

УДК 622.276.054.22

КОМБИНИРОВАННАЯ РОТОРНО-УСТЬЕВАЯ УРАВНОВЕШИВАЮЩАЯ СИСТЕМА СТАНКА-КАЧАЛКИ

Уразаков Камил Рахматуллович¹,
Urazakk@mail.ru

Журавлев Денис Вячеславович²,
ZhuravlevDVs@gmail.com

Алиметов Шамиль Агаметович³,
shamil_alimetov@mail.ru

¹ Уфимский государственный нефтяной технический университет,
Россия, 450062, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

² ООО «СамараНИПНефть»,
Россия, 443010, г. Самара, ул. Вилоновская, 18.

³ ТПП «Когалымнефтегаз», ООО «ЛУКОЙЛ-Западная Сибирь»,
Россия, 628486, г. Когалым, ул. Дружбы Народов, 6.

Актуальность. Одним из важнейших факторов, определяющих эффективность работы установки скважинного штангового насоса, является степень уравновешенности привода. При существующих технологиях уравновешивания узлы станков-качалок подвержены значительному усталостному износу, обусловленному высокими нагрузками на привод. Это приводит к преждевременным отказам и росту потребляемой электроэнергии. Вышесказанное обуславливает актуальность разработки и совершенствования методов уравновешивания станков-качалок.

Объект: штанговая насосная установка с комбинированной роторно-устьевой уравновешивающей системой, включающей устьевую контргруз, приложенный через гибкую тягу непосредственно к устьевому штоку, который позволяет компенсировать часть постоянной нагрузки в точке подвеса штанг, обусловленной весом колонны штанг в жидкости.

Цель: разработка методики расчета комбинированной роторно-устьевой системы уравновешивания, включающей определение веса устьевого контргруза и расчет роторных противовесов, расположенных на кривошипе; оптимизация энергоемкости устьевой уравновешивающей системы, базирующаяся на выполнении при расчетах критериев минимизации нагрузок на привод и затрачиваемой на подъем скважинной продукции энергии.

Методы: применение принципов аналитической механики для составления уравнений динамики рассматриваемой системы, методов численного моделирования при исследовании формирования динамических нагрузок в подземной и наземной части штанговой насосной установки.

Результаты. Разработана методика расчета комбинированной роторно-устьевой системы уравновешивания станка-качалки, позволяющая минимизировать нагрузку на привод станка-качалки, а также способствующая снижению энергозатрат на добычу нефти за счет обеспечения равномерной загрузки приводного двигателя за цикл качания. Путем расчета динамических нагрузок в узлах станка-качалки показана эффективность комбинированной роторно-устьевой системы уравновешивания.

Ключевые слова:

Станок-качалка, штанговая насосная установка, уравновешивание, комбинированная роторно-устьевая уравновешивающая система, устьевая контргруз, динамическая нагрузка, тангенциальное усилие.

Введение

Значительная часть добывающих скважин оборудована балансирными станками-качалками (СК). Уравновешивание балансирных СК производится в основном механическим способом. Различают три вида механического уравновешивания: балансирное, при котором противовес устанавливается на заднем плече балансира; кривошипное, при котором противовес монтируется непосредственно на кривошипе, и балансирно-кривошипное (комбинированное) [1, 2].

При существующих технологиях уравновешивания узлы СК подвержены значительному усталостному износу, обусловленному высокими нагрузками на привод СК, что приводит к преждевременным отказам и увеличению энергопотребления

штанговых установок. Большие нагрузки, связанные с силами граничного трения штанг в наклонных и искривленных участках стволов скважин, а также гидродинамического трения при подъеме высоковязкой продукции еще больше усугубляют существующую ситуацию и снижают эффективность насосной эксплуатации скважин [3–6].

Вышесказанное обуславливает актуальность разработки новых и совершенствования существующих методов уравновешивания СК. С целью снижения нагрузки на СК и уменьшения затрат электроэнергии в процессе эксплуатации установок скважинных штанговых насосов (УСПН) разработаны системы с устьевым уравновешиванием. Для уравновешивания СК в таких системах предусмотрен устьевая контргруз, приложенный че-

рез гибкую тягу непосредственно к устьевому штоку, который позволяет компенсировать часть постоянной нагрузки в точке подвеса штанг (ТПШ), обусловленной весом колонны штанг в жидкости.

Методика расчета устьевого контргруза для подобной системы представлена в [7, 8]. Существующая методика применима только для квазистатического режима работы УСШН, поскольку лишь приближенно учитывает динамические составляющие нагрузок в системе. В работе предложена методика расчета комбинированной роторно-устьевой системы уравновешивания СК с детальным учетом инерционных и вибрационных нагрузок, включающая:

- определение веса устьевого контргруза, позволяющего минимизировать нагрузку на привод СК при сохранении его устойчивой работы;
- расчет радиуса расположения на кривошипе роторных противовесов с учетом полученного веса устьевого контргруза исходя из критерия минимизации затрачиваемой на подъем скважинной продукции энергии, достигаемой равномерной загруженностью приводного двигателя СК за цикл качания.

