

УДК 622.276.53-83.001.24

НОВАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА СТАНКОВ-КАЧАЛОК

Хабибуллин Марат Яхиевич¹,
m-hab@mail.ru

Уфимский государственный нефтяной технический университет, филиал в г. Октябрьский,
Россия, 452607, г. Октябрьский, ул. Девонская, 54а.

Актуальность исследования обусловлена необходимостью обеспечить более эффективную работу кинематической схемы станка-качалки. Решение этой проблемы позволит улучшить работу кинематической схемы с точки зрения возникающих в нем нагрузок и снизить металлоемкость наземного привода скважинного штангового насоса при его проектировании.

Цель: разработать и предложить методику проектирования станка-качалки при его производстве и изготовлении.

Объекты. Преобразующий механизм станков-качалок представляет собой шарнирный четырёхзвенный механизм, выполненный по симметричной и несимметричной кинематическим схемам. При симметричной схеме центр вращения кривошипа находится на прямой, проходящей через точки, соответствующие крайним положениям сочленения шатуна и балансира. Все остальные случаи соответствуют несимметричной схеме. В настоящее время, в соответствии с имеющейся методикой проектирования преобразующего механизма симметричной схемы, в качестве исходных данных используют кинематические соотношения $\frac{r}{K}$ и $\frac{r}{l}$ – отношения радиуса кривошипа к длине соответственно заднего плеча балансира и шатуна. Объектом исследования является шарнирный механизм, преобразующий вращательное движение электродвигателя в возвратно-поступательное движение точки подвеса штанг.

Методы. Более предпочтительной и практичной считается методика, позволяющая проектировать механизм по заранее заданным выходным параметрам. При этом рекомендуется использовать параметры, непосредственно определяющие как тип кинематической схемы преобразующего механизма, так и его габаритные размеры. Следует отметить, что не все теоретически реальные механизмы могут быть практически осуществимы. Поэтому реальная область углов ψ несколько уже теоретически реальной области и должна определяться с учётом конструктивных особенностей механизма (например, в крайне близком к корпусу положении траверсы не должна задевать корпус редуктора, высота механизма должна быть такой, чтобы в нижнем положении подвеска устьевого штока не задевала устьевой сальник, и др.). Для удобства пользования предлагаемой методикой целесообразно искомые величины представить в приведённом виде (в долях длины хода).

Результаты. По полученным формулам с использованием данных каталогов разных фирм вычислены приведённые значения кинематических параметров преобразующих механизмов различных кинематических схем. В результате получаем, что габаритные размеры преобразующего механизма отечественных станков-качалок симметричной схемы (длина на 45...60 %, а высота – 25...30 %) меньше, чем у зарубежных станков-качалок несимметричной схемы. Разработанная методика позволяет сопоставить технико-эксплуатационные показатели станков-качалок, выполненных по различным кинематическим схемам. Предлагаемая методика при оптимальной функции положения, при которой динамические нагрузки на привод минимальны, эффективность работы скважинного штангового насоса максимальна, таким образом позволяет снизить металлоемкость станка-качалки при его проектировании.

Ключевые слова:

Четырёхзвенный механизм, симметричная, несимметричная, кинематическая, схема, угол, размах.

Введение

Преобразующий механизм станков-качалок представляет собой шарнирный четырёхзвенный механизм, выполненный по симметричной и несимметричной кинематическим схемам [1–3]. При симметричной схеме центр вращения кривошипа находится на прямой, проходящей через точки, соответствующие крайним положениям сочленения шатуна и балансира. Все остальные случаи соответствуют несимметричной схеме.

В настоящее время, в соответствии с имеющейся методикой проектирования преобразующего механизма симметричной схемы, в качестве исходных данных используют кинематические соотношения $\frac{r}{K}$ и $\frac{r}{l}$ – отношения радиуса кривошипа к длине соответственно заднего плеча балансира и шатуна [4–6]. При проектировании механизма несимметричной схемы, кроме перечисленных выше параметров, за-

дают еще угол дезаксиала – угол, образуемый положениями шатуна, соответствующими началу и концу ходов вверх головки балансира.

