МЕТОДЫ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ НА УСТЬЕ ШТАНГОВЫХ УСТАНОВОК

METHODS OF PRESSURE DAMPING UPON THE OSTIUM OF SUCKER ROD PUMPS

А.Н. Зотов
Aleksey N. Zotov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

Э.О. Тимашев
Eduard O. Timashev

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

К.Р. Уразакوف
Kamil R. Urazakov

Уфимский государственный
нефтяной технический
университет,
г. Уфа, Российская Федерация

Ufa State Petroleum
Technological University,
Ufa, Russian Federation

В работе рассмотрены методы гашения колебаний давления в выкидной линии скважин, возникающих при работе скважинных штанговых насосов за счет устьевых компенсаторов давления с разными силовыми характеристиками. В качестве устьевых компенсаторов рассмотрены известные современные пневмокомпенсаторы (диафрагменные и поршневые) и компенсаторы, имеющие силовую характеристику с квазинулевой жесткостью. Диафрагменные и поршневые и пневмокомпенсаторы представляют собой фактически пневмопружины, имеющие соответствующие силовые характеристики. У диафрагменного пневмокомпенсатора на его силовую характеристику влияет то, что при определенном смещении диафрагмы происходит ее «перескок». Это может вызывать нежелательные эффекты при работе диафрагменного пневмокомпенсатора. Для поршневого пневмокомпенсатора предложена математическая модель.

Численно решено дифференциальное уравнение, описывающее движение поршня пневмокомпенсатора. Проведен расчет коэффициента пульсации устьевого поршневого пневмокомпенсатора с учетом динамики его работы. Определена область применения пневмокомпенсаторов. Анализ разработанной математической модели показал, что коэффициент пульсации давления, рассчитанный по известной методике, может иметь заниженное значение — до 50 %.

Представлен вариант принципиально новой схемы компенсатора, имеющего силовую характеристику с рабочим участком квазинулевой жесткости. Предложенный компенсатор с квазинулевой жесткостью представляет собой пневмопружину, перемещающуюся между направляющими расчетной формы. Форма направляющих рассчитывается таким образом, чтобы восстанавливающая сила компенсатора была постоянной и равной заданной величине, определяемой средним давлением на устье скважины. При этом коэффициент пульсации давления будет близок нулю, чего невозможно добиться при помощи известных пневмокомпенсаторов.

In the article the methods of pressure damping in well flowline that arise in the work of the downhole sucker rod pumps due to ostium compensators of pressure with different force characteristics are proposed. As ostium compensators the known modern pneumocompensators (diaphragm and piston) and the compensators having the force characteristic with quasi-zero stiffness are considered. Diaphragm and piston and pneumatic compensators are in fact pneumatic springs having corresponding force char-

Ключевые слова

штанговая скважинная насосная установка, колебания давления, устьевой пневмокомпенсатор, системы с квазинулевой жесткостью, коэффициент пульсации давления

Key words

sucker-rod pumping unit, pressure pulsation, wellhead pneumatic compensator, systems with quasi-zero stiffness, pressure pulsation coefficient

acteristics. In a diaphragm pneumatic compensator, its force characteristic is influenced by the fact that a certain «jump» of the diaphragm takes place. This may cause undesirable effects when the diaphragm pneumatic compensator is operating. A mathematical model for a piston of pneumatic compensator is proposed.

The differential equation describing the movement of the pneumocompensator's piston is solved numerically. Calculation of coefficient of a pulsation of the ostium piston pneumocompensator taking into account dynamics of his work is carried out. The analysis of the developed mathematical model showed that pressure pulsation coefficient calculated by the known technique can have the underestimated value to 50 %.