Расчет контргруза комбинированной роторно-устьевой уравновешивающей системы СК

Конструктивные особенности устьевого уравновешивающей системы не позволяют использовать существующую теорию уравновешивания, применяемую для СК с балансирам, кривошипным или комбинированным уравновешиванием. Это связано с возможной потерей устойчивости балансира относительно опоры при действии значительных усилий натяжения гибкой тяги, направленной вертикально вверх и созданной весом G устьевого контргруза. Кинематическая схема эксплуатации СК с устьевым уравновешиванием представлена на рис. 1.

Для определения области возможного изменения веса контргруза воспользуемся принципами аналитической механики с учетом следующих допущений [9, 10]:

- движение головки балансира принимается исходящим по гармоническому закону;
- ускорение любой точки гибкой тяги принимается равным ускорению головки балансира;
- пренебрегается влиянием сил трения, возникающих в элементах привода, а также веса головки балансира на динамику рассматриваемой системы.

Применением принципа Даламбера и принципа виртуальных перемещений составим общее уравнение механики при ходе балансира вверх или вниз. После сообщения возможного перемещения элементам привода скважины общее уравнение механики будет иметь вид:

$$G\delta S - \Phi\delta S - T_1\delta S + T_2\delta S - P_\Sigma\delta S = 0, \quad (1)$$

где δS – возможное перемещение элементов привода скважины, допускаемое наложенными на меха-

ническую систему связями; G – вес устьевого контргруза; T_1, T_2 – усилия натяжения гибкой тяги, создаваемые контргрузом и штанговой колонной соответственно; Φ – сила инерции контргруза;

$$P_\Sigma = P_{шт} + P_{пл} + P_{тр} + P_\mu + P_{дин} \quad (2)$$

– результирующая нагрузка, действующая в точке подвеса штанговой колонны, обусловленная весом штанговой колонны и нагрузками, действующими на плунжер штангового насоса, силами сопротивления движению штанг и плунжера насоса, а также динамическими нагрузками, возникающими в колонне штанг; $P_{шт}$ – вес колонны штанг в жидкости; $P_{пл}$ – нагрузка, действующая на плунжер насоса; $P_{тр}$ – сила граничного трения штанг и плунжера о стенки НКТ; P_μ – сила вязкого трения штанг; $P_{дин}$ – динамическая нагрузка, действующая в штанговой колонне (рис. 1).

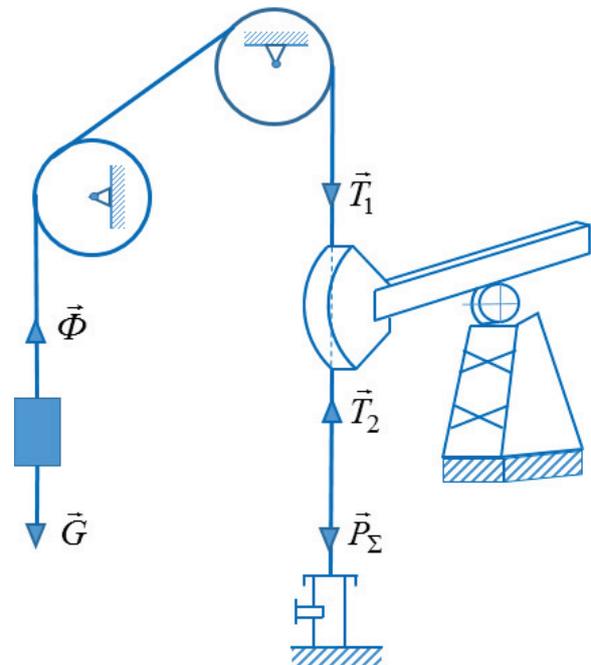


Рис. 1. Кинематическая схема станка-качалки с устьевым контргрузом

Fig. 1. Kinematic diagram of pumping unit with a wellhead counterweight

Полагается, что головка балансира движется по гармоническому закону [11]

$$S = \frac{S_0}{2} (1 - \cos 2\pi n t), \quad (3)$$

где S_0, n – длина хода и число качаний головки балансира соответственно. Выражение для расчета величины суммарного усилия P , действующего на головку балансира со стороны штанговой колонны и устьевого контргруза, с учетом (1)–(3) примет вид:

$$P(t) = T_2(t) - T_1(t) = P_{шт} + F_{пл} (p_{вык} - p_{п}) + P_{тр} + P_\mu + P_{ин} + P_{вibr} - G \left(1 - \frac{2S_0\pi^2 n^2}{g} \cos 2\pi n t \right), \quad (4)$$

где $F_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера; $p_{вык}$ – давление на выкиде насоса; $p_{п}$ – давление в подплунжерной полости насоса; $P_{ин}$ – инерционная нагрузка; $P_{вибр}$ – вибрационная нагрузка [12].

