

УДК: 622.276.53-886

В.Я. ПОПОВИЧассистент кафедры механики машин¹
E-mail: v.popovych1966@gmail.com**В.М. СЕНЧИШАК**доцент кафедры механики машин¹**В.Р. ХАРУН**, канд. техн. наукдоцент кафедры механики машин¹¹Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, г. Ивано-Франковск, Украина

Статья поступила 06.04.2015.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА СТАНКА-КАЧАЛКИ

С использованием средств векторной алгебры разработан алгоритм кинематического анализа пространственного шестизвенного рычажного механизма привода станка-качалки модели СК8. Получено решение системы векторных уравнений, на основании которых проведены исследования влияния динамических погрешностей рычажного механизма на положение его звеньев. Обнаружена упругая деформация шатунов, которая является следствием наличия избыточных связей в механизме. Для устранения упругой деформации звеньев предложены конструктивные изменения в кинематической схеме рычажного механизма.

Ключевые слова: вектор, механизм, станок-качалка, шарнир, структурная схема, звено, избыточные связи

В нефтедобывающей промышленности штанговыми глубинными насосами эксплуатируется большая часть действующих нефтяных скважин. Важным узлом штанговой глубинно-насосной установки является привод, предназначенный для приведения при помощи штанг в возвратно-поступательное движение плунжера глубинного насоса, который находится в скважине. Кроме этой основной функции, при помощи привода насоса производится пуск, остановка и регулировка производительности глубинного насоса путем изменения параметров режима откачки.

Наиболее распространенным из различных видов приводов штанговых насосов является балансирующий привод механического действия, называемый на практике станком-качалкой.

Особое влияние на работу станка-качалки оказывает преобразующий механизм, являющийся кривошипно-коромысловым механизмом. Надежная работа привода зависит от надлежащего состояния узлов рычажного механизма привода глубинного насоса.

Эксплуатация привода показывает, что соединение шатунов с кривошипом быстро изнашивается [1]. Вследствие нагрузки зазоры, которые возникают в соединениях, увеличиваются, приводя в отдельных случаях к разрушению стенок между соседними отверстиями в кривошипе. Ряд исследований направлен на решение этой проблемы.

Так, в работе [2] исследовано влияние зазоров в соединениях кривошипа с выходным валом редуктора, которые возникают в результате износа

элементов соприкасающихся деталей в процессе работы на деформацию шатуна рычажного механизма. Проведен анализ структурного несовершенства рычажных механизмов станков-качалок и предложены варианты новых структурных схем механизмов без избыточных связей. Для достижения надежного соединения шатуна с кривошипом исследована зависимость величины момента затяжки гайки узла от внешней нагрузки и предложены рекомендации по определению оптимального усилия затяжки [3].

Однако при исследованиях пространственный рычажный механизм привода станка-качалки рассматривался упрощенно, как плоский. При таком упрощении невозможно учесть реальное перераспределение сил между звеньями пространственного механизма от внешней нагрузки и влияние зазоров в соединениях, возникающих в процессе износа, на положение звеньев в пространстве.

Авторами данной работы проведены исследования влияния динамических погрешностей на положение и деформацию звеньев, разработан алгоритм определения скоростей и ускорений звеньев пространственного рычажного механизма и предложены пути совершенствования конструкции.

При работе станка-качалки звенья механизма перемещаются с некоторыми отклонениями или погрешностями от движения, рассчитанного теоретически. Одна из причин возникновения погрешностей кроется в технологии изготовления звеньев механизма и обусловлена погрешностями измерительных и рабочих инструментов, погреш-

ностями станочного оборудования, на котором изготавливаются звенья. Другая причина — деформация звеньев механизма под действием внешней нагрузки, износ контактирующих деталей, возникающий в процессе длительной работы привода. Такие погрешности называют динамическими погрешностями механизма [4].