The version of essentially new scheme of the compensator having the force characteristic with the working site of quasi-zero stiffness is presented. The offered compensator with quasi-zero stiffness represents the pneumo spring moving between guides of a settlement form. The form of guides pays off so that the restoring force of the compensator was to the constant and equal value determined by the average pressure upon the ostium of the well. At the same time the coefficient of a pulsation of pressure will be close to zero that can't achieve by means of known pneumocompensators. The field of application of pneumatic compensators has been determined.

Известно, что при работе установок скважинных штанговых насосов (УСШН) возникают колебания давления жидкости в выкидной линии скважины [1, 2]. Зависимости давления от времени могут иметь полигармонический характер [2]. Гашение колебаний давления жидкости на устье скважины и в насосно-компрессорных трубах (НКТ) будет благоприятно влиять на работу всей УСШН [3]. В настоящее время для гашения колебаний давления при работе поршневых насосов наибольшее распространение получили пневмокомпенсаторы двух типов — диафрагменные и поршневые (рисунок 1) [4]. Фактически оба варианта представляют собой пневмопру-

жины, в которых восстанавливающая сила определяется давлением предварительно закачанного газа. В нефтяной промышленности данные пневмокомпенсаторы получили распространение в основном для буровых насосов, у которых число двойных ходов намного больше числа двойных ходов УСШН. В данной работе рассмотрены вопросы гашения колебаний давления на устье УСШН при помощи известных пневмокомпенсаторов и принципиально новых компенсаторов с квазинулевой жесткостью на базе пневмопружины, перемещающейся между направляющими расчетной формы перпендикулярно их оси симметрии.

а) сферический (диафрагменный); б) цилиндрический (поршневой)

Рисунок 1. Пневмокомпенсаторы

Особенностью диафрагменных пневмокомпенсаторов является ограниченность хода диафрагмы (рисунок 2, а). Эквивалентная модель данной конструкции представлена на рисунке 2, б. Масса части диафрагмы с массой присоединенной жидкости 1 совершает колебания между двумя ограничителями 2. Расстояние b определяется габаритами диафрагменного пневмокомпенсатора. Действие пружины 3 моделирует действие газовой пружины пневмокомпенсатора.

На рисунке 3, а представлена силовая характеристика (зависимость восстанавливающей силы от перемещения) виброударной системы, представленной на рисунке 2, б, и моделирующей работу диафрагменного пневмокомпенсатора. Кроме того, сама диафрагма обладает силовой характеристикой, представленной на рисунке 3, б. При работе диафрагмы возможны перескоки мембраны из точки в точку B' и из точки C в точку C' (рисунки 2, а, 3, б) [5].

То есть, даже под действием небольшого перепада давления при попадании в эти точки (B и C) диафрагма потянет жидкость в противоположную от линии симметрии сторону (рисунок 2, а — пунктирная и сплошная линии).

Это означает, что диафрагменный компенсатор наиболее эффективно может работать только при определенных режимах откачки УСШН. Из-за возможности перескока диафрагмы компенсатора ее перемещения могут не соответствовать малым перепадам давлений. При больших амплитудах колебаний давления насоса диафрагма компенсатора принципиально не может обеспечить заданного перемещения.

а) схема диафрагменного пневмокомпенсатора;
б) схема виброударного механизма

Рисунок 2. Диафрагменный пневмокомпенсатор

На рисунке 4 представлены варианты колебаний давления жидкости в выкидной линии скважины. На рисунке 4, а представлен идеальный вариант, представляющий собой гармонические колебания [1]. Как видно из анализа рисунка, гармонические колебания давления происходят относительно линии, определяемой средним давлением $p_{ср.}$. Амплитуда гармонических колебаний давления p_* определяет максимальные и минимальные давления. На рисунке 4, б представлены реальные замеренные забойные давления УСШН без применения пневмокомпенсаторов [2]. Аналитически такие колебания всегда можно представить как сумму гармоник.