Более предпочтительной и практичной считается методика, позволяющая проектировать механизм по заранее заданным выходным параметрам. При этом рекомендуется использовать параметры, непосредственно определяющие как тип кинематической схемы преобразующего механизма, так и его габаритные размеры: угол размаха балансира δ_0 и угол дезаксиала θ [7–10]. На рис. 1 представлен преобразующий механизм станка-качалки. Через точки B_1 и B_2 проведена окружность с центром в точке O_1 произвольным радиусом R . Любая точка этой окружности может рассматриваться как точка вращения кривошипа станка-качалки. Соединяя точку C прямыми с точками B_1 и B_2 , получаем $B_1C=l+r$ и $B_2C=l-r$, а угол между этими прямыми ($\angle B_1CB_2=\theta$) является углом дезаксиала станка-качалки.

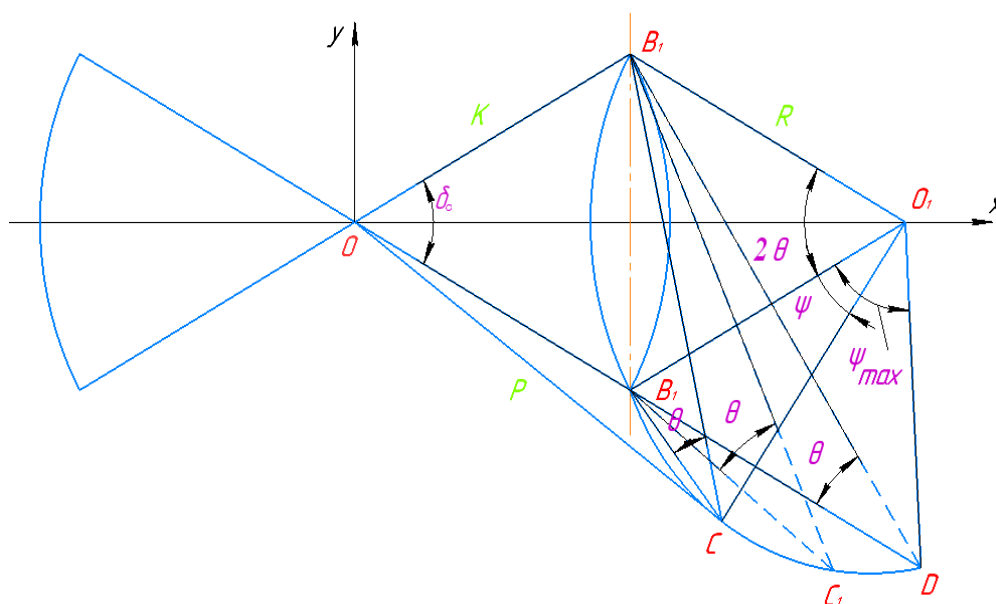


Рис. 1. Расчётная схема преобразующего механизма станка-качалки
Fig. 1. Design diagram of the pumping unit conversion mechanism

Таким образом, соединяя любую точку окружности радиусом R с точками B_1 и B_2 , можно получить преобразующий механизм, имеющий одинаковую степень неравномерности хода и угол размаха балансира, но различные абсолютные длины шатуна и кривошипа и габаритные размеры. Действительно, как видно из рис. 1,

$$\left(\angle B_1 C B_2 = \angle B_1 D B_2 = \frac{1}{2} \angle B_1 B_2 = \theta \right). \quad (1)$$

Следовательно, центр вращения кривошипа станков-качалок, имеющих одинаковые степень неравномерности хода (т. е. угол θ) и угол δ_0 , перемещается по окружности, проходящей через точки B_1 и B_2 , соответствующие крайним положениям соединения шатуна с балансиrom.

Назовем эту окружность окружностью равных дезаксиалов. Центр этой окружности находится на биссектрисе угла размаха балансира: для станков-качалок с положительным дезаксиалом – с противоположной стороны по отношению линии $B_1 B_2$ от опоры балансира, для станков с отрицательным дезаксиалом – со стороны опоры балансира.

Параметры окружности равных дезаксиалов также определяются принятыми исходными данными [11–14]. Поскольку угол $\angle B_1 O_1 B_2$ является центральным углом этой окружности, с учетом равенства (1) имеем

$$\angle B_1 O_1 B_2 = 2\theta. \quad (2)$$

Радиус окружности равных дезаксиалов можно найти из треугольников $O B_1 B_2$ и $O_1 B_1 B_2$ по следующей формуле с учетом обозначения (2):

$$R = K \frac{\sin \frac{\delta_0}{2}}{\sin \theta}; \quad (3)$$

тогда координаты центра окружности

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= K \cos \frac{\delta_0}{2} + R \cos \theta = K \frac{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}{\sin \theta}; \\ \phi_0 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Координаты центра вращения кривошипов станков-качалок с одинаковым углом дезаксиала можно выразить в параметрической форме, учитывая (4):

$$\left. \begin{aligned} x_c &= x_0 - R \cos(\theta + \psi); \\ y_c &= R \sin(\theta + \psi) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где ψ – угол между подвижным радиусом R (в направлении против часовой стрелки) и его исходным положением $O_1 B_1$.