Исследования проводились для механизма станка-качалки модели СК8-3,5-4000. Кинематическая схема пространственного шестизвенного кривошипно-коромыслового механизма (рисунок 1) состоит из сдвоенного кривошипа 1, двух шатунов 2 и 3, траверсы 4 и балансира 5. Шатуны соединены с кривошипом и траверсой кинематическими вращательными парами V класса (шарниры A, B, A_1, B_1). Балансир с траверсой соединен сферической парой D III класса, а со стойкой — вращательной парой V класса (шарнир C). Исследуемый механизм является пространственным. Степень подвижности механизма $W = 1$. В таких замкнутых кинематических цепях могут присутствовать избыточные связи. Какие именно связи избыточные указать трудно, их можно только подсчитать:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 6 + 3 \cdot 1 = 4, \quad (1)$$

где n — число подвижных звеньев в механизме; p_1, \dots, p_5 — число кинематических пар соответственно 1-го, 2-го, 3-го, 4-го и 5-го классов.

Таким образом, в конструкции рычажного механизма станка-качалки присутствуют четыре избыточных связи. Наличие избыточных связей в механизме требует повышенной точности изготовления элементов кинематических пар для устранения дополнительных нагрузок на звенья механизма вследствие их деформации. Эти деформации порождают дополнительные нагрузки на звенья, увеличивая силы трения в кинематических парах.

Условием оптимальной нагрузки отдельных звеньев исполнительного механизма есть парал-

лельное положение между собой шатунов 2, 3 и веток кривошипа OA и OA_1 . При выполнении таких условий оба шатуна и ветки кривошипа будут воспринимать одинаковые нагрузки.

Положение звеньев в пространстве, в определенный момент времени, будет определять углы $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$, которые они образуют соответственно с осями пространственной системы координат x, y, z , а положение веток кривошипа — углы φ_1 и φ_1' . Оси шарниров A и A_1 , которыми соединены шатуны с кривошипом, параллельны к оси z . Поэтому оба шатуна всегда будут занимать перпендикулярное положение к оси z ($\gamma_2 = \gamma_3 = 90^\circ$), при условии, что $\varphi_1 = \varphi_1'$.

Кинематические исследования механизма выполняем методом замкнутых векторных контуров [5]. В замкнутых кинематических цепях звенья, соединяясь между собой, образуют замкнутые контуры. Число таких контуров в исследуемом механизме можно определить по формуле:

$$k = p - n = 7 - 5 = 2,$$

где p — число кинематических пар всех классов; n — число подвижных звеньев.

На схеме механизма (см. рисунок 1) это будут контуры $OABDCMNO$ и $NO_1A_1B_1DCMN$.

Положения звеньев рычажного механизма определяются из условия замкнутости векторных контуров

$$l_{OA} + l_{AB} + l_{BD} + l_{DC} = l_{ON} + l_{NM} + l_{MC}; \quad (2)$$

$$l_{NO_1} + l_{O_1A_1} + l_{A_1B_1} + l_{B_1D} + l_{DC} = l_{NM} + l_{MC}. \quad (3)$$

Уравнения (2), (3) перепишем в следующем виде:

$$l_{OA}e_{OA} + l_{AB}e_{AB} + l_{BD}e_{BD} + l_{DC}e_{DC} = l_{ON}e_{ON} + l_{NM}e_{NM} + l_{MC}e_{MC}; \quad (4)$$

$$l_{NO_1}e_{NO_1} + l_{O_1A_1}e_{O_1A_1} + l_{A_1B_1}e_{A_1B_1} + l_{B_1D}e_{B_1D} + l_{DC}e_{DC} = l_{NM}e_{NM} + l_{MC}e_{MC}. \quad (5)$$

где e_i — орты, соответствующих векторов l_i .

В принятых обозначениях индекс указывает на направление вектора. Например, вектор l_{OA} направлен из точки O в точку A , такое же направление имеет его орт e_{OA} .

Орты запишем в виде одномерного массива

$$e_i = \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{pmatrix} \text{ или в виде транспонированной}$$

$$\text{матрицы } e_i = (x_i \ y_i \ z_i)^T,$$

где x_i, y_i, z_i — направляющие косинусы орта соответственно к осям x, y, z .