Коэффициент пульсации давления δ_p у пневмокомпенсаторов, представленных на рисунке 1, при изотермическом изменении состояния газа определяется по известной формуле [6]:

$$\delta_p = \frac{p_{max.} - p_{min.}}{p_{ср.}} = \frac{\Delta V \cdot p_{ср.}}{V_0 \cdot p_0}, \quad (1)$$

где ΔV — изменение объема газа за один двойной ход скважинного насоса; $p_{ср.} = \frac{p_{max.} + p_{min.}}{2}$ — среднее давление; $p_{max.}$, $p_{min.}$ — максимальное и минимальное давления в гидросистеме (рисунок 2, а); V_0 — начальный объем газа в полости пневмокомпенсатора; p_0 — давление предварительно закачиваемого в пневмокомпенсатор газа.

Сопоставление результатов расчёта по формуле (1) с измерениями колебаний давления в буровых насосах показывает, что амплитуды колебаний давления после применения пневмокомпенсаторов могут быть в 1,5–2,0 раза больше расчётных [6].

а) Силовая характеристика сферического пневмокомпенсатора без учета восстанавливающей силы сферической диафрагмы; б) восстанавливающая сила сферической диафрагмы

Рисунок 3. Силовые характеристики сферического пневмокомпенсатора

а) зависимость устьевого давления от времени для идеального случая; p_* — амплитуда гармонических колебаний; б) реальные зависимости давления от угла поворота балансира УСШН [2]

Рисунок 4. Изменения давления в выкидной линии скважины

Значение коэффициента неравномерности давления δ_p пневмокомпенсатора, применяемого на устье скважины, предлагается принимать в пределах 0,1–0,35 в зависимости от компоновки оборудования, вязкости среды и режима откачки [1]. Желательно, чтобы этот коэффициент был минимальным, в пределе нулевым. При существующих конструкциях (рисунок 1) добиться этого практически невозможно, так как для этого потребовалось бы обеспечить стремление к бесконечности произведения $V_0 \cdot p_0$ (1), что невозможно выполнить технически.

Рассмотрим перемещение поршня пневмокомпенсатора в виде пневмопружины (рисунки 1, б, 5, а). На рисунке 5, б представлены силы, действующие на поршень (силы трения на рисунке не указаны).

От действия перепадов давления жидкости на устье скважины (рисунок 5) поршень пневмокомпенсатора будет перемещаться под действием силы $p_* \cdot A \cdot \cos[(2\pi/T) \cdot t]$, где A — площадь поршня; T — период колебаний давления на устье скважины (рисунок 4, а), зависящий от числа двойных ходов плунжера УСШН; t — время. Со стороны цилиндра пневмокомпенсатора на поршень действует сила, возникающая от сжатия газа $F_{упр.}^{пн.}(y)$ (рисунок 5, б).

Эта сила определяется известной формулой (показатель политропы для медленных движений принят равным единице) [7]:

$$F_{упр.}^{пн.}(y) = \frac{p_0 \cdot A \cdot H}{H - y}, \quad (2)$$

где H — высота цилиндра пневмопружины (рисунок 3, б).

а) расположение пневмокомпенсатора; б) расчетная схема
1 — цилиндр пневмокомпенсатора; 2 — поршень пневмокомпенсатора

Рисунок 5. Устьевой поршневой пневмокомпенсатор

Зависимость $F_{упр.}^{пн.}(y)$ по формуле (2) представлена на рисунке 6, а. В нейтральном положении поршня под действием давления $p_{ср.}$ восстанавливающая сила пневмокомпенсатора определяется выражением $\left(A \cdot \frac{p_{ср.} \cdot H}{H-y} - A \cdot p_{ср.}\right)$ (предполагается, что $p_{ср.} = p_0$ (рисунок 6, б).