Расстояние между центром вращения кривошипа и опорой балансира по горизонтали назовем длиной, а по вертикали – высотой преобразующего механизма. При этом, как видно из рис. 1, абсцисса и ордината центра вращения (5) представляют собой соответственно длину и высоту механизма. Из равнобедренных треугольников $B_1 O_1 C$ и $B_2 O_1 C$ получим

$$\left. \begin{aligned} l &= 2R \cos \frac{\theta}{2} \sin \frac{\theta + \psi}{2}; \\ r &= 2R \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta + \psi}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Из уравнений (3) и (6) получим выражения для определения кинематических соотношений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{K} &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos \frac{\theta + \psi}{2}}{\cos \frac{\theta}{2}}; \\ \frac{r}{l} &= \frac{\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\theta + \psi}{2}}; \\ \frac{r}{P} &= \frac{\frac{r}{K}}{\frac{P}{K}}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Полусное расстояние (расстояние от центра вращения кривошипа до опоры балансира) можно определить из треугольника $O O_1 C$:

$$\frac{P}{K} = \frac{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}{\sin \theta} \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \frac{\delta_0}{2}}{\sin^2(\theta + \frac{\delta_0}{2})} - 2 \sin \frac{\delta_0}{2} \frac{\cos(\theta + \psi)}{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}. \quad (8)$$

Зная значения кинематических соотношений (7), по известным формулам [1] можно вычислить все необходимые углы между звеньями преобразующего механизма, а также перемещение, скорость движения и ускорение точки подвеса штанг станка-качалки.

Как видно из выражений (6)–(8), длины звеньев и их соотношения зависят не только от исходных данных, но и от параметра ψ . Для получения реальных механизмов нужно определить граничные значения параметра ψ в зависимости от принятых исходных данных.

Граничное значение параметра ψ легко находится из условия существования механизма [15] определяем по формуле:

$$\left. \begin{aligned} P < K + (l - r); \\ \frac{P}{K} < 1 + \frac{1-r}{l} \frac{r}{K}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

С учётом систем уравнений (7) и (9) имеем

$$\frac{P}{K} < 1 + \frac{2 \sin \frac{\delta_0}{2} \sin \frac{\psi}{2}}{\sin \theta}. \quad (10)$$

Тогда из соотношений (8) и (10) получим условие существования механизма в виде неравенства по формуле:

$$1 + \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \sin \frac{\psi}{2}}{\sin \theta} > \frac{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}{\sin \theta} \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \frac{\delta_0}{2}}{\sin^2(\theta + \frac{\delta_0}{2})} - 2 \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos(\theta + \psi)}{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}} \quad (11)$$

Решение уравнения (11) позволяет определить область углов ψ , обусловленную условием поворачиваемости (существования) механизма, в следующем виде:

$$0 < \psi < 180^\circ - (2\theta + \delta_0). \quad (12)$$

Решение уравнения (12) может быть получено из треугольника O_1DB_2 (рис. 1), так как $\angle O_1B_2D = \angle O_1DB_2 = \theta + \delta/2$. Следовательно, центр вращения кривошипа теоретически реальных механизмов находится на дуге $\overset{\frown}{B_2CO}$ окружности равных дезаксиалов.

Следует отметить, что не все теоретически реальные механизмы могут быть практически осуществимы [16–19]. Поэтому реальная область углов ψ несколько уже теоретически реальной области (3) и должна определяться с учётом конструктивных особенностей механизма (например, в крайне близком к корпусу положении траверсы не должна задевать корпус редуктора, высота механизма должна быть такой, чтобы в нижнем положении подвеска устьевого штока не задевала устьевой сальник, и др.) [20–22].