Параметрическое неравенство, определяющее устойчивое состояние балансира относительно опоры и отсутствие провисания гибкой тяги

$$T_2(t) - T_1(t) > 0 \forall t \in \left[0; \frac{60}{n}\right]. \quad (5)$$

Совместным решением системы (4), (5) определяется оптимальный вес контргруза:

$$G = \min \times \left(\frac{P_{шт} + F_{пл}(p_{вык} - p_{п}) + P_{гр} + P_{\mu} + P_{ин} + P_{вибр}}{\left(1 - \frac{2S_0 \pi^2 n^2}{g} \cos 2\pi n t\right)} \right). \quad (6)$$

Для расчета веса устьевого контргруза согласно (6) и определения нагрузок, развиваемых в подземной части насосной установки, необходимо рассмотреть динамику системы полированный шток – колонна штанг – плунжер скважинного штангового насоса. Поскольку колонна штанг представляет собой упруго-деформируемое тело, в процессе движения головки балансира и точки подвеса штанг различные сечения штанговой колонны совершают сложное возвратно-поступательное движение, при этом перемещения различных точек штанговой колонны в общем случае не равны друг другу. Таким образом, штанговую колонну нельзя рассматривать как идеальную «жесткую» связь между точкой подвеса штанговой колонны и плунжером штангового насоса, поэтому принцип Д'Аламбера–Лагранжа для рассматриваемой системы неприменим. В связи с вышесказанным для расчета динамических нагрузок в подземной части насосного оборудования применяется подход, основанный на использовании волнового уравнения продольных упругих колебаний.

Расчет динамических нагрузок в штанговой колонне

В процессе эксплуатации штанговой насосной установки в колонне штанг возникают продольные колебания, которые обуславливают возникновение инерционных и вибрационных нагрузок и дополнительное растяжение штанг в скважинах, работающих в динамическом режиме. Силы граничного трения в скважинах с направленным профилем ствола и гидродинамического трения при откачке высоковязкой продукции оказывают значительное влияние на величину динамических нагрузок. Вышеприведенные факторы усложняют расчет распределения нагрузок в колонне штанг.

Разработанный метод моделирования динамических нагрузок, действующих на штанговую колонну и плунжер насоса, основывается на уравнении продольной упругой волны с учетом нагрузок, обусловленных граничным трением штанг о стенки НКТ, вязким трением о жидкость, а также пе-

ременным давлением под плунжером штангового насоса.

Возвратно-поступательное движение штанговой колонны описывается волновым уравнением продольных упругих колебаний стержня [13, 14]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + F, \quad (7)$$

где $u(x, t)$ – перемещение фиксированной точки колонны штанг, м; t – время; c – скорость распространения упругих деформаций, м/с; x – лагранжева координата по длине колонны штанг; $F(x, t)$ – удельная внешняя сила на единицу массы штанг.

Удельная внешняя сила складывается из силы тяжести насосных штанг в жидкости, силы вязкого трения штанг о жидкость и силы граничного трения штанг о стенки НКТ и определяется по формуле:

$$F(x, t) = \frac{(\rho_s - \rho_f)}{\rho_s} g \cos \alpha - \frac{P \mu_{fg} \rho_f}{2 \rho_s S_r} (v + w_i) |v + w_i| - \frac{fN}{\rho_s S_r} \text{sign}(v), \quad (8)$$

где ρ_s – плотность материала штанг; ρ_f – плотность смеси в НКТ; g – ускорение свободного падения; α – угол наклона скважины к вертикали; S_r – площадь поперечного сечения штанг; $v = \frac{\partial u}{\partial t}$ – скорость штанг в данной точке колонны; $\text{sign}(v)$ – дискретная функция, показывающая направления действия силы граничного трения; w_i – скорость жидкости в НКТ; P – периметр штанг; f – коэффициент граничного трения штанг о НКТ; N – удельная прижимающая сила; μ_{fg} – переменный коэффициент сопротивления жидкости движению штанг, который определяется с учетом условия [15]:

$$P \frac{\mu_{fg} \rho}{2} (v + w_i) \Big|_{v=v_{\max}}^2 = 16.9 \mu \left(\frac{d_r}{d_t} \right)^{5.49} v \Big|_{v=v_{\max}}, \quad (9)$$

где μ – вязкость жидкости в НКТ; d_r, d_t – внешний диаметр штанг и внутренний диаметр труб соответственно; v_{\max} – скорость штанг в середине хода.