Дифференциальное уравнение, описывающее движение поршня рассматриваемого пневмокомпенсатора, имеет следующий вид:

$$m \cdot \ddot{y} = A \cdot p_* \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{T} \cdot t\right] - \left(A \cdot \frac{p_{ср.} \cdot H}{H-y} - A \cdot p_{ср.}\right) - \mu \cdot \dot{y} - R \cdot \text{sign}[\dot{y}], \quad (3)$$

где m — масса поршня пневмокомпенсатора с учетом массы присоединенной жидкости; μ , R — постоянные величины; $\mu \cdot \dot{y}$ — сила сопротивления пропорциональная скорости поршня; R — постоянная сила трения.

Примем площадь поршня $A = 0,05 \text{ м}^2$. Проведем расчет по параметрам пневмокомпенсатора, приведенным в (1): $V_0 = 0,086 \text{ м}^3$, $p_0 = 1,27 \text{ МПа}$, $H = 1,72 \text{ м}$, $p_{max.} = 2 \text{ МПа}$. Определим амплитуду колебаний давления $p_* = \frac{p_{max.} - p_{min.}}{2}$ (рисунок 4, а) для значений $\delta_p = 0,1$ и $\delta_p = 0,35$ (1).

Определим $p_{min.}$ из (1). Опуская выкладки, запишем

$$p_{min.} = \frac{p_{max.}(2 - \delta_p)}{(2 + \delta_p)}. \quad (4)$$

Для $\delta_p = 0,1$ по формуле (4) имеем $p_{min.} \approx 1,81 \text{ МПа}$, $p_* = 0,095 \text{ МПа}$; для $\delta_p = 0,35$ - $p_{min.} \approx 1,4 \text{ МПа}$, $p_* = 0,3 \text{ МПа}$.

На рисунке 7 представлены зависимости координаты поршня $y(t)$, определенные численным решением дифференциального уравнения (3). Масса поршня с присоединенной

а) восстанавливающая сила, определенная по формуле (1);
б) восстанавливающая сила в нейтральном положении поршня

Рисунок 6. Восстанавливающая сила пневмокомпенсатора

$R = 200 \text{ Н}$; $M = 10 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $m = 2 \text{ кг}$; а) б) $T = 20 \text{ с}$; в) г) $T = 12 \text{ с}$;
а) $p_* = 0,095 \text{ МПа}$, $p_{ср.} = 1,905 \text{ МПа}$; б) $p_* = 0,3 \text{ МПа}$; $p_{ср.} = 1,7 \text{ МПа}$;
в) $p_* = 0,095 \text{ МПа}$, $p_{ср.} = 1,905 \text{ МПа}$; г) $p_* = 0,3 \text{ МПа}$; $p_{ср.} = 1,7 \text{ МПа}$

Рисунок 7. Зависимости координаты поршня пневмокомпенсатора от времени

жидкостью выбрана достаточно произвольным образом. В большом диапазоне значений m (от 1 до 10 кг) колебания давления, определенные по формуле (3), практически не зависят от этой величины.

Как видно из рисунка 7, отклонение поршня от нейтрального положения в сторону жидкости превышает по величине отклонение поршня от нейтрального положения в сторону газа (рисунок 5), что объясняется несимметричностью силовой характеристики на рисунке 6, б. Величины $\Delta V'$, определенные как произведение размаха колебаний поршня (рисунок 7), полученных решением дифференциального уравнения (3), на его площадь, превышают величины ΔV , определенные по формуле (1) во всех рассмотренных вариантах; в среднем дает заниженный результат до 50 %. Этим можно объяснить превышение реального давления в пневмокомпенсаторах буровых насосов по сравнению с расчетным [7].

