

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРУЖИННОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ НАЗЕМНОГО ПРИВОДА СТАНКА-КАЧАЛКИ

Ахметов С.М.¹, Икласова Ж.У.², Ихсанов К.А.³ Email:
Akhmetov17110@scientifictext.ru

¹Ахметов Сайранбек Махсutowич – доктор технических наук, профессор,
кафедра механики, механико-математический факультет,
Евразийский национальный университет им. Л.Н. Гумилева, г. Астана;

²Икласова Жанна Уаповна – кандидат технических наук, и.о. доцента,
кафедра нефтегазового дела – разработка,
Атырауский университет нефти и газа, г. Атырау;

³Ихсанов Кайрбек Айтжанович - кандидат технических наук, доцент,
кафедра нефтегазового дела и межотраслевых технологий,
Западно-Казахстанский инновационно-технологический университет, г. Уральск,
Республика Казахстан

Аннотация: в нефтяных промыслах, а также в некоторых других отраслях техники для подъема (добычи) жидкости из скважины при помощи глубинных насосов часто применяются наземные приводы, так называемые станки-качалки. Последние хорошо зарекомендовали себя в качестве надежного технического средства для принудительного подъема жидкости из глубинных скважин механическим способом, в случаях, когда давление внутри пласта недостаточно. В связи с этим они нашли широкое применение, особенно в нефтяных промыслах, где нефть добывается механическим способом на последней стадии эксплуатации скважин. Однако, в устройствах СК, которые эксплуатируются в реальной практике добычи нефти в качестве наземных приводов глубинных насосов, до сих пор не решена проблема применения в них методов пружинного уравновешивания. Названный способ уравновешивания позволяет значительно снизить металлоемкость механизма СК, т.к. он позволяет частично исключить тяжелые противовесы, которые также приводят к увеличению общей массы и габаритов этих установок. В данной работе теоретически обоснована возможность осуществления пружинного уравновешивания. Приводится описание конструктивной схемы нового устройства для этой цели. На основе созданной расчетной схемы обоснованы параметры и разработана методика определения конструктивных и силовых параметров рабочих элементов уравновешивающего устройства.

Ключевые слова: станок-качалка, балансир, пружинное уравновешивание, амортизатор, зубчатые колеса и рейки, глубинный насос, добыча нефти.

SUBSTANTIATION OF THE DEVICE PARAMETERS FOR SPRING EQUIPMENT OF GROUND DRIVE STEAMING MACHINE

Akhmetov S.M.¹, Iklasova Zh.U.², Ikhsanov K.A.³

¹Akhmetov Sayranbek Mahsutovich - Doctor of Technical Sciences, Professor,
DEPARTMENT OF MECHANICS OF THE FACULTY OF MECHANICS AND MATHEMATICS,
L.N. GUMILYOV EURASIAN NATIONAL UNIVERSITY, ASTANA;

²Iklasova Zhanna Uapovna – PhD in Technical, Associate Professor,
DEPARTMENT OF OIL AND GAS BUSINESS – DEVELOPMENT,
ATYRAU UNIVERSITY OF OIL AND GAS, ATYRAU;

³Ikhsanov Kairbek Aitzhanovich - PhD in Technical, Associate Professor,
DEPARTMENT OF OIL AND GAS BUSINESS AND INTERBRANCH TECHNOLOGIES,
WEST-KAZAKHSTAN INNOVATION AND TECHNOLOGY UNIVERSITY, URALSK,
REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

Abstract: in oilfields, as well as in some other branches of technology for lifting (extracting) fluids from the well with deep pumps, ground drives, so-called rocking machines, are often used. The latter have proven themselves as a reliable technical means for forced lifting of liquid from deep wells by mechanical means, in cases where the pressure inside the formation is insufficient. In this connection, they have found wide application, especially in oil fields, where oil is extracted mechanically in the last stage of well operation. However, in SK devices that are operated in real oil production practice as ground drives of deep pumps, the problem of applying spring balancing techniques has not yet been solved. The named method of balancing allows to considerably reduce the metal-capacity of the mechanism of SC, since it partially excludes heavy counterweights, which are also lead to

an increase in the total mass and dimensions of these facilities. In this paper, the possibility of implementing a spring balancing is theoretically justified. A description of the design of the new device for this purpose is given. Based on the created calculation scheme, the parameters are justified and a method for determining the structural and power parameters of the working elements of the balancing device has been developed.