С учётом этого можно рекомендовать следующую область углов ψ , полученную из соотношений (8), согласно формуле:

$$\arctg \left[\frac{\text{tg} \frac{\theta}{2}}{\left(\frac{r}{l}\right)_{\max}} \right] < \frac{\psi + \theta}{2} < \arctg \left[\frac{\text{tg} \frac{\theta}{2}}{\left(\frac{r}{l}\right)_{\min}} \right]. \quad (13)$$

Предельные значения ψ обусловлены максимальным и минимальными значениями кинематического соотношения r/l . С учётом конструктивных особенно-

стей кинематических и динамических характеристик, а также исходя из многолетнего опыта проектирования и эксплуатации станков-качалок и формулы (13), рекомендуется использовать следующие соотношения:

$$\left(\frac{r}{l}\right)_{\max} \text{ и } \left(\frac{r}{l}\right)_{\min}. \quad (14)$$

Таким образом, реальная область значений параметра с учетом соотношений (14) определяется при принятых конструктивных ограничениях только углом дезаксиала по следующему неравенству:

$$\arctg \left(2,5 \text{tg} \frac{\theta}{2} \right) < \frac{\theta + \psi}{2} < \arctg \left(5 \text{tg} \frac{\theta}{2} \right). \quad (15)$$

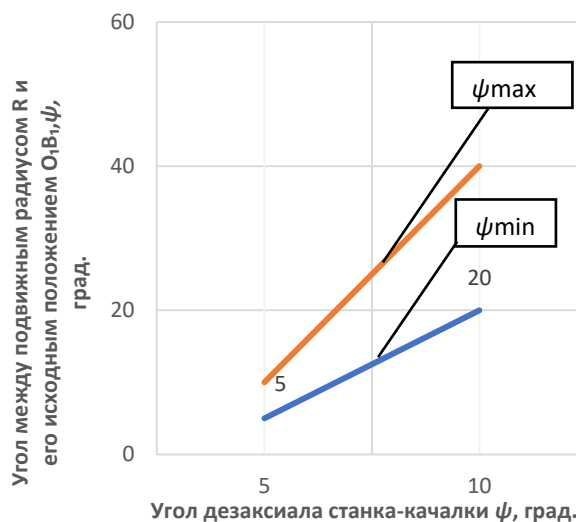


Рис. 2. Зависимость угла ψ от угла дезаксиала θ станка-качалки

Fig. 2. Dependence of the angle ψ on the disaxial angle θ of the pumping unit

Анализ показывает, что граничные линии области углов (рис. 2) могут быть аппроксимированы простой и удобной линейной зависимостью согласно неравенству по формуле:

$$1,5 < \frac{\psi}{\theta} < 3,75, \quad (16)$$

из которой вытекает соотношение $\psi_{\max} = 2,5 \psi_{\min}$.

Задаваясь различными значениями ψ в указанных пределах (15) и (16), по формулам (7), (8) можно вычислить соответствующие значения кинематических параметров преобразующего механизма станков-качалок, имеющих одинаковые углы балансира и степень неравномерности хода, но отличающихся длиной звеньев, габаритными размерами и массой, и затем, сравнивая кинематические и динамические характеристики, выбрать наиболее компактный механизм.

Для удобства пользования предлагаемой методикой целесообразно искомые величины представить в приведённом виде (в долях длины хода) [23–25]. Тогда заднее плечо балансира K , радиус кривошипа r_0 , длину шатуна l_0 , полюсное расстояние P_0 , длину L_0 и высоту H_0 преобразующего механизма можно определить по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{1}{\delta_0}; \\ r_0 &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos \frac{\theta+\psi}{2}}{\delta_0 \cos \frac{\theta}{2}}; \\ l_0 &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \sin \frac{\theta+\psi}{2}}{\delta_0 \sin \frac{\theta}{2}}; \\ P_0 &= \frac{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}{\delta_0 \sin \theta} \sqrt{1 + \frac{\sin^2 \frac{\delta_0}{2}}{\sin^2(\theta + \frac{\delta_0}{2})} - 2 \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \cos(\theta + \psi)}{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2})}}; \\ L_0 &= \frac{\sin(\theta + \frac{\delta_0}{2}) - \sin \frac{\delta_0}{2} \cos(\theta + \psi)}{\delta_0 \sin \theta}; \\ H_0 &= \frac{\sin \frac{\delta_0}{2} \sin(\theta + \psi)}{\delta_0 \sin \theta}. \end{aligned} \right\} (17)$$

Для получения абсолютной длины звеньев для любой длины хода станка-качалки данные, полученные по формулам (17), следует умножить на $\frac{S_0}{K_1/K}$ (здесь S_0 – длина хода точки подвеса штанг, м; K_1 – переднее плечо балансира).