Рассчитаем коэффициенты пульсации давления δ_p' для рассмотренных вариантов по формуле (1), подставив вместо ΔV изменение объема пневмокомпенсатора, полученное решением дифференциального уравнения (3); $\Delta V' = y_* \cdot A$, где y_* — размах колебаний. Для вариантов а и в имеем: $y_* \approx 0,017$ м; для вариантов б и г: $y_* \approx 0,6$ м (рисунок 5). Тогда для вариантов а и в — $\delta_p' \approx 0,148$; для вариантов б и г — $\delta_p' \approx 0,467$. То есть, при учете динамики работы поршневых пневмокомпенсаторов, коэффициенты пульсаций давления получаются больше первоначально принятых. В частности, коэффициент $\delta_p' \approx 0,467$ значительно больше максимально принятого (0,35). Доказано, что для определенных режимов работы УСШН существующими пневмокомпенсаторами принципиально очень сложно получить заданный коэффициент пульсаций давления. Требуется разработка принципиально новых устьевых компенсаторов.

Рассмотрим вариант принципиально нового компенсатора, имеющего заданную силовую характеристику. Выбираем вариант силовой характеристики с квазиулевым жесткостью. В данном случае коэффициент пульсации давления δ_p будет равен нулю (это аналог пневмокомпенсатора, у которого начальный объем газа в полости стремится к бесконечности (1)).

Впервые системы с квазиулевым жесткостью предложил в прошлом веке профессор Алабужев Петр Михайлович [8]. Меха-

нической моделью СКЖ является шарик на гладкой поверхности. Даже малое воздействие на этот шарик приводит к его смещению без колебаний. В настоящее время подавляющее большинство систем с квазиулевым жесткостью, как и система Алабужева, представляют собой совокупность систем с положительной и отрицательной жесткостями [9–12]. Отличительной особенностью таких систем является небольшой диапазон участка квазиулевым жесткости, обычно несколько сантиметров.

Известен способ получения СКЖ при помощи направляющих [13, 14]. В таких системах упругий элемент перемещается между направляющими расчетной формы перпендикулярно их оси симметрии. Форма направляющих рассчитывается по определенному алгоритму, в зависимости от заданной силовой характеристики. Рассмотрим в качестве упругого элемента пневмопружины, так как в этом случае появляется возможность регулировать силовую характеристику предлагаемого компенсатора, изменяя давление в ней.

На рисунке 8, а изображена схема расположения предлагаемого компенсатора давления УСШН на устье скважины. Пневмопружина 1 имеет возможность перемещаться перпендикулярно оси симметрии направляющих 2. Пневмопружина 1 жестко связана с поршнем 3 через стержень 4. Для обеспечения движения пневмопружины 1 без перекосов предусмотрены направляющие 5. Пневмопружина контактирует с направляющими посредством роликов 6. На рисунке 8, б показана требуемая силовая характеристика компенсатора — восстанавливающая сила постоянна и равна произведению $p_{ср} \cdot A$. На рисунке 8, в представлена расчетная схема компрессора с квазиулевым жесткостью. Данная схема компенсатора позволяет иметь сколь угодно большой ход поршня 3, в отличие от рассмотренных ранее пневмокомпенсаторов.

Принимаем радиусы роликов, контактирующих с направляющими, равными нулю. Тогда без учета сил трения будет выполняться следующее соотношение:

$$\int_0^{\Delta l} F_{пн.}(\Delta l) d\Delta l = \int_0^y F(y) dy, \quad (5)$$

где $\Delta l = 2(\frac{L_0}{2} - z)$ — смещение поршня 3 пневмопружины 1; L_0 — расстояние между точками контакта пневмопружины в нулевом положении (рисунок 8, в); $F_{пн.}(\Delta l) = \frac{p_{0*} \cdot A_2 \cdot H_*}{(H_* - \Delta l)}$

— восстанавливающая сила пневмопружины 1; H_* — высота цилиндра пневмопружины 1; p_{0*} — начальное избыточное давление в пневмопружине 1; A_2 — площадь поршня пневмопружины 1 (рисунок 8, а); $F(y) = p_{ср.} \cdot A - \text{const.}$

Опуская выкладки и подставляя в уравнение (5) $\Delta\lambda$, имеем:

$$\text{Log}\left[\frac{H_* - L_0 + 2z}{H_*}\right] = -\frac{p_{ср.} \cdot A \cdot y}{p_{0*} \cdot A_2 \cdot H_*}. \quad (6)$$