Таким образом

$$e_{AB} = \begin{pmatrix} x_{AB} \\ y_{AB} \\ z_{AB} \end{pmatrix}, e_{A_1B_1} = \begin{pmatrix} x_{A_1B_1} \\ y_{A_1B_1} \\ z_{A_1B_1} \end{pmatrix}, e_{BD} = \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix},$$

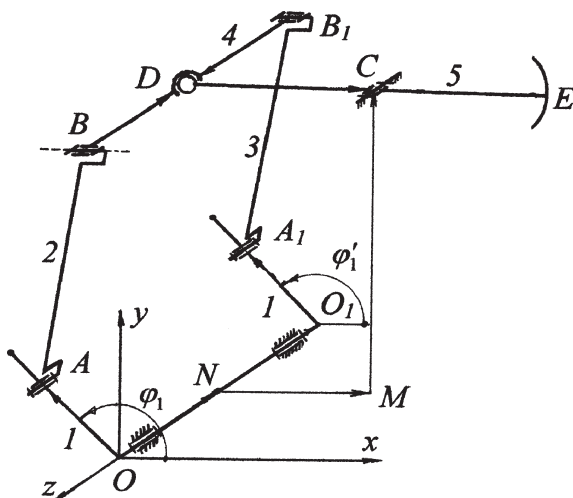


Рисунок 1 — Кинематическая схема станка-качалки

$$\mathbf{e}_{B1D} = - \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix}, \mathbf{e}_{DC} = \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ 0 \end{pmatrix}, \mathbf{e}_{OA} = \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \\ \sin\varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{e}_{O1A1} = \begin{pmatrix} \cos\varphi'_1 \\ \sin\varphi'_1 \\ 0 \end{pmatrix}, \mathbf{e}_{NO1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix}, \mathbf{e}_{ON} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{e}_{NM} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \mathbf{e}_{MC} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

С учетом векторной записи орт векторные уравнения (2) и (3) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} & l_{OA} \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \\ \sin\varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix} + l_{AB} \begin{pmatrix} x_{AB} \\ y_{AB} \\ z_{AB} \end{pmatrix} + l_{BD} \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix} + \\ & + l_{DC} \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ 0 \end{pmatrix} = l_{ON} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} + l_{NM} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + l_{MC} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}; \\ & l_{NO1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{pmatrix} + l_{O1A1} \begin{pmatrix} \cos\varphi'_1 \\ \sin\varphi'_1 \\ 0 \end{pmatrix} + l_{A1B1} \begin{pmatrix} x_{A1B1} \\ y_{A1B1} \\ z_{A1B1} \end{pmatrix} - \\ & - l_{B1D} \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix} + l_{DC} \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ 0 \end{pmatrix} = l_{NM} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + l_{MC} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (6)$$

Система уравнений (6) содержит одиннадцать неизвестных скалярных величин $x_{AB}, y_{AB}, z_{AB}, x_{A1B1}, y_{A1B1}, z_{A1B1}, x_{BD}, y_{BD}, z_{BD}, x_{DC}, y_{DC}$, которые определяют положения звеньев в пространстве. Дополним систему уравнений (6) дополнительными условиями, которым должны соответствовать неизвестные параметры. Векторы орт $\mathbf{e}_{AB}, \mathbf{e}_{A1B1}, \mathbf{e}_{BD}, \mathbf{e}_{DC}$ перемножим скалярно между собой, получим:

$$\mathbf{e}_{AB} \cdot \mathbf{e}_{AB} = 1 \text{ или } x_{AB}^2 + y_{AB}^2 + z_{AB}^2 = 1; \quad (7)$$

$$\mathbf{e}_{A1B1} \cdot \mathbf{e}_{A1B1} = 1 \text{ или } x_{A1B1}^2 + y_{A1B1}^2 + z_{A1B1}^2 = 1; \quad (8)$$

$$\mathbf{e}_{BD} \cdot \mathbf{e}_{BD} = 1 \text{ или } x_{BD}^2 + y_{BD}^2 + z_{BD}^2 = 1; \quad (9)$$

$$\mathbf{e}_{DC} \cdot \mathbf{e}_{DC} = 1 \text{ или } x_{DC}^2 + y_{DC}^2 + z_{DC}^2 = 1. \quad (10)$$

После определения направляющих косинусов, которые определяют положения звеньев механизма, звенья представим векторами в следующем виде:

$$l_1 = l_{OA} \begin{pmatrix} \cos\varphi_1 \\ \sin\varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}; l_{11} = l_{O1A1} \begin{pmatrix} \cos\varphi'_1 \\ \sin\varphi'_1 \\ 0 \end{pmatrix};$$

$$l_2 = l_{AB} \begin{pmatrix} x_{AB} \\ y_{AB} \\ z_{AB} \end{pmatrix}; l_3 = l_{A1B1} \begin{pmatrix} x_{A1B1} \\ y_{A1B1} \\ z_{A1B1} \end{pmatrix};$$

$$l_4 = l_{BD} \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix}; l_{41} = -l_{B1D} \begin{pmatrix} x_{BD} \\ y_{BD} \\ z_{BD} \end{pmatrix}; l_5 = l_{DC} \begin{pmatrix} x_{DC} \\ y_{DC} \\ 0 \end{pmatrix}.$$

