

# Машиностроение и машиноведение

УДК 622.323: 002.5(075.8)

doi: 10.18698/0536-1044-2021-1-3-10

## Расчет нагрузки на штанговую подвеску при неустановившемся колебательном движении штанг скважинной насосной установки

**В.Т. Мамедов, Д.Н. Асланов, Д.Р. Дамирова**

Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности

## Calculating the Load on the Rod Suspension in Unsteady Oscillation Motion of the Well Pumping Unit Rods

V.T. Mamedov, D.N. Aslanov, D.R. Damirova

Azerbaijan State Oil and Industry University

Повышение работоспособности скважинной насосной установки определяется прямолинейностью ее штанговой колонны, которая при движении зависит от действующей на нее нагрузки. Определение зависимости нагрузки на подвеску штанги от динамических сил является одним из ключевых вопросов обеспечения ее прямолинейности. Чтобы обеспечить равномерное распределение напряжений по всей длине полированного штока при динамической нагрузке, необходимо найти нагрузку на его поверхность. А это невозможно сделать без уравнения неустановившегося движения колонны штанг. Рассмотрены вопросы, связанные с исследованием уравнения неустановившегося движения колонны штанг скважинной насосной установки. Выведены формулы для расчета нагрузок, действующих на точку подвеса штанг. Получено уравнение движения колонны штанг и нагрузки на полированный шток после окончания начальной деформации.

**Ключевые слова:** точка подвеса штанг, скважинная насосная установка, уравнение движения колонны штанг, нагрузки на полированный шток, начальная деформация штанг

The efficiency of a rod pumping unit is determined by the straightness of its rod string, which is impacted by the load when the rod string is in motion. Determining the dependence of the load impacting the rod suspension on the dynamic forces is one of the major issues in ensuring its straightness. In order to provide equal distribution of the stresses along the entire length of the polished rod under dynamic loading, it is necessary to determine the load on its surface, which is impossible without the equation of unsteady motion of the rod string. To this end, the article examines the issues related to the equation of unstable motion of well pumping unit rods. Formulae for calculating the loads acting on the rod suspension point are derived, and the equation of the rod string motion and load on the polished rod after the initial deformation is obtained.

**Keywords:** rod suspension point, well pumping unit, equation of rod string movement, loading on polished rods, initial rod deformation

Развитие мировой экономики и улучшение благосостояния населения напрямую зависят от цен на нефть, являющейся основным стратегическим продуктом в условиях низкой стоимости и экологичности. Для обеспечения таких параметров нефти требуется современное и инновационное нефтедобывающее оборудование [1–3].

Работу штанговой скважинной насосной установки, используемой при добыче нефти, необходимо организовать так, чтобы ее производительность была высокой, а экологичность — максимальной. Данная статья в основном посвящена этой проблеме.

Механические приводы штанговых скважинных насосов нашли широкое применение в нефтедобывающей промышленности. К отличительным особенностям таких приводов относится наличие механического преобразователя (служащего для преобразования вращательного движения вала приводного двигателя в возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг) и механической трансмиссии.

Кроме того, для них характерно использование механической связи уравнивающего устройства с силовым органом, обеспечивающим перемещение точки подвеса штанг. Механическая трансмиссия и четырехзвенный преобразующий механизм переопределяют однозначную связь между законами движения ведущего (вала редуктора) и ведомого (устьевого штока колонны насосных штанг) звеньев.

При этом каждое положение точки подвеса штанг характеризуется определенными скоростями и ускорениями, которые при постоянной частоте вращения ведущего вала редуктора зависят только от размеров или от соотношения размеров отдельных звеньев трансмиссии преобразующего механизма [4, 5].

Цель работы — определение нагрузки на поверхность полированного штока при динамическом нагружении для обеспечения ее равномерного распределения по всей его длине.