Отсюда

$$z = 0,5(L_0 - H_* + H_* \cdot e^{\frac{p_{ср.} \cdot A \cdot y}{p_{0*} \cdot A_2 \cdot H_*}}). \quad (7)$$

На рисунке 9 представлена зависимость $z(y)$, полученная по формуле (7). Следует отметить, что направляющие должны быть такими, чтобы пневмопружина компрессора проходила между ними (величина $H_*/2$ должна быть меньше минимального значения $z(y)$). При учете радиуса роликов, контактирующих с направляющими, необходимо построить эквидистантную кривую к зависимости, определяемой формулой (7) (рисунок 9).

При изменении режимов откачки и среднего давления в гидросистеме $p_{ср.}$ для получения новой силовой характеристики (рисунок 8, б) необходимо пропорционально изменить начальное избыточное давление p_{0*} в пневмопружине компрессора с квазинулевой жесткостью. Это вытекает из уравнения (6).

Следует отметить, что давление в пневмопружине компенсатора с квазинулевой жесткостью $p_{0*} = 0,5$ МПа существенно меньше давления в рассмотренном ранее пневмокомпенсаторе (в нашем примере $p_0 = 1,27$ МПа). Величина хода штока 3 и его площадь выбираются из условия обеспечения полного поглощения объема жидкости при ходе вверх плунжера скважинного насоса (рисунок 8, а).

Современные пневмокомпенсаторы имеют принципиальные ограничения. Если взять за нижнюю границу формулу (1) (реальный коэффициент, как показано, может быть больше полученного по этой формуле), то областью эффективного применения пневмокомпенсаторов будет следующая неравенство:

$$\Delta V \cdot p_{ср.} < \delta_p \cdot V_0 \cdot p_0. \quad (8)$$

Параметры пневмокомпенсатора V_0 , p_0 не изменяются при работе УСШН; величины ΔV , $p_{ср.}$ могут изменяться в процессе работы УСШН. Определим области применения пневмокомпенсаторов. Для величин V_0 , p_0 (принятых в данной статье $V_0 = 0,086$ м³ и $p_0 = 1,27$ МПа) при изменении объема газа за один двойной ход скважинного насоса, например, равный $\Delta V = 0,0177$ м³ (диаметр плунжера скважинного насоса 95 мм, его ход 2,5 м), среднее давление в гидросистеме при коэффициенте пульсации давления $\delta_p = 0,1$ по формуле (8) должно удовлетворять усло-

а) принципиальная схема расположения компенсатора давления; p_2 — давление в пневмопружине компрессора; б) силовая характеристика компенсатора; в) расчетная схема

Рисунок 8. Устьевой компенсатор давления скважинного насоса с квазинулевой жесткостью

$L_0 = 0,7 \text{ м}$; $H_* = 0,3 \text{ м}$; $p_{\text{ср.}} = 1,5 \text{ МПа}$; $p_{0*} = 0,5 \text{ МПа}$; $A = 0,05 \text{ м}^2$; $A_2 = 0,1 \text{ м}^2$

Рисунок 9. Форма направляющих компрессора с квазинулевой жесткостью

вию $p_{\text{ср.}} < 0,616 \text{ МПа}$. При $\Delta V = 0,0038 \text{ м}^3$ (диаметр плунжера скважинного насоса 44 мм, ход 2,5 м) среднее давление в гидросистеме при коэффициенте пульсации давления $\delta_p = 0,1$, по формуле (8) должно удовлетворять условию $p_{\text{ср.}} < 2,87 \text{ МПа}$. При превышении указанных величин среднего давления $p_{\text{ср.}}$ на устье скважины необходимо использовать компенсаторы с квазинулевой жесткостью.