К нижнему концу штанговой колонны приложена переменная во времени сила $G(t)$, действующая на плунжер штангового насоса, которая складывается из силы давления жидкости на плунжер и граничного трения в плунжерной паре [16, 17]:

$$ES_r \frac{\partial u}{\partial x}(L, t) = p_{вык} F_{пл} - p_{п} F_{пл} - \text{sign}(v) \left(25000 d_{пл} + 0.288 f_{пл} \frac{\Delta IE}{R \sqrt{R \delta}} \right), \quad (10)$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера; $f_{пл}$ – коэффициент граничного трения в плунжерной паре; R – радиус искривления оси цилиндра насоса; δ – зазор между плунжером и цилиндром насоса; ΔIE – разность жесткостей цилиндра и плунжера насоса.

Полученная система уравнений (7)–(10) решается методом Дормана–Принса 8-го порядка для рас-

чета распределения деформаций и нагрузок в штанговой колонне от времени. Результирующая динамическая нагрузка, действующая в точке подвеса штанговой колонны, определяется выражением:

$$P_{\Sigma} = ES_r \frac{\partial u}{\partial x}(0, t). \quad (11)$$

Расчет кривошипных грузов для станка-качалки с комбинированной роторно-устьевой системой уравнивания

Радиус расположения на кривошипе роторных противовесов определяется исходя из критерия максимизации равномерности загрузки приводного двигателя, а именно равенства работы, совершаемой двигателем, на результирующее перемещение колонны штанг, устьевого контргруза, кривошипных противовесов и подъем скважинной продукции, при ходе головки балансира вверх и вниз. На рис. 2 представлена расчетная схема для определения радиуса расположения кривошипных грузов [18].

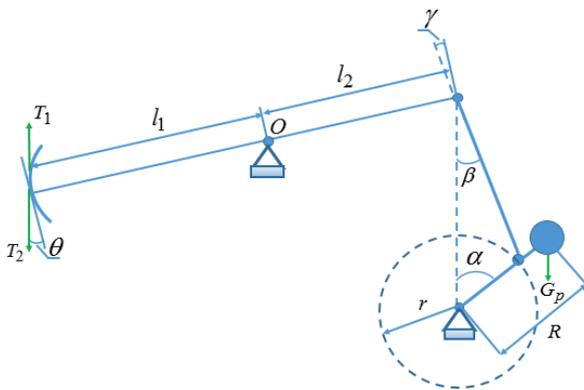


Рис. 2. Схема СК с роторно-устьевым уравниванием

Fig. 2. Scheme of pumpjack with rotary-wellhead counterbalancing

Работа, совершаемая приводным двигателем СК при ходе головки балансира вверх:

$$A_1 = \int_0^{s_0} (T_2(t) - T_1(t)) ds - 2G_p R - A_0, \quad (12)$$

где G_p – вес роторных противовесов; A_0 – работа сил тяжести неуравновешенных частей СК; R – радиус расположения кривошипных грузов; ds – дифференциальное перемещение головки балансира, при этом начало отсчета соответствует ее крайнему нижнему положению [19, 20].

Соответственно работа, совершаемая приводным двигателем СК при ходе головки балансира вниз:

$$A_2 = \int_{s_0}^0 (T_2(t) - T_1(t)) ds + 2G_p R + A_0. \quad (13)$$

Учитывая, что из решения динамики штанговой насосной установки мы получаем распределение нагрузок во времени, а также связь между перемещением точек штанговой колонны и скорости

$$ds = v dt = S_0 \pi n \sin 2\pi n t dt \quad (14)$$

подстановкой (14) в (12) получим

$$A_1 = S_0 \pi n \int_0^{T/2} (T_2(t) - T_1(t)) \sin 2\pi n t dt - 2G_p R - A_0, \quad (15)$$

где T – период колебаний (время, за которое совершается один полный ход головки балансира).

Аналогичным образом подстановкой (14) в (13) рассчитывается работа, совершаемая приводным двигателем СК при ходе головки балансира вниз

$$A_2 = 2G_p R + A_0 + S_0 \pi n \int_{T/2}^T (T_2(t) - T_1(t)) \sin 2\pi n t dt. \quad (16)$$

Приравняв выражения (15) и (16), а также учитывая различие длины плеч балансира, решаем это равенство относительно радиуса, изменением которого регулируется энергоемкость противовесов:

$$R = \frac{r l_1 \pi n \left(\int_0^{T/2} (T_2(t) - T_1(t)) \sin 2\pi n t dt - \int_{T/2}^T (T_2(t) - T_1(t)) \sin 2\pi n t dt \right) - A_0}{2G_p},$$

где r – радиус кривошипа; l_1, l_2 – длина переднего и заднего плеч балансира соответственно.