По полученным формулам с использованием данных каталогов разных фирм вычислены приведённые значения кинематических параметров преобразую-

Заключение

Как видно, габаритные размеры преобразующего механизма отечественных станков-качалок симметричной схемы (длина на 45...60 %, а высота на 25...30 %) меньше, чем у зарубежных станков-качалок несимметричной схемы. Разработанная методика с учётом формул (17) позволяет сопоставить технико-эксплуатационные показатели станков-

щих механизмов различных кинематических схем (таблица).

Таблица. Кинематические параметры различных кинематических схем преобразующих механизмов станков-качалок

Table. Kinematic parameters of various kinematic schemes of converting mechanisms of pumping units

Кинематические показатели Kinematic indicators	Симметричная схема Symmetrical circuit	Несимметричная схема* Unbalanced circuit*
$\delta_{гр}$	57,3	45/50
$\theta_{гр}$	0,00	2,5/11
$\psi_{гр}$	0,00	5,46/23,56
r/K	0,4794	0,38/0,405
r/l	0,4	0,31/0,31
K	1,0	1,273/1,146
r_0	0,4794	0,486/0,486
L_0	1,1985	1,55/1,50
H_0	1,1985	1,546/1,44
L_0	0,8776	1,273/1,44

Примечание: * В числителе – данные фирмы Люфкин, в знаменателе – фирмы Бетлехем (США).

Note: * The numerator is the data of the Lufkin company, the denominator is the data of the Bethlehem company (USA).

качалок, выполненных по различным кинематическим схемам. Предлагаемая методика при оптимальной функции положения [26], при которой динамические нагрузки на привод минимальны [27, 28], эффективность работы скважинного штангового насоса максимальна, позволяет снизить металлоемкость станка-качалки при его проектировании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Караев И.К. Методика проектирования преобразующего механизма станков-качалок // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 3–6.
2. Коннов Ю.Д., Сидоркин Д.И., Хабибуллин М.Я. Механизация технологического процесса спуско-подъемных операций при текущем и капитальном ремонте скважин // SOCAR Proceedings. – 2018. – № 2. – С. 15–24. DOI: 10.5510/OGP20180200346.
3. Cheng, Q., Yuan L. Vector control of an induction motor based on a DSP. Master of Science Thesis. – Sweden, Gothenburg, 2011. – 76 p.
4. Sensorless direct torque and stator flux control of induction machines using an extended Kalman filter / V. Comnac, M. Cernat, M. Cotorogea, I. Draghici // IEEE Int. Conf. on Control Appl. – Mexico City, Mexico, 2001. – P. 674–679.
5. Архипов К.И., Попов В.И., Попов И.В. Справочник по станкам-качалкам. – Альметьевск: Татнефть, 2000. – 146 с.
6. Khabibullin M.Ya. Managing the reliability of the tubing string in impulse non-stationary flooding // Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry». Mechatronics, Robotics and Electrical Drives, Novosibirsk. – 2019. – P. 052012. DOI: 10.1088/1742-6596/1333/5/052012.
7. Gibbs S.G. Rod pumping. Modern methods of design, diagnosis and surveillance. – USA, Ashland, OH: BookMasters Inc., 2012. – 682 p.
8. Обоснование условий расчета и выбора прочностных характеристик эксплуатационных колонн сладковско-морозовской группы месторождений / В.Ю. Близнюков, А.Г. Гилаев, Г.Г. Гилаев, Р.Т. Еганьянц // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2010. – № 2. – С. 31–38.

9. Молчанов А.Г. Станки-качалки: проблемы и перспективы совершенствования // Промышленные ведомости. – 2007. – № 10. – С. 45–60.
10. Хабибуллин М.Я. Совершенствование процесса солянокислотной обработки скважин применением новейших технологий и оборудования // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2020. – Т. 331. – № 10. – С. 128–134.
11. Толковый словарь по термическим методам воздействия на нефтяные пласты / Д.Г. Антониади, Г.Г. Гилаев, А.Р. Гарушев, В.Г. Ишханов. – Краснодар: Советская Кубань, 2002. – 590 с.
12. О механизме пескопроявления при разработке слабосцементированных песчаных пластов с АВПД / В.Ю. Близнюков, А.Г. Гилаев, Р.Ф. Исламов, З.Х. Моллаев // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2010. – № 11. – С. 16–20.
13. Молчанов А.Г. К вопросу о металлоемкости штанговых глубиннонасосных установок // Нефтяное хозяйство. – 1972. – № 11. – С. 53–55.
14. The state of and prospects for using hardware-software simulators of electrotechnical complexes / A.M. Kostygov, E.M. Solodkii, A.V. Kukharchuk, A.M. Zyuzev, M.V. Mudrov, K.E. Nesterov // Russian Electrical Engineering. – 2015. – V. 86. – № 6. – P. 309–313.
15. Гилаев Г.Г. Повышение эффективности выработки трудноизвлекаемых запасов на сложнопостроенных нефтегазовых месторождениях. – Краснодар: Советская Кубань, 2003. – 297 с.
16. Solodkiy E.M., Varzanosov P.V., Belonogov A.A. Induction motor sensorless vector control with an adaptive speed observer and direct electrical angle correction in coordinate transformations // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). – St. Petersburg, Russia, 2017. – P. 1–4.