Выводы

1. Применение устьевых компенсаторов позволит снизить максимальные амплитуды колебаний давления на устье скважины и в НКТ, что повысит эффективность работы всей УСН.

2. Предложена математическая модель, описывающая колебания жидкости в выкидной линии скважины при наличии устьевых поршневых пневмокомпенсаторов, которая

учитывает динамику системы «штанговый насос — поршневой пневмокомпенсатор».

3. Анализ разработанной математической модели показал, что коэффициент пульсации давления, рассчитанный по известной методике, может иметь заниженное значение до 50 %.

4. Область эффективного применения пневмокомпенсаторов для штанговых установок ограничивается условием, что произведение изменения объема газа за один двойной ход скважинного насоса на среднее давление на устье скважины не должно превышать произведения заданного коэффициента пульсации давления на начальное давление в газовой полости и ее начальный объем, а при превышении величины этого произведения необходимо использовать предлагаемые компенсаторы с квазинулевой жесткостью.

СПИСОК ИСПОЛЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Уразаков К.Р., Тимашев Э.О., Тухватуллин Р.С. Устьевой пневмокомпенсатор штанговой скважинной насосной установки // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2017. № 12. С. 60–64.
2. Уразаков К.Р. Эксплуатация наклонно направленных насосных скважин. М.: Недра, 1993. 169 с.
3. Бахтизин Р.Н., Уразаков К.Р., Ризванов Р.Р. Новая конструкция насосной штанги // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». 2011. № 4. С. 66–73.
4. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. М.: Недра, 1988. 501 с.
5. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания: справочник: в 3 т. М.: Машиностроение, 1968. Т. 3: 567 с.
6. Зиякаев Г.Р. Гидромашины и компрессоры: учеб. пособие / Томский политехнический университет. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. 142 с.

7. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника, 1990. 272 с.
8. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью. Л.: Машиностроение, 1986. 96 с.
9. Carrella A., Brennan M.J., Waters T.P. Optimization of a Quasi-Zero-Stiffness Isolator // J. Mech. Sci. Technol. 2007. No. 21. P. 946–949.
10. Carrella A., Brennan M.J., Waters T.P., Lopes V. Force and Displacement Transmissibility of a Nonlinear Isolator with High-Static-Low-Dynamic-Stiffness // Int. J. Mech. Sci. 2012. No. 55. P. 22–29.
11. Sun X., Xu J., Jing X. Beneficial Performance of a Quasi-Zero-Stiffness Vibration Isolator with Time-Delayed Active Control // Int J Mech Sci. 2014. No. 82. P. 32–40.
12. Zhu T., Cazzolato B., Robertson W., Zander A. Vibration Isolation Using Six Degree-of-Freedom Quasi-Zero Stiffness Magnetic Levitation // J. Sound Vib. 2015. No. 358. P. 48–73.
13. Зотов А.Н. Systems with Quasi-Zero-Stiffness Characteristic // Proceedings. IPACS Open Access

Electronic Library, OPEN LIBRARY, 6th EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference, ENOC 2008.

14. Валеев А.Р., Зотов А.Н., Зубкова О.Е., Ризванов Р.Г., Свиридов М.В. Системы с квазиулево́й жесткостью восстанавливающей силой // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2017. № 5. С. 130–136.