Исследование динамических нагрузок на головку балансира и усилий в кривошипно-штанговом механизме

Установка устьевого противовеса позволяет уменьшить нагрузку на головку балансира за счет компенсации части нагрузки на головку балансира, соответствующей минимальной нагрузке, обусловленной весом колонны штанг в жидкости с учетом сил сопротивления движению штанг и гидравлических потерь. Нагрузки, связанные с силами граничного трения штанг в наклонных и искривленных участках стволов скважин, гидродинамического трения при подъеме высоковязкой продукции, а также динамические нагрузки, обусловленные инерцией устьевого контргруза и штанговой колонны, оказывают значительное влияние на величину минимальной нагрузки в ТПШ, а значит и на вес устьевого противовеса и его эффективность. На рис. 3 показано, как изменяется общая нагрузка на головку балансира, рассчитываемая согласно (11), при оборудовании скважины устьевым контргрузом, в зависимости от скорости откачки.

Из графиков на рис. 3 видно, что оборудование скважины дополнительной устьевой уравнивающей системой позволяет существенно снизить нагрузку на головку балансира. При этом с увеличением скорости откачки положительный эффект от устьевого контргруза снижается, поскольку при большой скорости откачки увеличиваются динамические составляющие нагрузок, что приводит к

уменьшению минимальной нагрузки в точке подвеса штанговой колонны и соответственно снижению максимального допускаемого веса контргруза.

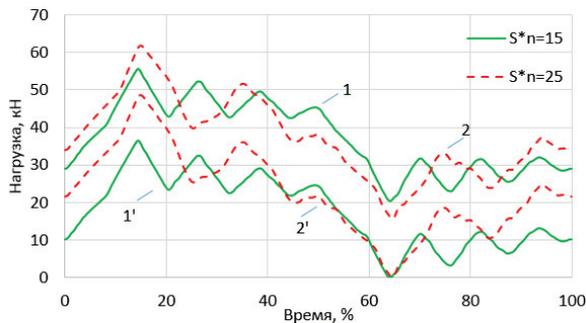


Рис. 3. Изменение результирующей нагрузки на головку балансира во времени (в процентах от периода одного качания) при различной скорости откачки (1' и 1 – нагрузки на головку балансира с комбинированной роторно-устьевой системой уравновешивания и без нее соответственно при $S_0 \times n = 15$, 2' и 2 – при $S_0 \times n = 25$)

Fig. 3. Changing the resulting load on the balancer head in time (as a percentage of the period of one swing) at different pumping speeds (1' and 1 are the loads on the balance head with combined rotary-wellhead balancing system and without it, respectively, at $S_0 \times n = 15$, 2' and 2 – at $S_0 \times n = 25$)

Опыт эксплуатации штанговых насосных установок с балансирным приводом показывает, что практически половина отказов узлов станков-качалок обусловлена отказами в кривошипно-шатунном механизме – одном из наиболее нагруженных элементов СК. Оценка эффективности роторно-устьевой уравновешивающей системы с точки зрения снижения усилий в шатуне производится на примере параметров широкого распространенного при механизированной добыче станка-качалки 7СК8–3.5–4000, технические характеристики которого приведены в таблице.

Таблица. Технические параметры станка-качалки 7СК8–3.5–4000

Table. Technical parameters of the pumpjack 7SK8–3.5–4000

Наименования параметров Parameter names	Значения параметров Parameter values
Система уравновешивания/Balancing system	Роторная/Rotary
Максимальная нагрузка в ТПШ, кН Maximum load in suspension point, kN	80
Длина переднего плеча балансира, мм Balance front shoulder length, mm	3500
Длина заднего плеча балансира, мм Balance rear shoulder length, mm	2500
Длина шатуна, мм/Rod length, mm	2500
Радиус плеча кривошипа, мм Crank arm radius, mm	1000
Радиус наиболее удаленной точки кривошипа, мм Radius of the most distant point of the crank, mm	1600

Уравнения моментов сил, действующих на балансиры, относительно оси вращения балансира –

точки О (рис. 2) – для комбинированного роторно-устьевого уравновешивания имеют вид

$$\sum M_o = (T_2 - T_1)l_1 \cos \theta - P_{ш}l_2 \cos \gamma = 0, \quad (17)$$

где $P_{ш}$ – усилие в шатуне кривошипно-шатунного механизма, геометрические связи в рассматриваемой системе определяются выражениями

$$\sin \theta = \frac{r \cos \alpha}{l_2};$$

$$\sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{l_2};$$

$$\gamma = \theta - \beta,$$

где угол α – угол поворота кривошипа; β – угол между вертикалью и осью шатуна; углы θ и γ определяют величину плеч сил со стороны штанговой колонны – устьевого контргруза и шатуна соответственно (рис. 2).

Соответственно без устьевого уравновешивания:

$$\sum M_o = T_2 l_1 \cos \theta - P_{ш} l_2 \cos \gamma = 0. \quad (18)$$

Тангенциальная составляющая усилий в шатуне, определяющая крутящий момент на валу электродвигателя, рассчитывается с учетом (17), (18) согласно формулам:

$$P_{ш}^r = (T_2 - T_1) \frac{l_1 \cos \theta}{l_2 \cos \gamma} \sin(\alpha + \beta);$$

$$P_{ш}^r = T_2 \frac{l_1 \cos \theta}{l_2 \cos \gamma} \sin(\alpha + \beta).$$

На рис. 4 представлены расчетные кривые тангенциальной нагрузки, действующей в шатуне кривошипно-шатунного механизма СК.