17. Thongam J.S., Thoudam V.P.S. Stator flux-based speed estimation of induction motor drive using EKF // IETE journal of research. – 2004. – V. 50. – № 3. – P. 191–197.
18. Takacs G. Electrical submersible pumps manual: design, operations, and maintenance. – USA, Burlington, MA: Gulf Professional Publishing, 2009. – 440 p.
19. Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти. Нефть и газ. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 816 с.
20. Гилаев Ген.Г., Хабибуллин М.Я., Гилаев Г.Г. Перспективы применения кислотного геля для закачки проппанта в процессе проведения гидроразрыва карбонатных пластов на территории самарской области // Нефтяное хозяйство. – 2020. – № 8. – С. 54–57. DOI: 10.24887/0028-2448-2020-8-54-57.
21. Practice of using MexBIOS development studio technologies in educational process / E.M. Solodkiy, D.A. Dadenkov, A.A. Terehin, I.R. Yusupov // IX International Conference on Power Drives Systems (ICPDS). – Perm, Russian Federation, 2016. – P. 1–5.
22. Гилаев А.Г. Исследование влияния выноса мелких частиц продуктивного пласта на изменение нефтеотдачи низкопроницаемых коллекторов: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2012. – 242 с.
23. Khabibullin M.Y. Managing the processes accompanying fluid motion inside oil field converging-diverging pipes // Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry». – Novosibirsk, 2019. – P. 042012. DOI: 10.1088/1742-6596/1333/4/042012.
24. Гилаев Г.Г. Развитие теории и практики добычи трудноизвлекаемых запасов углеводородов на сложнопостроенных месторождениях: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Тюмень, 2004. – 64 с.
25. Щуров В.И. Технология и техника добычи нефти. – М.: Альянс, 2005. – 510 с.
26. Сумский С.Н. Расчет кинематических и динамических характеристик плоских рычажных механизмов. Серия «Библиотека конструктора». – М.: Машиностроение, 1980. – 312 с.
27. Вульфсон И.И., Преображенская М.В., Шарпин И. А. Теория механизмов и машин: расчет колебаний привода. – М.: Юрайт, 2017. – 170 с.
28. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – М.: Машиностроение, 1990. – 309 с.

Поступила 30.06.2021 г.

Информация об авторах

Хабибуллин М.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры нефтепромысловых машин и оборудования, Уфимский государственный нефтяной технический университет, филиал в г. Октябрьский.

UDC 622.276.53-83.001.24

METHODOLOGY OF DESIGNING THE TRANSFORMING MECHANISM PUMPING UNIT

Marat Ya. Khabibullin,
m-hab@mail.ru

Ufa State Petroleum Technological University, branch in Oktyabrsky,
54a, Devonskaya avenue, Oktyabrsky, 452607, Russia.

The relevance of the research is caused by the need to ensure more efficient operation of the kinematic scheme of the pumping unit. The solution to this problem will improve the operation of the kinematic scheme from the point of view of the loads arising in it and reduce the metal consumption of the surface drive of the sucker rod pump during its design.

The main aim of the research is to develop and propose a methodology for designing pumping unit during its production and manufacture.

Objects. The converting mechanism of the pumping units is a hinged four-link mechanism made according to symmetrical and asymmetrical kinematic schemes. With a symmetrical scheme, the center of rotation of the crank is on a straight line passing through the points corresponding to the extreme positions of the articulation of the connecting rod and the balance bar. All other cases correspond to an unbalanced scheme. At present, in accordance with the existing design technique of the symmetrical circuit converting mechanism, the kinematic ratios r/K and r/l are used as the initial data – the ratio of the crank radius to the length of the rear arm of the balancer and the connecting rod, respectively. The object of research is a hinge mechanism that converts the rotational motion of an electric motor into a reciprocating motion of the suspension point of the rods.