REFERENCES

1. Urazakov K.R., Timashev E.O., Tukhvatullin R.S. Ust'evoi pnevmokompensator shtangovoi skvazhinnoi nasosnoi ustanovki [Wellhead Pneumatic Compensator of Well Pumping Unit]. *Territoriya «NEFTEGAZ» — Territory «NEFTEGAZ»*, 2017, No. 12, pp. 60–64. [in Russian].
2. Urazakov K.R. *Ekspluatatsiya naklonno napravlennykh nasosnykh skvazhin* [Operation of Directional Pumping Wells]. Moscow, Nedra Publ., 1993. 169 p. [in Russian].
3. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Rizvanov R.R. Novaya konstruktziya nasosnoi shtangi [New Sucker Rod Design]. *Elektronnyi nauchnyi zhurnal «Neftegazovoe delo» — Electronic Scientific Journal «Oil and Gas Business»*, 2011, No. 4, pp. 66–73. [in Russian].
4. Bagramov R.A. *Burovye mashiny i komplekсы* [Drilling Machines and Complexes]. Moscow, Nedra Publ., 1988. 501 p. [in Russian].
5. Birger I.A., Panovko Ya.G. *Prochnost', ustoychivost', kolebaniya: spravochnik: v 3 t.* [Durability, Stability, Fluctuations: Reference Book: in 3 vol.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. Vol. 3: 567 p. [in Russian].
6. Ziyakaev G.R. *Gidromashiny i kompressory: ucheb. posobie* [Hydraulic Machines and Compressors: Tutorial].

Tomsk, Izd-vo Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2016. 142 p. [in Russian].

7. Panovko Ya.G. *Osnovy prikladnoi teorii kolebanii i udara* [Fundamentals of Applied Theory of Vibrations and Shock]. Leningrad, Politekhnik Publ., 1990. 272 p. [in Russian].
8. Alabuzhev P.M. *Vibrozhachitnye sistemy s kvazinulevoi zhestkost'yu* [Vibroprotective Systems with Quasi-Zero Stiffness]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 96 p. [in Russian].
9. Carrella A., Brennan M.J., Waters T.P. Optimization of a Quasi-Zero-Stiffness Isolator. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2007, No. 21, pp. 946–949.
10. Carrella A., Brennan M.J., Waters T.P., Lopes V. Force and Displacement Transmissibility of a Nonlinear Isolator with High-Static-Low-Dynamic-Stiffness. *Int. J. Mech. Sci.*, 2012, No. 55, pp. 22–29.
11. Sun X., Xu J., Jing X. Beneficial Performance of a Quasi-Zero-Stiffness Vibration Isolator with Time-Delayed Active Control. *Int. J. Mech. Sci.*, 2014, No. 82, pp. 32–40.
12. Zhu T., Cazzolato B., Robertson W., Zander A. Vibration Isolation Using Six Degree-of-Freedom Quasi-Zero Stiffness Magnetic Levitation. *J. Sound Vib.*, 2015, No. 358, pp. 48–73.
13. Zotov A.N. Systems with Quasi-Zero-Stiffness Characteristic. Proceedings. *IPACS Open Access Electronic Library, OPEN LIBRARY, 6th EUROMECH Nonlinear Dynamics Conference, ENOC 2008*.
14. Valeev A.R., Zotov A.N., Zubkova O.E., Rizvanov R.G., Sviridov M.V. Sistemy s kvazinulevoi zhestkost'yu vosstanavlivayushchei siloi [Systems with Discontinuous Quasi-Zero Reconstructing Force]. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Mekhanika tverdogo tela — Mechanics of Solids*, 2017, No. 5, pp. 130–136.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ ABOUT THE AUTHORS

Зотов Алексей Николаевич, д-р техн. наук, профессор кафедры «Механика и конструирование машин», УГНТУ, Уфа, Российская Федерация

Aleksey N. Zotov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of Mechanics and Machine Design Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: anz21963@yandex.ru

Тимашев Эдуард Олегович, канд. техн. наук, докторант Уфимского государственного нефтяного технического университета, УГНТУ, Уфа, Российская Федерация

Eduard O. Timashev, Candidate of Engineering Sciences, Doctoral Candidate, USPTU, Ufa, Russian Federation

Уразакое Камил Рахматуллоевич, д-р техн. наук, профессор кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых промыслов», УГНТУ, Уфа, Российская Федерация

Kamil R. Urazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor of Machines and Equipment of Oil and Gas Fields Department, USPTU, Ufa, Russian Federation

e-mail: urazakk@mail.ru