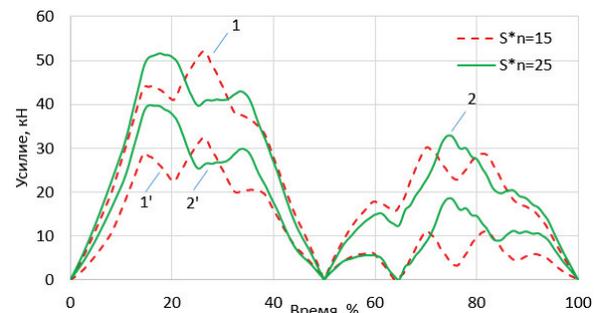


Рис. 4. Изменение тангенциального усилия в шатуне во времени (в процентах от периода одного качания) при различной скорости откачки (1' и 1 – усилия при наличии роторно-устьевой системой уравновешивания и без нее соответственно при $S_0 \times n = 15$, 2' и 2 – при $S_0 \times n = 25$)

Fig. 4. Change of tangential force in connecting rod in time (as a percentage of the period of one swing) at different pumping speeds (1' and 1 are the loads on the balance head with combined rotary-wellhead balancing system and without it, respectively, at $S_0 \times n = 15$, 2' and 2 – at $S_0 \times n = 25$)

Из графиков на рисунке следует, что комбинированная роторно-устьевая система уравновешивания СК характеризуется существенным снижением тангенциальной составляющей усилия в шатуне. Наблюдается также более равномерный ха-

раक्टर загруженности деталей кривошипно-шатунного механизма, выраженный в снижении амплитудных значений тангенциальной нагрузки при ходе головки балансира вверх и вниз. В расчетном примере при $S_0 \times l = 15$ устьевой контргруз позволяет уменьшить максимальное тангенциальное усилие на 40 %, а при ходе вниз при наличии устьевой контргруза средняя величина тангенциального усилия снижается практически в 2 раза, что обуславливает эффективность комбинированной роторно-устевой системы уравновешивания.

Выводы

1. Разработана методика расчета комбинированной роторно-устевой системы уравновешивания станка-качалки, базирующаяся на критериях минимизации нагрузок на привод и затра-

чиваемой на подъем скважинной продукции энергии.

2. Разработан расчетный метод определения оптимальных величин веса устьевого контргруза и радиуса расположения роторных противовесов на кривошипе.
3. Путем расчета динамических нагрузок на головку балансира и шатун кривошипно-шатунного механизма станка-качалки показана эффективность комбинированной роторно-устевой системы уравновешивания, позволяющей снизить максимальную нагрузку на головку балансира и тангенциальное усилие в шатуне на величину до 40 %. Снижение нагруженности узлов станков-качалок способствует повышению надежности наземного привода, в частности кривошипно-шатунного механизма станка-качалки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Скважинные насосные установки для добычи нефти / В.Н. Ивановский, В.И. Дарищев, А.А. Сабиров, В.С. Каштанов, С.С. Пекин. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2002. – 824 с.
2. Насосные установки для малодебитных скважин / К.Р. Уразаков, В.П. Жулаев, Ф.З. Булюкова, В.А. Молчанова. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2014. – 236 с.
3. Ахтямов М.М. Совершенствование конструкции станков-качалок для эффективной эксплуатации малодебитных скважин: дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2003. – 120 с.
4. Уразаков К.Р. Механизированная добыча нефти (Сборник изобретений). – Уфа, Изд-во «Нефтегазовое дело», 2010. – 329 с.
5. Эксплуатация скважин установками штанговых насосов на поздней стадии разработки нефтяных месторождений / В.М. Валовский, К.М. Валовский, Г.Ю. Басос, Н.Г. Ибрагимов, В.Г. Фадеев, А.В. Артюхов. – М.: Изд-во «Нефтяное хозяйство», 2016. – 592 с.
6. Li K., Han Y., Wang T. A novel prediction method for down-hole working conditions of the beam pumping unit based on 8-directions chain codes and online sequential extreme learning machine // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2018. – V. 160. – P. 285–301.
7. Методика расчета веса устьевой уравновешивающей системы станка-качалки / Г.Б. Агамалов, З.З. Алиев, Н.А. Романова, Р.Р. Ризванов // Нефтегазовое дело (Электронный научный журнал). – 2010. – № 2. – С. 1–11.
8. Алиев З.З. Повышение эффективности эксплуатации глубоких скважин штанговыми установками: на примере Ватьеганского месторождения: дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2010. – 118 с.
9. Бутенин Н.В. Введение в аналитическую механику. – М.: Наука, 1971. – 264 с.
10. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т. VII. Теория упругости. – М.: Физматлит, 2003. – 264 с.

