

На рисунках 5-8 представлены графические зависимости прогибов q_3 *(м)* и угла поворотов q_4 (*в радианах*) серединного сечения балки от времени для двух значений начальной скорости нижнего конца балки, движущегося по закону

$$u_0 = \frac{\ln(kv_0 t + 1)}{k},$$

где v_0 – начальная скорость движения, k – параметр режима скорости.

В расчетах принято: $a = 500$ м, $D_1 = 139.7$ мм, $D_2 = 121.7$ мм, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\rho = \rho_0 F$, $\rho_0 = 7000$ кг/м^3

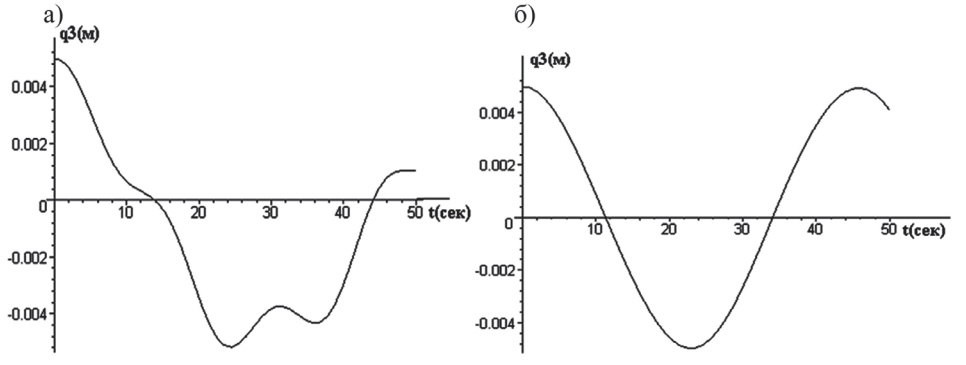

Рисунок 5 – **Изменение прогиба q_3 серединного сечения штанги от времени для геометрически нелинейной (а) и линейной (б) штанги при $v_0 = 1$ м/с**

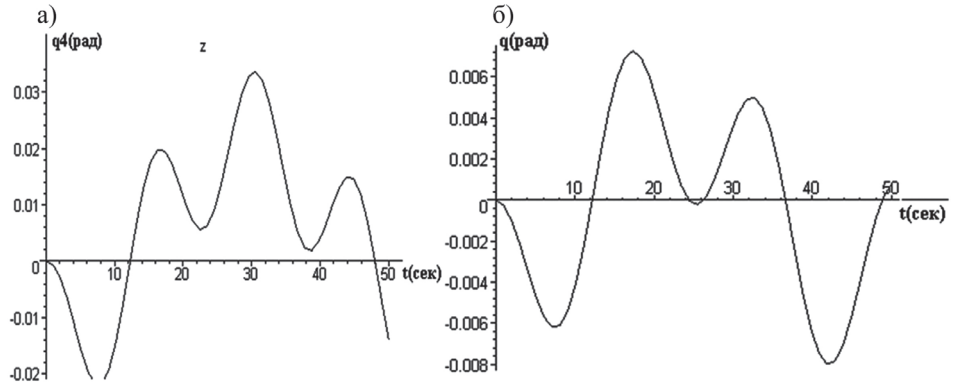

Рисунок 6 – **Изменение угла поворота q_4 серединного сечения штанги от времени для геометрически нелинейной (а) и линейной (б) штанги при $v_0 = 1$ м/с**