Keywords: *a rocking machine, a balancer, a spring balance, a shock absorber, cog wheels and slats, a deep pump, oil production.*

УДК: 62-567.143

На последней стадии эксплуатации нефтяных и газовых скважин, когда внутрипластовое давление недостаточно для фонтанирования жидкости применяется принудительный способ добычи. Принудительный газлифтный способ применяется для закачки в скважину газа в целях создания дополнительной подъемной силы для жидкости, и он эффективен тогда, когда давление пласта имеется, но не достаточно для фонтанирования [1]. Однако, в случае, когда внутрипластовое давление окончательно низкое, эффективным является только механический насосный способ добычи. При этом среди всех технических средств широкое распространение получили так называемые станки-качалки, представляющие собой плунжерные штанговые скважинные насосные установки (ШСНУ) с наземным приводом [2]. Наземный привод, с точки зрения механики машин конструктивно выполнен в виде плоского рычажного механизма с одной степенью подвижности, структура которого, как правило, может быть четырех- или пятизвенным. Основной их недостаток – наличие тяжелых противовесов, которые используются для уравновешивания механизма, а следовательно, связанные с этим большие габариты и металлоемкость [3]. Между тем, применение (хотя бы частичное) в этих устройствах других способов уравновешивания позволило бы значительно снизить их металлоемкость и общую массу. Однако, в серийно выпускаемых устройствах СК, которые эксплуатируются в реальной практике добычи нефти в качестве наземных приводов глубинных насосов, эта проблема остается открытой и требует соответствующих научных изысканий для обоснования возможности применения данного метода уравновешивания. Названный метод уравновешивания позволяет частично исключить тяжелые противовесы, которые приводят к увеличению общей массы и габарита этих установок, и тем самым значительно снижают металлоемкость механизма СК [4].

Анализ научно-технической литературы показывает, что основная тенденция применения в наземном приводе ШСНУ метода пружинного уравновешивания направлена также и на снижение и стабилизацию динамических нагрузок, возникающих вследствие неравномерности хода балансира механизма СК, а также ударных импульсов со стороны штанги.

Нами разработана новая схема конструкции балансира СК 1 (рис. 1 а и б), содержащая в точке сочленения с шатуном 2 зубчатое колесо 3, которое установлено с возможностью перемещения между неподвижным и подвижным зубчатыми рейками 4 и 5 соответственно. Рейка 5 размещена между амортизаторами 6, которые упираются на вертикальные опоры 7, выполненные в одно целое с неподвижной рейкой 4. Опоры 7, вместе с основанием выполнены с возможностью перемещения на балансира вдоль его продольной оси и закрепляются на нем в соотношении плеч K и K_1 (на схеме не показаны) при помощи «С»-образных приспособлений 8 (рис. 1, а). Последние имеют болтовые крепления 9. Перемещение (настройка) рейки 4 вместе с опорами 7 относительно балансира осуществляется от руки или при помощи смонтированного в нем винтового механизма. Подвижная зубчатая рейка соединена с точкой подвеса 10 гибкого элемента 11 (канат) пропущенного через направляющие ролики 12 и 13 балансира. Рейки 4 и 5 снабжаются, по крайней мере, двумя тарированными пружинами 15 растяжения, которые шарнирно соединяют противоположные концы реек 4 и 5 [5]. Предложенное техническое решение позволит повысить качество уравновешивания и значительно снизить ударные нагрузки и металлоемкость механизма СК.