Methods. The technique that allows you to design a mechanism according to predetermined output parameters is more preferable and practical. At the same time, it is recommended to use parameters that directly determine both the type of the kinematic diagram of the converting mechanism and its overall dimensions. It should be noted that not all theoretically real mechanisms can be practically feasible. Therefore, the real area of angles ψ is somewhat narrower than the theoretical real area and should be determined taking into account the design features of the mechanism (for example, in an extremely close position to the body, the traverse should not touch the gearbox housing, the height of the mechanism should be such that in the lower position the suspension of the wellhead rod does not touch the wellhead oil seal, etc.). For convenience of using the proposed method, it is advisable to present the sought values in the given form (in fractions of the stroke length).

Results. According to the formulas obtained, using the data from catalogs of different companies, the reduced values of the kinematic parameters of the converting mechanisms of various kinematic schemes are calculated. As a result, we find that the overall dimensions of the converting mechanism of domestic pumping units of a symmetrical scheme (length by 45...60 %, and height by 25...30 %) are smaller than those of foreign pumping units of an asymmetrical scheme. The developed technique makes it possible to compare the technical and operational indicators of pumping units made according to various kinematic schemes. The proposed technique with the optimal position function, at which the dynamic loads on the drive are minimal, the efficiency of the downhole sucker rod pump is maximal, makes it possible to reduce the metal consumption of the pumping unit during its design.

Key words:

Four-link mechanism, symmetrical, asymmetrical, kinematic, scheme, angle, span.

REFERENCE

- Karaev I.K. Methods for designing the converting mechanism of pumping units. *Chemical and Oil and Gas Engineering*, 1986, no. 6, pp. 3–6. In Rus.
- Konnov Yu.D., Sidorkin D.I., Khabibullin M.Ya. Mechanization of the technological process of round-trip operations during routine and overhaul of wells. *SOCAR Proceedings*, 2018, no. 2, pp. 15–24. In Rus.
- Cheng Q., Yuan L. *Vector Control of an Induction Motor based on a DSP*. Master of Science Thesis. Sweden, Gothenburg, 2011. 76 p.
- Comnac V., Cernat M., Cotorogea M., Draghici I. Sensorless direct torque and stator flux control of induction machines using an extended Kalman filter. *IEEE Int. Conf. on Control Appl.* Mexico City, Mexico, 2001. pp. 674–679.
- Arkhipov K.I., Popov V.I., Popov I.V. *Spravochnik po stankam-kachalkam* [Handbook on pumping units]. Almet'yevsk, Tatneft Publ., 2000. 146 p.
- Khabibullin M.Ya. Managing the reliability of the tubing string in impulse non-stationary flooding. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry»*. Mechatronics, Robotics and Electrical Drives. Novosibirsk, 2019. pp. 052012. DOI: 10.1088/1742-6596/1333/5/052012.
- Gibbs S.G. *Rod pumping. Modern methods of design, diagnosis and surveillance*. USA, Ashland, OH, BookMasters Inc., 2012. 682 p.
- Bliznyukov V.Yu., Gilaev A.G., Gilaev G.G., Eganyants R.T. Substantiation of the conditions for calculation and selection of strength characteristics of production columns of the Sladkovsko-Morozov group of fields. *Construction of oil and gas wells on land and at sea*, 2010, no. 2, pp. 31–38. In Rus.
- Molchanov A.G. Pumping machines: problems and prospects for improvement. *Industrial statements*, 2007, no. 10, pp. 45–60. In Rus.
- Khabibullin M.Ya. Improvement of the process of hydrochloric acid treatment of wells using the latest technologies and equipment. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2020, vol. 331, no. 10, pp. 128–134. In Rus.
- Antoniadi D.G., Gilaev G.G., Garushev A.R., Ishkhanov V.G. *Tolkovy slovar po termicheskim metodam vozdeystviya na neftyanye plasty* [Explanatory dictionary on thermal methods of impact on oil reservoirs]. Krasnodar, Soviet Kuban Publ., 2002. 590 p.
- Bliznyukov V.Yu., Gilaev A.G., Islamov R.F., Mollaev Z.Kh. On the mechanism of sand production in the development of weakly cemented sand reservoirs with abnormal formation pressure. *Construction of oil and gas wells on land and at sea*, 2010, no. 11, pp. 16–20. In Rus.
- Molchanov A.G. On the question of the metal consumption of sucker-rod deep pumping units. *Oil industry*, 1972, no. 11, pp. 53–55. In Rus.
- Kostygov A.M., Solodkii E.M., Kukharchuk A.V., Zyuzev A.M., Mudrov M.V., Nesterov K.E. The state of and prospects for using hardware-software simulators of electrotechnical complexes. *Russian Electrical Engineering*, 2015, vol. 86, no. 6, pp. 309–313.
- Gilaev G.G. *Povyshenie effektivnosti vyrabotki trudnoizvlekatnykh zapasov na slozhnopostroennykh neftegazovykh mestorozhdeni-*