Фазу разгона точки подвеса штанг можно разделить на два периода: разгон в течение упругого деформирования штанг под действием веса столба жидкости над плунжером скважинного насоса и разгон после окончания этого процесса [6–8].

**Методика расчета.** На основании изложенного движение колонны штанг  $u(x, t)$  после окончания их начальной деформации [4]

можно представить как сумму перемещения точки подвеса  $s(t)$ , зависящего только от кинематики станка-качалки, и упругого перемещения колонны штанг относительно точки подвеса  $u'(x, t)$ :

$$u(x, t) = s(t) + u'(x, t). \quad (1)$$

Следует отметить, что в момент времени  $t=0$  выражение (1) соответствует окончанию начальной деформации штанг. Функцию  $u'(x, t)$  представим в виде ряда

$$u'(x, t) = \sum T_i X_i, \quad (2)$$

где  $T_i$  — функция переменной  $t$ ;  $i=1, 2, 3, \dots$ ;  $X_i$  — функция переменной  $x$ .

Так как величина  $X_i$  является нормальной функцией собственных продольных колебаний штанги, можно записать

$$X_i = \sin \frac{\beta_i}{H} x + A_i \cos \frac{\beta_i}{H} x, \quad (3)$$

где  $\beta_i$ ,  $A_i$  — коэффициенты;  $H$  — статический уровень жидкости в скважине.

После подстановки выражения (3) в соотношение (2) имеем

$$u = s(t) + \sum_{i=1}^m T_i \left( \sin \frac{\beta_i}{H} x + A_i \cos \frac{\beta_i}{H} x \right).$$

Величины  $A_i$  и  $\beta_i$  определяются выражением (3) из граничных условий.

Первое граничное условие в точке подвеса

$$x = 0, \quad (4)$$

а значит,

$$u' = s(t).$$

Записав выражение (3) с учетом условия (4), получим  $A_1 = 0$ . Тогда

$$u = s(t) = \sum_{i=1}^m T_i \sin \frac{\beta_i}{H} x. \quad (5)$$

Вторым должно быть граничное условие в точке

$$x = H, \quad (6)$$

т. е. у плунжера.

Так как нефтяная смесь (жидкость) обладает значительной (1000...1200 МПа) упругостью, ее можно принять за упругий столб жидкости над плунжером, а плунжер считать свободным.

При условии (6)

$$du/dx = 0. \quad (7)$$

Соотношение (7) очень близко отражает реальные условия эксплуатации скважинного насоса [6], поэтому оно принято в качестве граничного условия у плунжера. Подставив выражение (5) в соотношение (7), получим уравнение

$$\cos \beta_i = 0,$$

из которого определим

$$\beta_i = \frac{2i-1}{2} \pi.$$

Для нахождения функций  $T_i$  воспользуемся дифференциальным уравнением движения упругого стержня (штанги) в среде, оказывающей сопротивление, пропорциональное скорости [9–12]:

$$\frac{d^2u}{dt^2} + 2h \frac{du}{dt} - c^2 \frac{d^2u}{dx^2} = 0. \quad (8)$$

Здесь  $h$  — коэффициент, который учитывает сопротивление, пропорциональное скорости,  $h = 0, 1 \dots 0,5$  [4];  $c$  — скорость звука в металле бесконечно большого объема (для стали  $c = 5140$  м/с),

$$c = \sqrt{\frac{Eg}{\gamma}},$$

где  $E$  — модуль упругости;  $\gamma$  — удельный вес материала штанг.