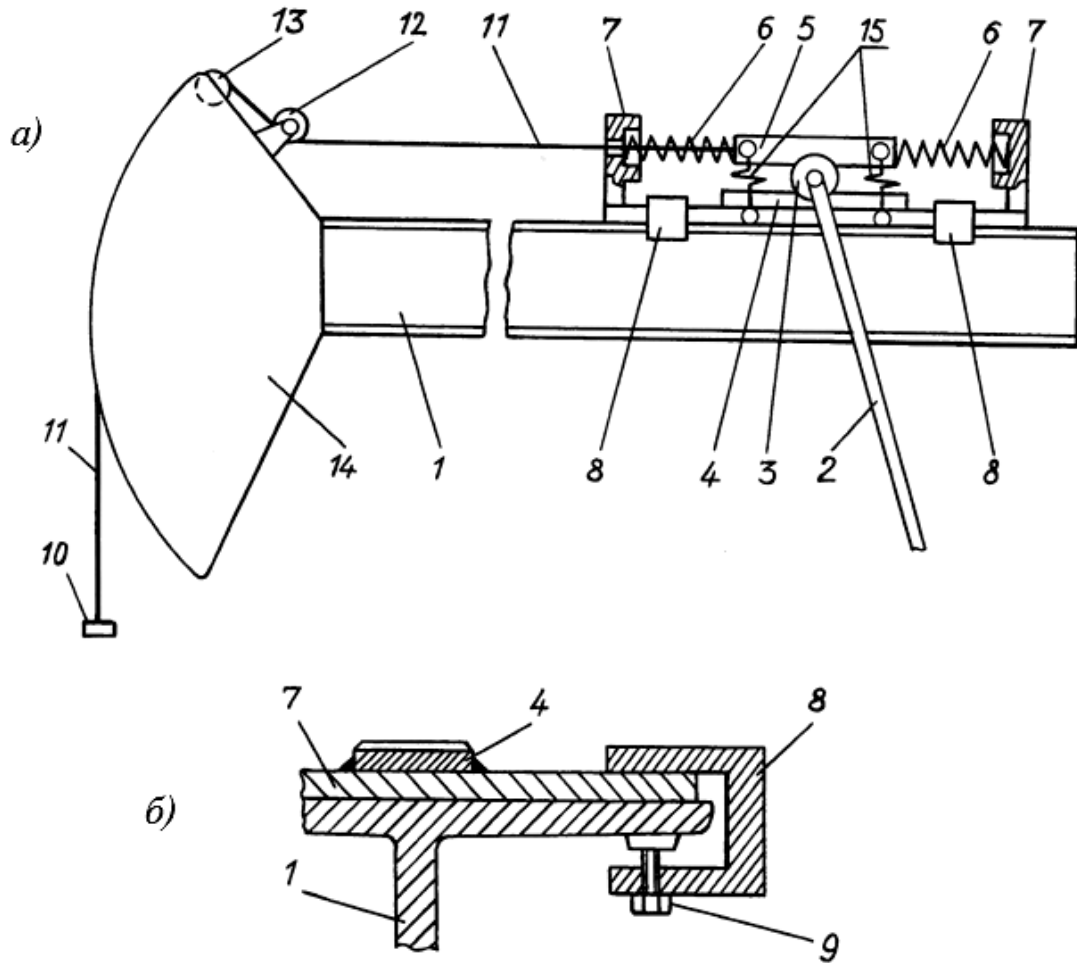


Рис. 1. Схема конструкции балансира механизма станка-качалки с устройством для пружинного уравнивания:
 а) общий вид; б) приспособление для крепления опоры на балансире

Обоснование параметров проектирования и методики расчета конструктивных элементов устройства для пружинного уравнивания наземного привода (СК) ШСНУ.

Параметры проектирования СК определяется потребной мощностью двигателя привода и объемом вытесняемой жидкости в единице времени, т.е. производительностью ШСНУ.

Мощность, потребную для работы механизма СК привода ШСНУ (см. рис. 2) можно записать в виде [6]:

$$N_{ск} = k_{\phi} H_c \gamma_6 D_{пл}^2 S_2 n_2 \frac{1}{102 \cdot 60 \cdot \eta_{\Sigma}} + N_0, \text{ (кВт)}, \quad (1)$$

где k_{ϕ} - коэффициент формы момента на кривошипном валу и тангенциальных усилий на пальце кривошипа; H_c - высота подъема воды из скважины, м; γ_6 - плотность воды, кг/м³; $D_{пл}$ - диаметры плунжера насоса, м; S_2 - длина хода головки балансира, м; n_2 - число двойных ходов (качаний) балансира в минуту; η_{Σ} - КПД СК; N_0 - потери мощности в наземном оборудовании, кВт

$$k_{\phi} = \frac{T_{кв}}{T_{ср}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} A^2 + \frac{1}{2} B^2}}{\frac{1}{2} A^2 + \frac{1}{2} B^2}, \quad (2)$$

где $T_{кв}$ и $T_{ср}$ - соответственно полная и средняя величина тангенциальных усилий на пальце кривошипа, Н; A и B - обобщающие силовые параметры, Н;

$$A = \frac{1}{K} \left[(F_{ум} \pm F_{жс}) K_1 - L_{\delta} G_{\delta} \right] \quad \text{и} \quad (3)$$

$$B = \frac{\omega^2 r}{2gK^2} \left[- (1 \pm m_h) \cdot F_{um} \cdot K_1^2 + L_{oi}^2 G_{\delta} \right], \quad (4)$$

где F_{um} и $F_{ж}$ – соответственно силы тяжести колонны штанг и столба жидкости над плунжером, Н; K и K_1 – плечи балансира СК (коромысла), м; L_{δ} – расстояние от центра тяжести балансира СК до оси его качения, м; G_{δ} – сила тяжести балансира СК; ω – угловая скорость кривошипа механизма СК, c^{-1} ; r – радиус кривошипа, м; m_h – коэффициент, учитывающий соотношение между силами тяжести столба жидкости над плунжером и колонны штанг; L_{oi} – радиус инерции массы балансира, м.