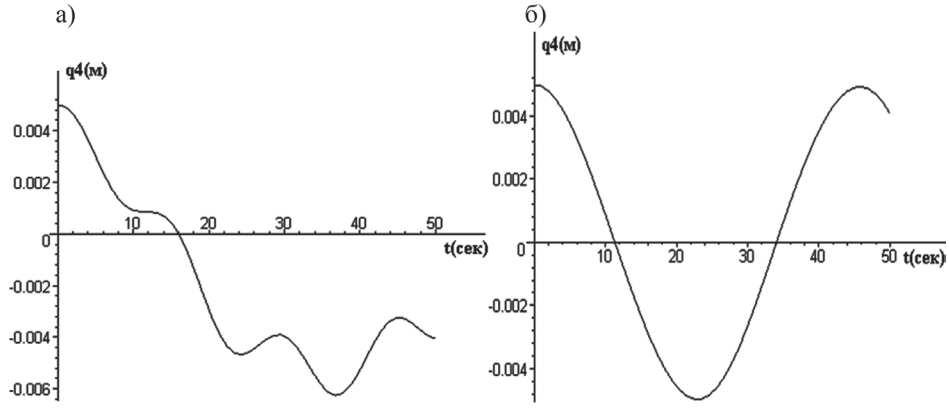

Рисунок 7 – **Изменение прогиба q_3 серединного сечения штанги от времени для геометрически нелинейной (а) и линейной (б) штанги при $v_0 = 2$ м/с**

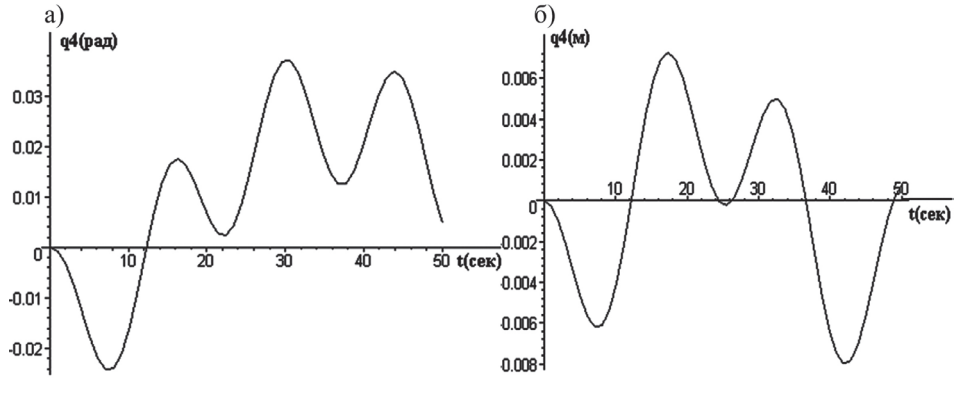

Рисунок 8 – **Изменение угла поворота q_4 серединного сечения штанги от времени для геометрически нелинейной (а) и линейной (б) штанги при $v_0 = 2$ м/с**

Из анализа графических зависимостей следует, что начальная скорость движения (бурения) в основном влияет на прогибы и угол поворота для балки с геометрической нелинейностью. При этом для геометрически линейной балки устойчивость сохраняется, нелинейность может привести к потере устойчивости, при этом с ростом начальной скорости нижнего конца балки она становится более заметной. На характер поведения нелинейной балки существенное влияние оказывает параметр k, определяющий режим движения.

ВЫВОДЫ

Рассмотренная на примере математическая модель устойчивости и колебания БК с учетом геометрической нелинейности деформирования доказывает актуальность обеспечения надежности работы БС на стадии их проектирования. Полученные графические зависимости, характеризующие параметры устойчивости БК, демонстрируют возможность управлять параметрами этого процесса на стадии проектирования, что позволяет за счет варьирования их значениями оценить наиболее оптимальные зоны (пределы, диапазоны), обеспечивающих эффективность и надежность работы БС до их предполагаемой эксплуатации. Это, в свою очередь, способствует значительному снижению затрат денежных средств, а также человеческих и временных ресурсов, что в итоге может стать основой для формирования цифровых технологических платформ в области бурения и эксплуатации нефтегазовых месторождений, дополняя тем самым электронную базу данных информациями о проблемных ситуациях и эффективных методах их решения (ликвидации).