Подставив выражение (5) в формулу (8), получим

$$\begin{aligned} \frac{d^2s}{dt^2} + \sum_{i=1} \frac{d^2T_i}{dt^2} \sin \frac{\beta_i}{H} x + 2h \frac{ds}{dt} + 2h \sum_{i=1} \frac{dT_i}{dt} \sin \frac{\beta_i}{H} x + \\ + \sum_{i=1} \left( \frac{c}{H} \beta_i \right)^2 T_i \sin \frac{\beta_i}{H} x = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Умножив обе части формулы (9) на  $\sin(\beta_i x/H)$  и проинтегрировав в пределах  $0 \dots H$  с учетом выражений

$$\int_0^H \sin \frac{\beta_i}{H} x \sin x \, dx; \quad (9a)$$

$$\int_0^H \sin^2 \frac{\beta_i}{H} x \, dx = \frac{H}{2}; \quad (9б)$$

$$\int_0^H \sin \frac{\beta_i}{H} x \, dx = \frac{H}{\beta_i}, \quad (9в)$$

получим

$$\frac{d^2T_i}{dt^2} + 2h \frac{dT_i}{dt} + \left( \frac{c}{h} \beta_i \right)^2 T_i - \frac{2}{\beta_i} \left( \frac{d^2s}{dt^2} + 2h \frac{ds}{dt} \right). \quad (10)$$

Разложим зависимость угла поворота балансира  $\psi$  от времени  $t$  в ряд Фурье следующим образом:

$$\psi = a_0 + \sum_{n=1} (a_n \sin n\omega t + b_n \cos n\omega t), \quad (11)$$

где  $a_0, a_n, b_n$  — коэффициенты;  $n$  — частота вращения шкива;  $\omega$  — угол вращения.

Ход точки подвеса  $s = k_i \psi$  ( $k_i$  — длина переднего плеча балансира), поэтому запишем

$$\frac{ds}{dt} = k_i \sum_{n=1} (a_n n \cos n\omega t - b_n n \sin n\omega t); \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2s}{dt^2} = \\ = -k_i \sum_{n=1} [a_n (n\omega)^2 \sin n\omega t + b_n (n\omega)^2 \cos n\omega t]. \end{aligned} \quad (13)$$

Коэффициенты  $a_n$  и  $b_n$  выбираются так, чтобы время  $t$  измерялось от момента окончания начальной деформации.

После подстановки выражений (12), (13) в формулу (10) и преобразований получим

$$\begin{aligned} \frac{d^2T_i}{dt^2} - 2k_i \frac{dT_i}{dt} + F_i^2 T_i = \\ = \sum_{n=1} (A_{ni} \sin n\omega t + B_{ni} \cos n\omega t), \end{aligned} \quad (14)$$

где

$$F_i = \frac{c}{H} \beta_i;$$

$$A_{ni} = \frac{2}{\beta_i} k_i n \omega (a_n n \omega + 2h b_n); \quad (15)$$

$$B_{ni} = \frac{2}{\beta_i} k_i n \omega (b_n n \omega - 2h a_n). \quad (16)$$

Линейное неоднородное дифференциальное уравнение (14) имеет следующие решения, определяемые из характеристических уравнений [7, 8]:

$$\begin{aligned} T_i = e^{-ht} (M_i \sin c^* t + N_i \cos c^* t) + \\ + \sum_{n=1} (Q_{ni} \sin n\omega t + P_{ni} \cos n\omega t), \end{aligned} \quad (17)$$

где  $M_i, N_i, Q_{ni}, P_{ni}$  — коэффициенты;  $c^*$  — скорость распространения звука по колонне штанг.

После подстановки выражения (17) в формулу (14) получим коэффициенты частного решения

$$Q_{ni} = \frac{(F_i^2 - n^2\omega^2)A_{ni} + 2hn\omega B_{ni}}{(F_i^2 - n^2\omega^2)^2 + (2hn\omega)^2}; \quad (18)$$

$$P_{ni} = \frac{(F_i^2 - n^2\omega^2)B_{ni} + 2hn\omega A_{ni}}{(F_i^2 - n^2\omega^2)^2 + (2hn\omega)^2}. \quad (19)$$