- yakh [Improving the efficiency of developing hard-to-recover reserves at complex oil and gas fields]. Krasnodar, Soviet Kuban Publ., 2003. 297 p.
16. Solodkiy, E.M., Varzanosov P.V., Belonogov A.A. Induction motor sensorless vector control with an adaptive speed observer and direct electrical angle correction in coordinate transformations. *International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*. St. Petersburg, Russia, 2017. pp. 1–4.
 17. Thongam J.S. Stator flux-based speed estimation of induction motor drive using EKF. *IETE journal of research*, 2004, vol. 50, no. 3, pp. 191–197.
 18. Takacs G. *Electrical submersible pumps manual: design, operations, and maintenance*. USA, Burlington, MA, Gulf Professional Publishing, 2009. 440 p.
 19. Mishchenko I.T. *Skvazhinnaya dobycha nefiti. Neft i gaz* [Down-hole oil production. Oil and gas]. Moscow, I.M. Gubkin Russian State University of Oil and Gas Publ., 2003. 816 p.
 20. Gilaei Gen.G., Khabibullin M.Ya., Gilaei G.G. Prospects for the use of acid gel for pumping proppant in the process of hydraulic fracturing of carbonate formations in the Samara region. *Oil industry*, 2020, no. 8, pp. 54–57. In Rus. DOI: 10.24887/0028-2448-2020-8-54-57.
 21. Solodkiy E.M., Dadenkov D.A., Terekhin A.A., Yusupov I.R. Practice of using MexBIOS Development Studio technologies in educational process. *IX International Conference on Power Drives Systems (ICPDS)*. Perm, Russian Federation, 2016. pp. 1–5.
 22. Gilaei A.G. *Issledovanie vliyaniya vynosa melkikh chastits produktivnogo plasta na izmenenie nefteotdachi nizkopronitsaemykh kollektorov*. Dis. Kand. nauk [Study of the influence of shedding small particles of productive formation on the change in oil recovery of low permeable reservoirs. Cand. Diss. Abstract]. Moscow, 2012. 242 p.
 23. Khabibullin M.Y. Managing the processes accompanying fluid motion inside oil field converging-diverging pipes. *Journal of Physics: Conference Series. International Conference «Information Technologies in Business and Industry»*. Novosibirsk, 2019. pp. 042012. DOI: 10.1088/1742-6596/1333/4/042012.
 24. Gilaei G.G. *Razvitiye teorii i praktiki dobychi trudnoizvlekaemykh zapasov uglevodorodov na slozhnopostroennykh mestorozhdeniyakh*. Avtoreferat Dis. Dokt. nauk [Development of the theory and practice of producing hard-to-recover reserves of hydrocarbons on complex deposits. Dr. Diss. Abstract]. Tyumen, 2004. 64 p.
 25. Shchurov V.I. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefiti* [Oil production technology and technique]. Moscow, Alliance Publ., 2005. 510 p.
 26. Sumskiy S.N. *Raschet kinematicheskikh i dinamicheskikh kharakteristik ploskikh rychazhnykh mekhanizmov. Seriya «Biblioteka konstruktora»* [Calculation of kinematic and dynamic characteristics of flat lever mechanisms. series: designer library]. Moscow, Mashinostoenie Publ., 1980. 312 p.
 27. Wolfson I.I., Preobrazhenskaya M.V., Sharapin I.A. *Teoriya mekhanizmov i mashin: raschet kolebany privoda* [Theory of mechanisms and machines: calculation of drive oscillations]. Moscow, Yurayt Publ., 2017. 170 p.
 28. Wulfson I.I. *Kolebaniya mashin s mekhanizmami tsiklovogo deystviya* [Oscillations of machines with cyclic action mechanisms]. Moscow, Mashinostoenie Publ., 1990. 309 p.

Received: 30 June 2021.

Information about the authors

Marat Ya. Khabibullin, Cand. Sc., associate professor, Ufa State Petroleum Technological University, branch in Oktyabrsky.