Мощность N_0 определяется по формуле [6]:

$$N_0 = K_3 F_{cp} S_2 n_2 / 3060, \quad (5)$$

где K_3 – экспериментально определяемый коэффициент, изменяющийся в пределах (0,01...0,025); F_{cp} – среднее значение усилий, действующих в течение двойного хода на головку балансира, Н.

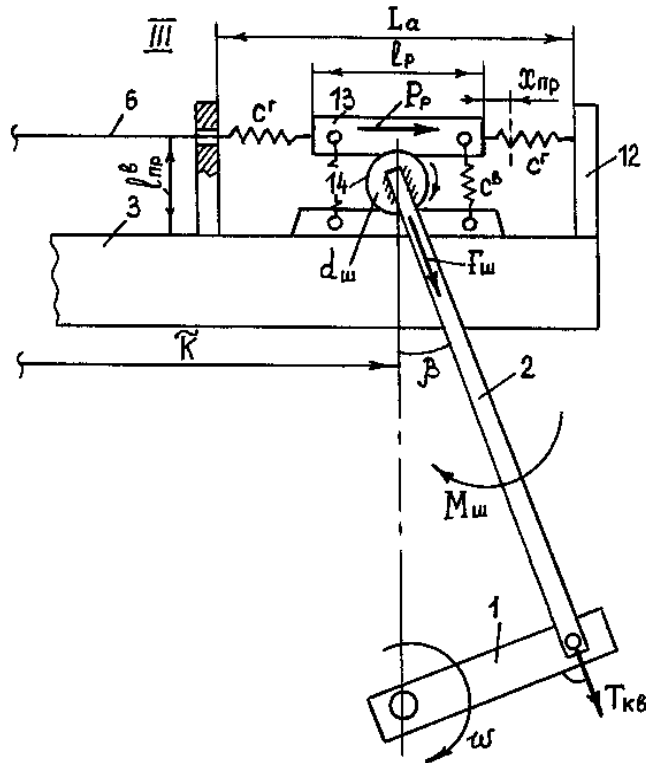


Рис. 2. Расчетная схема к определению параметров проектирования конструктивных элементов устройства для пружинного уравновешивания СК

На основании уравнений (1) - (5) выведем теоретическое выражение для описания потребной мощности СК с учетом предложенного пружинного уравновешивающего устройства, используемого для выравнивания тангенциальных усилий на пальце кривошипа (см. рис. 2).

Применение пружинного уравновешивания способствует к изменению плеча K прямо пропорционально к тангенциальной нагрузке на пальце кривошипа при ходе головки балансира вниз и вверх (рис. 2).

Тогда плечо K из уравнении (3) и (4) примет переменный характер и запишется

$$\tilde{K} = K \pm x_{np}, \quad (6)$$

где K – среднее установленное значение плеча балансира, м; x_{np} – перемещение пружины амортизатора, м.

В отличие от существующей методики определения сил, действующих в узлах механизма СК усилия, возникающие в местах сочленения балансира с шатуном (см. рис. 2) будут распределены в виде растягивающей силы шатуна $F_{ш}$ и крутящего момента на оси шестерни $M_{ш}$. Сила $F_{ш}$ необходима для качания балансира, а момент $M_{ш}$ – нужен для изменения плеча балансира K посредством перемещения подвижной рейки амортизатора.

Тогда продольную силу P_p действующую в зацеплении между рейкой и шестерней (движущая сила) определим из выражения

$$P_p = \frac{M_{ш}}{d_{ш}} = T_{кв} \lambda' \cos(\varphi + \beta), \quad (7)$$

где $M_{ш}$ - крутящий момент на оси шестерни, Н·м; $d_{ш}$ - диаметр делительной окружности шестерни, м; λ' - соотношение длины шатуна $l_{ш}$ к диаметру $d_{ш}$; φ и β - углы в кинематической схеме механизма СК.

Тогда мощность, затрачиваемая на преодоление силы пружин при перемещении подвижной рейки амортизатора, определяется

$$N_{np} = \frac{P_p x_{np}^2}{t}, \quad (8)$$

где t - время, затрачиваемое на перемещение рейки, с.