Таким образом, находим уравнение движения колонны штанг после окончания начальной деформации [5, 13–15]:

$$u = s(t) + \sum_{i=1} \left[ e^{-ht} (M_i \sin c^*t + N_i \cos c^*t) + \sum_{n=1} (Q_{ni} \sin n\omega t + P_{ni} \cos n\omega t) \right] \sin \frac{\beta_i}{H} x. \quad (20)$$

Величины  $M_i$  и  $N_i$  — это коэффициенты, которые определяются из начальных условий, так как момент окончания начальной деформации принят за начало отсчета времени. Начальные условия запишем в следующем виде:

$$t = 0; \quad u = 0; \quad (21)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} = ak_i b\omega \sum_{j=1} (1-\rho)^j \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{c^*} - \frac{x}{c^*} \right) - \sum_{j=1} (1-\rho)^j \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{b} + \frac{x}{c^*} \right). \quad (22)$$

Здесь  $a$  и  $b$  — кинематические коэффициенты;  $j$  — коэффициент деформации;  $\rho = f_{шт} / (f_{тр} - f_{шт})$ , где  $f_{шт}$  и  $f_{тр}$  — площадь поперечного сечения штанг и насосных труб;  $t_0$  — период начальной деформации штанг.

В выражении (22) функция синуса определена только для положительного аргумента:

$$\sin b\omega = \begin{cases} \sin b\omega & \text{при } b\omega > 0; \\ 0 & \text{при } b\omega < 0. \end{cases}$$

Из условия (21) находим коэффициент

$$N_i = -\sum_{n=1} P_{ni}. \quad (23)$$

Для последующих преобразований запишем следующие выражения:

$$\int_0^H \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{q_i} - \frac{x}{q_i} \right) \sin \frac{\beta_i}{H} x dx = -\frac{1}{(\beta_i/H)^2 - (b\omega/q_i)^2} \times \left[ \frac{\beta_i}{H} \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{q_i} - \frac{x}{q_i} \right) \cos \frac{\beta_i}{H} x + \frac{b\omega}{q_i} \cos b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{q_i} - \frac{x}{q_i} \right) \sin \frac{\beta_i}{H} x \right]_0^H; \quad (24)$$

$$\int_0^H \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{q_i} + \frac{x}{q_i} \right) \sin \frac{\beta_i}{H} x dx = -\frac{1}{(\beta_i/H)^2 - (b\omega/q_i)^2} \times \left[ \frac{\beta_i}{H} \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{q_i} + \frac{x}{q_i} \right) \cos \frac{\beta_i}{H} x - \frac{b\omega}{q_i} \cos b\omega \left( t_0 - \frac{2jH}{q_i} + \frac{x}{q_i} \right) \sin \frac{\beta_i}{H} x \right]_0^H. \quad (25)$$

Подставив выражение (20) в формулу (22) с учетом соотношений (9а)–(9в), (24) и (25), получим

$$M_i = \frac{1}{q_i} \left\{ hN_i - \sum Q_{ni} n\omega - \frac{2ak_i (b\omega)^2 V_i}{c^* \beta_i [(\beta_i/H)^2 - (b\omega/c^*)^2]} \right\}. \quad (26)$$

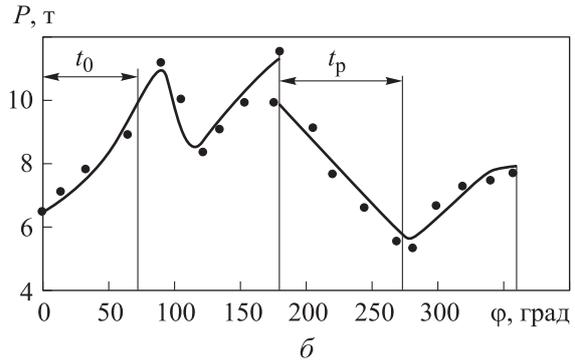
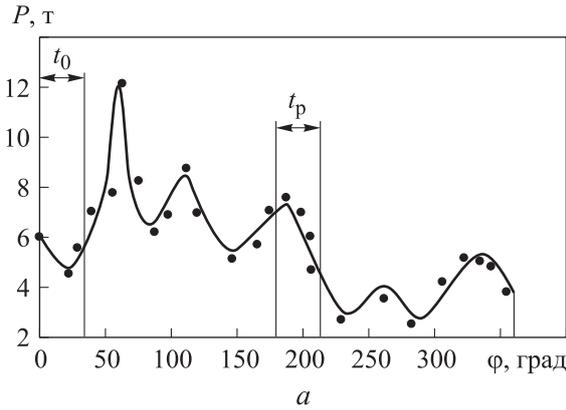
Здесь