После чего, уравнения (2), (3) примут вид

$$l_1 + l_2 + l_4 + l_5 = l_{ON} + l_{NM} + l_{MC}, \quad (11)$$

$$l_{NO1} + l_{11} + l_3 + l_{41} + l_5 = l_{NM} + l_{MC}. \quad (12)$$

Дифференцируя уравнения (11), (12) по времени, получим систему уравнений, с помощью которой определим скорости звеньев механизма:

$$\begin{aligned} \omega_1 \cdot l_1 + \omega_2 \cdot l_2 + \omega_4 \cdot l_4 + \omega_5 \cdot l_5 &= 0; \\ \omega_1 \cdot l_{11} + \omega_3 \cdot l_3 + \omega_4 \cdot l_{41} + \omega_5 \cdot l_5 &= 0. \end{aligned} \quad (13)$$

В системе уравнений (13) угловая скорость кривошипа задана в векторной форме $\omega_1 = (00 \omega_1)^T (c^{-1})$. Необходимо определить угловые скорости звеньев механизма $\omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5$.

Для определения ускорения звеньев механизма, дифференцируем по времени систему уравнений (13), в результате получим два векторных уравнения:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 \cdot l_1 + \omega_1 \cdot (\omega_1 \cdot l_1) + \varepsilon_2 \cdot l_2 + \omega_2 \cdot (\omega_2 \cdot l_2) + \varepsilon_4 \cdot l_4 + \\ + \omega_4 \cdot (\omega_4 \cdot l_4) + \varepsilon_5 \cdot l_5 + \omega_5 \cdot (\omega_5 \cdot l_5) &= 0; \\ \varepsilon_1 \cdot l_{11} + \omega_1 \cdot (\omega_1 \cdot l_{11}) + \varepsilon_3 \cdot l_3 + \omega_3 \cdot (\omega_3 \cdot l_3) + \\ + \varepsilon_4 \cdot l_4 + \omega_4 \cdot (\omega_4 \cdot l_{41}) + \varepsilon_5 \cdot l_5 + \omega_5 \cdot (\omega_5 \cdot l_5) &= 0, \end{aligned} \quad (14)$$

где ε_1 — вектор углового ускорения кривошипа, модуль и направление которого задается $\varepsilon_1 = (00 \varepsilon_1)^T$; $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4, \varepsilon_5$ — векторы угловых ускорений звеньев механизма, которые подлежат определению. Определив угловые скорости и ускорения звеньев механизма можно легко найти линейную скорость и ускорение точки подвеса штанг:

$$V_E = \omega_5 \cdot l_{CE}; \quad (15)$$

$$\mathbf{a}_E = \varepsilon_5 \cdot l_{CE} + \omega_5 \cdot (\omega_5 \cdot l_{CE}), \quad (16)$$

где $l_{CE} = l_{CE}(x_{DC} y_{DC} 0)^T$.

Решения уравнений (6)...(10) и (13), (14) найдены с помощью программного пакета Mathcad [6]. На рисунке 2 приведены графики скорости и ускорения точки подвеса штанг.

При исследовании положений звеньев механизма сначала был рассмотрен вариант, когда ветки кривошипа OA и $O1A1$ вращались параллельно ($\varphi_1 = \varphi'_1$). На рисунке 3 приведены графики движения шатунов 2 и 3. Графики обоих шатунов совпадают, поскольку они движутся параллельно. Оси шатунов перпендикулярны к оси z ($\gamma_2 = \gamma_3 = 90^\circ$). Траверса 4 во время движения занимает параллельное положение к оси z ($\gamma_4 = 0^\circ$) и перпендикулярное — к осям x и y ($\alpha_4 = \beta_4 = 90^\circ$).

Под действием нагрузки происходит износ шпоночных и шарнирных соединений звеньев и, как следствие, появляются зазоры в этих соединениях.