Информация об авторах

Уразаков К.Р., доктор технических наук, профессор, профессор кафедры машин и оборудования нефтегазовых промыслов Уфимского государственного нефтяного технического университета.

Журавлев Д.В., генеральный директор ООО «СамараНИПИнефть».

Алиматов Ш.А., инженер-технолог ТПП «Когалымнефтегаз», ООО «ЛУКОЙЛ– Западная Сибирь».

11. Bhandari V.B. Introduction to Machine Design. – New York City: Tata McGraw-Hill Education, 2013. – 645 p.
12. Lao L., Zhou H. Application and effect of buoyancy on sucker rod string dynamics // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2016. – V. 146. – P. 264–271.
13. Расчет теоретической динамограммы с учетом осложнений в работе скважинного штангового насоса / К.Р. Уразаков, Р.Н. Бахтизин, С.Ф., Исмагилов А.С. Топольников // Нефтяное хозяйство. – 2014. – № 1. – С. 90–93.
14. Dynamic model of a Rod Pump Installation for inclined wells / R.N. Bakhtizin, K.R. Urazakov, S.F. Ismagilov, A.S. Topol'nikov, F.F. // Davletshin SOCAR Proceedings. – 2017. – № 4. – P. 74–82.
15. Takacs G. Sucker-Rod Pumping Handbook. – New York City: Elsevier Science 2015. – 598 p.
16. Ямалиев В.У., Ишемгужин И.Е., Латыпов Б.М. Оценка силы трения плунжера о цилиндр штангового скважинного насоса при проектировании колонны штанг // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2017. – Т. 19. – № 1. – С. 70–75.
17. Guo B., Liu X., Tan X. Petroleum Production Engineering (Second Edition). – New York City: Elsevier Science, 2017. – 312 p.
18. Takacs G. Exact kinematic and torsional analysis of Rotaflex pumping units // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2014. – V. 115. – P. 11–16.
19. Приводы скважинных штанговых насосов / В.П. Жулаев, К.Р. Уразаков, М.М. Ахтямов, З.З. Алиев. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2010. – 119 с.
20. Bloch H.P. Petrochemical Machinery Insights. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2017. – 725 p.

Поступила 23.11.2018 г.

UDC 622.276.054.22

COMBINED ROTARY-WELLHEAD COUNTERBALANCING OF PUMPJACK

Kamil R. Urazakov¹,

Urazakk@mail.ru

Denis V. Zhuravlev²,

ZhuravlevDVs@gmail.com

Shamil A. Alimetov³,

shamil_alimetov@mail.ru

¹ Ufa State Petroleum Technological University,
1, Kosmonavtov street, Ufa, 450062, Russia.

² SamaraNIPIneft LLC,
18, Vilonovskaya street, Samara, 443010, Russia.

³ LLC «LUKOIL-Western Siberia», CCI «Kogalymneftegaz»,
6, Druzhby Narodov street, Kogalym, 628486, Russia.

Relevance. One of the most important factors determining the efficiency of the rod pump installation is the degree of balance in the drive. With existing balancing technologies, pumpjack units are subject to significant fatigue wear due to high loads on the drive. This leads to premature failures and increased power consumption. The foregoing determines the relevance of development and improvement of methods for balancing pumping units.

Object: rod pumping installation with a combined rotary-wellhead counterbalancing system, including a wellhead counterweight, applied through flexible rod directly to the wellhead rod, which allows compensating a part of the constant load at the point of suspension of the rods, due to the weight of the rod string in the liquid.

The aim of the research is to develop a technique for calculating the combined rotary-wellhead counterbalancing system, including determining the weight of the wellhead counter-load and calculating the rotor counterweights located on the crank; energy optimization of the balancing system, based on the fulfillment of criteria for minimizing the load on the drive and the energy expended to lift well production during the calculations.

Methods: application of the principles of analytical mechanics for compilation of the equations of the dynamics of the system under consideration, numerical simulation methods in the study of formation of dynamic loads in the underground and surface parts of the rod pump installation.

Results. The authors have developed the technique for calculating a combined rotary-wellhead counterbalancing rod pump installation, which minimizes the load on the drive of the pumping unit and helps reduce energy consumption for oil production by ensuring a uniform load on the drive motor during a swing cycle. When calculating the dynamic loads in the units of the pump installation, the effectiveness of the rotary-wellhead counterbalancing system is shown.

Key words:

Pumpjack, rod pump installation, counterbalancing, combined rotary-wellhead counterbalancing system, wellhead counterweight, dynamic load, tangential force.