$$V_i = -\frac{b\omega}{c^*} \sin b\omega t_0 - (-1)^i (2-\rho) \frac{\beta_i}{H} \times \sum_{i=n}^v (1-\rho)^{i-1} \cos b\omega \left( t_0 - \frac{2j-1}{c^*} H \right) + (1-\rho)^v \left[ \frac{\beta_i}{H} \sin \frac{H_1}{H} \beta_i - \frac{b\omega}{c^*} \sin b\omega \left( t_0 - \frac{2vH}{c^*} \right) \right],$$

где  $v$  — количество ходов штанг;  $H_1$  — статический уровень жидкости в скважине при начальной деформации штанг.

Если

$$\frac{c^* t_0}{2H} - \frac{1}{2} < v < \frac{c^* t_0}{2H},$$



Расчетные (—) и экспериментальные (•) зависимости нагрузки на полированный шток  $P$  от угла поворота кривошипа  $\varphi$  при различных параметрах бурения скважины:  $a - H = 1200$  м,  $H' = 1100$  м,  $n = 11$  мин<sup>-1</sup>,  $\gamma_n = 0,88$ ;  $b - H = 2200$  м,  $H' = 2180$  м,  $n = 7,4$  мин<sup>-1</sup>,  $\gamma_n = 0,90$

то

$$H_1 = c^*t_0 - 2\nu H;$$

$$V_i = -\frac{b\omega}{c^*} \sin b\omega t_0 - (-1)^i (2-\rho) \frac{\beta_i}{H} \times$$

$$\times \sum_{i=n}^v (1-\rho)^{i-1} \cos b\omega \left( t_0 - \frac{2j-1}{c^*} H \right) -$$

$$-(1-\rho)^v \frac{\beta_i}{H} \sin \frac{H_2}{H} \beta_1,$$

где  $H_2$  — статический уровень жидкости в скважине после окончания начальной деформации.

Если

$$\frac{qt_0}{2H} < \nu < \frac{qt_0}{2H} + \frac{1}{2},$$

то

$$H_2 = 2\nu H - c^*t_0.$$

Уравнения движения колонны штанг вниз выводятся тем же путем. Только в разложении (11) коэффициенты выбираем так, чтобы время  $t$  измерялось от момента окончания разгрузки. Эти коэффициенты обозначим через  $A'_n$  и  $B'_n$ . Тогда

$$u = s(t) + \sum_{i=1} [e^{-ht} (M'_i \sin c^*t + N'_i \cos c^*t) +$$

$$+ \sum_{n=1} (Q'_{ni} \sin n\omega t + P'_{ni} \cos n\omega t)] \sin \frac{\beta_i}{H} x, \quad (27)$$

где  $Q'_{ni}$ ,  $P'_{ni}$ ,  $N'_i$  и  $M'_i$  — коэффициенты.

Коэффициенты  $A'_{ni}$ ,  $B'_{ni}$ ,  $Q'_{ni}$ ,  $P'_{ni}$ ,  $N'_i$  и  $M'_i$  определяются по формулам (15), (16), (18), (19), (23) и (26) соответственно.

Заменяв  $a_n$  и  $b_n$  на  $a'_n$  и  $b'_n$ , с помощью формул (20) и (27) можно вычислить силы, действующие во всех точках колонны штанг.