В соответствии с расчетной схемой по рис. 2

$$x_{np} = \frac{2\pi\beta}{180 \cdot d_{ш}}. \quad (9)$$

Время, затрачиваемое на перемещение рейки во время упругой деформации пружины должно соответствовать времени одного хода головки балансира вверх, т.е. времени для подъема штанги и столба жидкости в ШСНУ. Это время можно приближенно, но с достаточной точностью принять равным времени половины оборота кривошипа, т.е.

$$t = \frac{\varphi}{\omega} = \frac{\pi}{180 \cdot \omega}, \quad (10)$$

С учетом (9) выражение (8) примет вид

$$\tilde{K} = K \pm \frac{2\pi\beta}{180 \cdot d_{ш}}. \quad (11)$$

С учетом (7), (9) и (10) выражение мощности на деформацию пружин из (8) окончательно примет вид

$$N_{np} = T_{кв} \lambda' \cos(\varphi + \beta) \frac{4\pi\beta^2 \omega}{180 \cdot d_{ш}^2}, \quad (12)$$

где

$$\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi), \quad (13)$$

Таким образом, окончательное выражение для описания потребной мощности для привода СК с учетом предложенного нами устройства для пружинного уравновешивания можно записать в виде

$$N_{ск} = \tilde{k}_\phi H_c \gamma_\epsilon D_{шт}^2 S_\epsilon n_\epsilon \frac{1}{6120 \cdot \eta_\Sigma} + N_0 + N_{np}, \quad (14)$$

N_{np} в выражении (14) характеризует дополнительные потери в общем балансе потребной мощности для привода СК. Однако, эта потеря окажется выгодным за счет ожидаемого значительного увеличения срока службы электропривода, редуктора и подшипников узлов механизма СК. Более того, появится возможность частично исключить из СК тяжелые грузовые противовесы.

Главным оценочным параметром в выражении мощности (14) является коэффициент \tilde{K}_ϕ и его производные параметры.

Размер длины амортизатора рекомендуем определять из условия

$$L_a \geq 2(l_{np}^z + x_{np}), \quad (15)$$

где l_{np} - длина одной горизонтальной пружины, м.

Горизонтальная сила рейки амортизатора из (7) и (8) необходима для преодоления деформации горизонтальных основных и вертикальных вспомогательных пружин. Тогда сила рейки

$$\bar{P}_p = F_y^z + F_y^\epsilon \quad \text{или} \quad (16)$$

$$P_p = 2c^z x_{np} + \frac{c^\epsilon}{2} \cdot \frac{x_{np}^2 \cos \beta}{l_{np}^\epsilon}, \quad (17)$$

где F_y^z и F_y^ϵ - силы упругости горизонтальных и вертикальных пружин соответственно, Н; c^z и c^ϵ - соответственно коэффициенты жесткости горизонтальных и вертикальных пружин, Н/м; l_{np}^ϵ - длина вертикальных пружин, м.

Вторая часть слагаемых в уравнении (17) при числовых значениях параметров из (9) представляет собой столь малую величину, которой можно пренебречь. На основе этого, а также подставляя значение (9) в (17) после необходимого преобразования получим

$$c^2 = \frac{45P_p d_{ш}}{\pi\beta}. \quad (18)$$

При выборе длины пружины можно использовать (18) и условие

$$l_{нр}^2 \approx l_{нр}^s \geq d_{ш}. \quad (19)$$

Таким образом, предложенное новое техническое решение и полученные выражения, теоретически описывающие потребную мощность для работы ШСНУ, а также конструктивные параметры предложенного устройства для пружинного уравнивания являются научно методической основой для их проектирования.

Список литературы / References

1. Сонич В.Л., Черемисин Н.А., Батулин Ю.Е. Влияние снижения пластового давления на фильтрационно-емкостные свойства пород месторождений Западной Сибири // Нефтяное хозяйство, 1997. № 9. С. 52–54.
2. Аливердизаде К.С. Приводы штангового глубинного насоса. М.: Недра, 1973. 192 с.
3. Афанасьев Н.В. Совершенствование привода штанговых насосных установок для добычи высоковязкой нефти: Дисс. ... канд. техн. наук. Уфа, 2002. 175 с.
4. Зайдемова Ж.К., Ахметов С.М., Бактыгулов Е. Уравнивание сил на кривошипе станка-качалки пружинным программноносителем цепной передачи трансмиссии // Нефтепромысловое дело, 2003. № 3. С. 9-12.
5. Байгунчиков Ж.Ж., Ахметов С.М., Сериков Н.Ж., Даулетова С.К. Балансир станка-качалки // Описание изобретения к Предварительному патенту РК № 049 кл. F 04 В 47/02, 1996. Бюл. № 4.
6. Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. М.: Недра, 1984. 464 с.