REFERENCES

- Ivanovskii V.N., Darishchev V.I., Sabirov A.A., Kashtanov V.S., Pekin S.S. *Skvazhinnye nasosnye ustanovki dlya dobychi nefi* [Downhole pumping units for oil production]. Moscow, GUP «Nefi i gaz» RGU nefi i gaza im. I.M.Gubkina Publ., 2002. 824 p.
- Urazakov K.R., Zhulaev V.P., Bulukova F.Z., Molchanova V.A. *Nasosnye ustanovki dlya malodebitnykh skvazhin* [Pumping installations for low-yield wells]. Ufa, UGNTU Publ., 2014. 236 p.
- Akhtyamov M.M. *Sovershenstvovanie konstruksii stankov-kachalok dlya effektivnoy ekspluatatsii malodebitnykh skvazhin*. Dis. kand. nauk [Improving the design of pumping machines for efficient operation of marginal wells. Cand. Diss.]. Ufa, 2003. 120 p.
- Urazakov K.R. *Mekhanizirovannaya dobycha nefi* (Sbornik izobretenii) [Mechanized oil production (Collection of Inventions)]. Ufa, Neftegazovoe delo Publ., 2010. 329 p.
- Valovskii V.M., Valovskii K.M., Basos G.Yu., Ibragimov N.G., Fadeev V.G., Artyukhov A.V. *Ekspluatatsiya skvazhin ustanovkami shtangovykh nasosov na pozdney stadii razrabotki nefiyanikh mestorozhdeniy* [Well operation by the installation of rod pumps in the late stages of development of oil fields]. Moscow, Neftyanoe khozyaistvo Publ., 2016. 592 p.
- Li K., Han Y., Wang T. A novel prediction method for down-hole working conditions of the beam pumping unit based on 8-directions chain codes and online sequential extreme learning machine. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2018, vol. 160, pp. 285–301.
- Agamalov G.B., Aliev Z.Z., Romanova N.A., Rizvanov R.R. Method of calculating the weight of the mouth of the balancing system of the pumping unit. *Oil and Gas Business* (Electronic scientific journal), 2010, no. 2, pp. 1–11. In Rus.
- Aliev Z.Z. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii glubokikh skvazhin shtangovymi ustanovkami: na primere Vateganskogo mestorozhdeniya*. Dis. kand. nauk [Improving the efficiency of operation in deep well sucker rod installations: on the example of Vatieganskoye field. Cand. Diss.]. Ufa, 2010. 118 p.
- Butenin N.V. *Vvedenie v analiticheskuyu mekhaniku* [Introduction to analytical mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1971. 264 p.
- Landau L.D., Lifshits E.M. *Teoreticheskaya fizika*. T. VII. Teoriya uprugosti [Theoretical physics. Vol. VII. Theory of elasticity]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2003. 264 p.

11. Bhandari V.B. *Introduction to Machine Design*. New York City, Tata McGraw-Hill Education Publ., 2013. 645 p.
12. Lao L., Zhou H. Application and effect of buoyancy on sucker rod string dynamics. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2016, vol. 146, pp. 264–271.
13. Urazakov K.R., Bakhtizin R.N., Ismagilov S.F., Topolnikov A.S. Calculation of the theoretical dynamogram taking into account the complications in the work of the well rod pump. *Oil industry*, 2014, no. 1, pp. 90–93. In Rus.
14. Bakhtizin R.N., Urazakov K.R., Ismagilov S.F., Topolnikov A.S., Davletshin F.F. Dynamic model of a Rod Pump Installation for inclined wells. *SOCAR Proceedings*, 2017, no. 4, pp. 74–82.
15. Takacs G. *Sucker-Rod Pumping Handbook*. Elsevier Science Publ., 2015. 598 p.
16. Yamaliev V.U., Ishemzhuzhin I.E., Latypov B.M. Evaluation of the frictional force of a plunger on the cylinder of a sucker-hole pump in the design of a rod string. *Izvestiya Samara Scientific Center, Russian Academy of Sciences*, 2017, vol. 19 no. 1, pp. 70–75. In Rus.
17. Guo B., Liu X., Tan X. *Petroleum Production Engineering* (Second Edition). New York City, Elsevier Science Publ., 2017. 312 p.
18. Takacs G. Exact kinematic and torsional analysis of Rotaflex pumping units. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2014, vol. 115, pp. 11–16.
19. Zhulaev V.P., Urazakov K.R., Akhtyamov M.M., Aliev Z.Z. *Privodny skvazhinnykh shtangovykh nasosov* [Drives of sucker rod pumps]. Ufa, UGNTU Publ., 2010. 119 p.
20. Bloch H.P. *Petrochemical Machinery Insights*. Oxford, Butterworth-Heinemann Publ., 2017. 725 p.

Received: 23 November 2018.

Information about the authors

Kamil R. Urazakov, Dr. Sc., professor, Ufa State Petroleum Technological University.

Denis V. Zhuravlev, general manager, SamaraNIPIneft LLC.

Shamil A. Alimetov, process engineer, LLC «LUKOIL-Western Siberia», CCI «Kogalymneftegaz».