Найдем нагрузки на полированный шток (с которым соединена колонна штанг):

- при движении вверх

$$P = P_0 + \frac{Ef_{шт}k_1}{H} \sum_{i=1} \beta_i \left[ e^{-ht} (M_i \sin q_i t + N_i \cos q_i t) + \sum_{n=1} (Q_{ni} \sin n\omega t + P_{ni} \cos n\omega t) \right]; \quad (28)$$

- при движении вниз

$$P' = P'_0 + \frac{Ef_{шт}k_1}{H} \beta_1 \left[ e^{-ht} (M'_i \sin q_i t + N'_i \cos q_i t) + \sum_{n=1} (Q'_{ni} \sin n\omega t + M'_i \sin q_i t + N'_i \cos q_i t) + \sum_{n=1} (Q'_{ni} \sin n\omega t + P'_{ni} \cos n\omega t) \right], \quad (29)$$

где  $P_0$  и  $P'_0$  — нагрузка на точку подвеса в момент окончания начальной деформации и разгрузки соответственно.

Для проверки выведенных формул выполнены экспериментальные исследования с использованием станка-качалки СКН-10 и насосных труб диаметром 3 дюйма при различных параметрах бурения: удельного веса нефти  $\gamma_n$ , статического  $H$  и динамического  $H'$  уровней жидкости в скважине и частоты вращения шкива  $n$ ).

Нагрузки на полированный шток, рассчитанные по формулам (28), (29) и полученные экспериментальным путем, приведены соответственно на рисунке,  $a$  и  $b$ , где  $t_p$  — период разгрузки.

## Выводы

1. Определены уравнения движения колонны штанг в штанговой скважинной насосной установке после окончания начальной деформации.

2. Выведены формулы для расчета нагрузок, действующих на точку подвеса в момент окончания начальной деформации (при движении вверх) и разгрузки (при движении вниз).

3. Применение полученных формул для создания новых конструкций повысит их долговечность, а обеспечение прямой оси движения штанги приведет к увеличению продолжительности эксплуатации узла уплотнения скважины. В результате предотвращается утечка нефти и загрязнение окружающей среды.

## Литература

- [1] Mamedov V.T., Mamedov G.A., Aslanov J.N. Stress-Strain State of Sealing Rubber Membranes at Large Deformations. *Journal of applied mechanics and technical physics*, 2020, vol. 61, pp. 286–291. URL: <https://link.springer.com/article/10.1134/S0021894420020157> (дата обращения 10 мая 2020).
- [2] Dyshin O.A., Gabibov I.A., Aslanov J.N., Suleimanova A.D. Fractal analysis of structural and mechanical characteristics of an interfacial region in epoxy polymer nanocomposites. *Journal of applied mechanics and technical physics*, 2020, vol. 61, pp. 669–675. URL: <https://link.springer.com/article/10.1134/S0021894420040215> (дата обращения 20 мая 2020).
- [3] Aslanov J.N., Malik A.S., Seydi H.Z. The management of characteristics of the new two-layer rubber matrix seals. *EUREKA: Physics and Engineering*, 2020, no. 5, pp. 60–68, doi: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001401>
- [4] Аливердизаде К.С. *Балансирные индивидуальные приводы глубинонасосной установки, (станки-качалки)*. Баку, Азнефтеиздат, 1951. 215 с.
- [5] Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. *Машины и оборудование для добычи нефти и газа*. Москва, Недра, 1984. 464 с.
- [6] Адонин А.Н. *Добыча нефти штанговыми насосами*. Москва, Недра, 1979. 213 с.
- [7] Юсифов С.И., Мамедов В.Т., Дамирова Д.Р. Регулирование колебаний штанговых колонн штанговых скважинных насосов при ударе. *Нефтепромышленное дело*, 2014, № 2, с. 35–38.
- [8] Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. *Теория колебаний в нефтепромышленном деле*. Москва, Ижевск, Институт компьютерных исследований, 2005. 363 с.
- [9] Макаров П.В., Еремин М.О. Явление прерывистой текучести как базовая модель исследования неустойчивостей деформационных процессов. *Физическая мезомеханика*, 2013, т. 16, № 4, с. 109–128.
- [10] Горбань И.И. Критерии и параметры статистической неустойчивости. *Математические машины и системы*, 2012, № 4, с. 106–114.
- [11] Chertova N.V. Dynamic field of defects for creep under monotonically changing stress. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 2000, vol. 34, no. 3, pp. 205–210, doi: 10.1016/S0167-8442(00)00036-7
- [12] Гриняев Ю.В., Чертова Н.В. Описание ползучести в рамках полевой теории дефектов. *Прикладная механика и техническая физика*, 2000, т. 41, № 3, с. 177–183.
- [13] Чертова Н.В., Гриняев Ю.В. Анализ длительности процессов ползучести в рамках полевой теории дефектов. *Письма в ЖТФ*, 2000, т. 26, № 16, с. 57–62.
- [14] Yoshida S. Consideration on fracture of solid-state materials. *Physics letters A*, 2000, vol. 270, pp. 320–325.
- [15] Йошида С. Динамика пластической деформации на основе механизмов восстановления диссипации энергии при пластичности. *Физическая мезомеханика*, 2008, т. 11, № 2, с. 31–38.