ЛИТЕРАТУРА

1. Послание Главы государства Касым-Жомарта Токаева народу Казахстана. – Нур-Султан: Акорда, 2020. URL: http://www.akorda.kz/ru/addresses/addresses_ of_president/poslanie-glavy-gosudarstva-kasym-zhomarta-tokaeva-narodu-kazahstana-1-sentyabrya-2020-g
2. Ахметов С.М., Ахметов Н.М., Абугалиев С.К. Устойчивость и колебания бурильных колонн с учетом геометрической нелинейности деформирования // Нефть и газ. – 2020. – № 1 (115). – С. 62-76.
3. Кишауов К.С. Об особенностях влияния затухания и нелинейных факторов на динамическую устойчивость сжато-скрученного вращающегося стержня. – «EUROPEAN RESEARCH»: Сборник статей IX международной научно-практ. конференции. – Пенза: МЦНС «Наука и просвещение».– 2017. – С. 32-39.
4. Лейбензон Л.С. Неустойчивость направленного бурения // Собрание трудов академика Лейбензона, АН СССР, 1955, Т.: 3 «Нефтепромысловая механика».
5. Артемьева С.А., Барский И.Л., Пронин В.Е. К расчету колонн труб в скважине на продольный изгиб.// Труды ВНИИБТ, 1982, Вып. 54. – С. 51-59.
6. Barskii I.L., Gusman A.M., Povalikhin A.S.. Development of a Method for Drilling of Straight Section of Various Type Wellbores// Proceeding ETCE/OMAE 2000 Joint Conference, New Orleans, Louisiana, USA, February 14-17, 2000.
7. Семак Г.Г. Исследование формы ствола и пространственного профиля скважины и разработка рекомендаций по их улучшению // Диссертация канд. техн. наук, М.: ВНИИБТ. – 1977. – 216 с.

8. Перминов Б.А., Перминов В.Б., Чумакова Н.В., Ягубов З.Х., Ягубов Э.З. Оценка устойчивости бурильной колонны в режиме углубления скважины с использованием алгебраических критериев // Научно-методический электронный журнал «Концепт». – 2015.–Т. 13. – С. 336–340. – URL: http://e-koncept.ru/2015/85068.htm.
9. Кудайбергенов А. Динамическая устойчивость бурильных колонн с нелинейно-упругими характеристиками // Диссертация PhD, КазНУ им. Аль-Фараби, 2018. – 115 с.
10. Вольмир А.С. Устойчивость упругих систем. Москва: Физматгиз, 1963. – 880 с.
11. Хаджиева Л.А. Модели нелинейных деформируемых систем. Практическое применение. – Алматы: КазНУ им. аль-Фараби, 2004. – 64 с.
12. Саркисов Г.М. Расчеты бурильных и обсадных колонн. – М.: Недра, 1971. – 205 с.
13. Нестеров В.А. Расчет устойчивости балок, податливых при трансверсальном сдвиге, методом Ритца. – Сборник научных трудов МНПК «Решетневские чтения – 2013». – Красноярск: Сибирский государственный аэрокосмический университет им. акад. М.Ф. Решетнева, 2013. – С. 112-114.
14. Русских С.В., Шклярчук Ф.Н. Применение метода Бубнова–Галеркина для расчета нелинейных колебаний математического маятника переменной длины при конечном передвижении из одного состояния покоя в другое. Инженерный журнал: наука и инновации, 2018, Вып. 10. http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2018-10-1809
15. Эпштейн Е.Ф. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении. – М.: Недра, 1979. – 160 с.
16. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
17. Образцов И.Ф., Савельев Л.М., Хазанов Х.С. МКЭ в задачах строительной механики летательных аппаратов. М.: Высшая школа, 1985. – 392 с.
18. Оден Дж. Конечные элементы в нелинейной механики сплошных сред. М.: Изд-во Мир, 1976 – 464 с.
19. Gockenbach M.S. Understanding and implementing the finite element method. SIAM, 2006.
20. Smith I.M., Griffiths D.V., Margetts L. Programming the finite element method. Wiley, 2014.
21. Халиманович В.И., Кудрявин Л.А., Беляев О.Ф., Заваруев В.А. Использование нелинейной теории упругости и метода подобия для оценки деформационных свойств металлотрикотажных сетеполотен // Вестник Томск. гос. ун-та. – Серия: Матем. и мех., 2017.– № 49. – С. 105-113