## References

- [1] Mamedov V.T., Mamedov G.A., Aslanov J.N. Stress-Strain State of Sealing Rubber Membranes at Large Deformations. *Journal of applied mechanics and technical physics*, 2020, vol. 61, pp. 286–291. Available at: <https://link.springer.com/article/10.1134/S0021894420020157> (accessed 10 May 2020).
- [2] Dyshin O.A., Gabibov I.A., Aslanov J.N., Suleimanova A.D. Fractal analysis of structural and mechanical characteristics of an interfacial region in epoxy polymer nanocomposites. *Journal of applied mechanics and technical physics*, 2020, vol. 61, pp. 669–675. Available at: <https://link.springer.com/article/10.1134/S0021894420040215> (accessed 20 May 2020).
- [3] Aslanov J.N., Malik A.S., Seydi H.Z. The management of characteristics of the new two-layer rubber matrix seals. *EUREKA: Physics and Engineering*, 2020, no. 5, pp. 60–68, doi: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001401>
- [4] Aliverdizade K.S. *Balansirnyye individual'nyye privody glubinonasosnoy ustanovki, (stanki-kachalki)* [Individual balancing drives of the deep-pump unit (rocking machines)]. Baku, Aznefteizdat publ., 1951. 215 p.
- [5] Molchanov G.V., Molchanov A.G. *Mashiny i oborudovaniye dlya dobychi nefi i gaza* [Machinery and equipment for oil and gas production]. Moscow, Nedra publ., 1984. 464 p.
- [6] Adonin A.N. *Dobycha nefi shtangovymi nasosami* [Oil production by rod pumps]. Moscow, Nedra publ., 1979. 213 p.
- [7] Yusifov S.I., Mamedov V.T., Damirova D.R. Regulation of vibrations of rod string of submersible sucker-rod pumps in case of a stike. *Neftepromyslovoye delo*, 2014, no. 2, pp. 35–38 (in Russ.).
- [8] Mirzadzhanzade A.Kh., Kerimov Z.G., Kopeykin M.G. *Teoriya kolebaniy v neftepromyslovom dele* [Theory of fluctuations in the oil field]. Moscow, Izhevsk, Institut komp'yuternykh issledovaniy publ., 2005. 363 p.
- [9] Makarov P.V., Eremin M.O. Jerky flow model as a basis for research in deformation instabilities. *Fiz. mezomekh.*, 2013, vol. 16, no. 4, pp. 109–128 (in Russ.).
- [10] Gorban' I.I. Criteria and parameters of statistical instability. *Matematicheskiye mashiny i sistemy*, 2012, no. 4, pp. 106–114 (in Russ.).
- [11] Chertova N.V. Dynamic field of defects for creep under monotonically changing stress. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 2000, vol. 34, no. 3, pp. 205–210, doi: [10.1016/S0167-8442\(00\)00036-7](https://doi.org/10.1016/S0167-8442(00)00036-7)
- [12] Grinyayev Yu.V., Chertova N.V. Description of creep in the framework of field defect theory. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika*, 2000, vol. 41, no. 3, pp. 177–183 (in Russ.).
- [13] Chertova N.V., Grinyayev Yu.V. Analysis of the duration of creep processes in the framework of field defect theory. *Pis'ma v ZHTEF*, 2000, vol. 26, no. 16, pp. 57–62 (in Russ.).
- [14] Yoshida S. Consideration on fracture of solid-state materials. *Physics letters A*, 2000, vol. 270, pp. 320–325.
- [15] Yoshida S. Dynamics of plastic deformation based on restoring and energy dissipative mechanisms in plasticity. *Fiz. mezomekh.*, 2008, vol. 11, no. 2, pp. 31–38 (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 15.07.2020

## Информация об авторах

**МАМЕДОВ Васи́ф Талы́б оглы́** — доктор технических наук, профессор, работал (2014–2018 годах) зав. кафедрой «Нефтегазовое оборудование». Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности (AZ1010, Баку, Азербайджанская Республика, проспект Азадлыг, д. 34).

**АСЛАНОВ Джамаледдин Нураддин оглы** — доктор философии по технике, доцент кафедры «Нефтегазовое оборудование». Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности (AZ1010, Баку, Азербайджанская Республика, проспект Азадлыг, д. 34, e-mail: camaladdin.aslanov@asoiu.edu.az, tribo72@mail.ru).

**ДАМИРОВА Джавида Ризван гызы** — доктор философии по технике, ассистент кафедры «Управление и системной инженерии». Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности (AZ1010, Баку, Азербайджанская Республика, проспект Азадлыг, д. 34, e-mail: cavida.damirova@asoiu.edu.az).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Мамедов В.Т., Асланов Д.Н., Дамирова Д.Р. Расчет нагрузки на штанговую подвеску при неустановившемся колебательном движении штанг скважинной насосной установки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 1, с. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2021-1-3-10

### Please cite this article in English as:

Mamedov V.T., Aslanov D.N., Damirova D.R. Calculating the Load on the Rod Suspension in Unsteady Oscillation Motion of the Well Pumping Unit Rods. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 1, pp. 3–10, doi: 10.18698/0536-1044-2021-1-3-10

## Information about the authors

**MAMEDOV Vasif Talyb ogly** — Doctor of Science (Eng.), Professor, late Head of Department, Oil and Gas Equipment. Azerbaijan State Oil and Industry University (AZ1010, Baku, Republic of Azerbaijan, Azadlyg Ave., Bldg. 34).

**ASLANOV Djamaleddin Nuraddin ogly** — Doctor of Philosophy (Eng.), Associate Professor, Department of Oil and Gas Equipment. Azerbaijan State Oil and Industry University (AZ1010, Baku, Republic of Azerbaijan, Azadlyg Ave., Bldg. 34, e-mail: camaladdin.aslanov@asoiu.edu.az, tribo72@mail.ru).

**DAMIROVA Djavida Rizvan gazy** — Doctor of Philosophy (Eng.), Assistant Lecturer, Department of Management and System Engineering. Azerbaijan State Oil and Industry University (AZ1010, Baku, Republic of Azerbaijan, Azadlyg Ave., Bldg. 34, e-mail: cavida.damirova@asoiu.edu.az).