Рассмотрим случай, когда износу подверглось шпоночное соединение в месте крепления

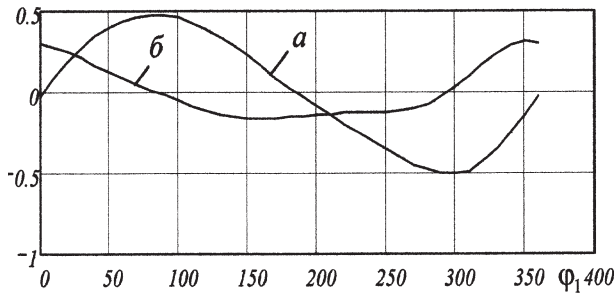


Рисунок 2 — График кинематических параметров точки подвеса насосных штанг: а — график скорости; б — график ускорения

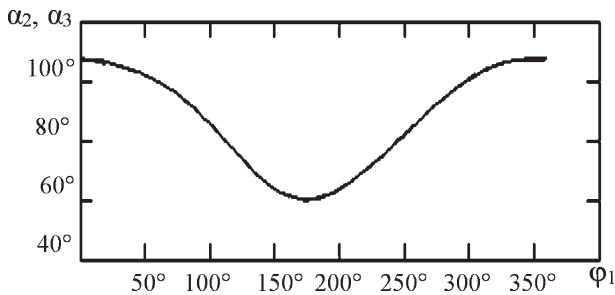


Рисунок 3 — Графики изменения положения штангов за период одного оборота кривошипа

кривошипа к выходному валу редуктора. В результате этого ветки кривошипа OA и OA_1 становятся непараллельными, т. е. возникает погрешность между их положениями $\Delta\varphi_1 = \varphi_1 - \varphi_1'$. Исследуем, какое влияние будет иметь такая погрешность на положение штангов при работе станка-качалки. Расчеты проведем для трех значений погрешности $\Delta\varphi_1 = 1^\circ, 2^\circ$ и 3° .

Исследования показали, что при появлении динамической погрешности в механизме $\Delta\varphi_1$ штанги испытывают упругие деформации. Так, на рисунке 4 приведены графики положения штангов относительно к оси z , на протяжении одного оборота кривошипа, что соответствуют значениям погрешности $\Delta\varphi_1 = 1^\circ, 2^\circ, 3^\circ$. При отсутствии погрешности ($\Delta\varphi_1 = 0^\circ$) штанги 2 и 3 движутся строго в вертикальных плоскостях (см. рисунок 4 — прямая 1). Возникновение погрешности приводит к отклонению штангов от вертикали (см. рисунок 4 — кривые 2, 3 и 4). Но оси шарниров A и A_1 конструктивно всегда параллельны к оси z и делают не-

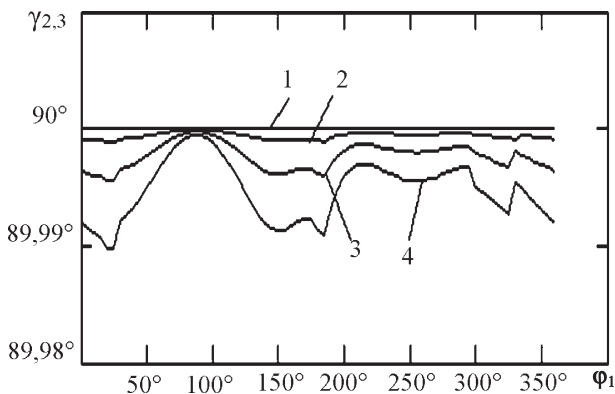


Рисунок 4 — Влияние погрешности $\Delta\varphi_1$ на положение штангов относительно оси z :
1 — $\Delta\varphi_1 = 0^\circ$; 2 — $\Delta\varphi_1 = 1^\circ$; 3 — $\Delta\varphi_1 = 2^\circ$; 4 — $\Delta\varphi_1 = 3^\circ$

возможным отклонение штангов от оси u . Это значит, что отклонение штангов, в процессе движения, от вертикальной оси происходит за счет их упругой деформации.

Положение штангов 2, 3 в плоскости xou относительно к оси u определяют соответственно углы β_2 и β_3 . Разница между этими углами $\Delta\beta_{2,3} = \beta_2 - \beta_3$ показывает, параллельны штанги или нет. На рисунке 5 показаны результаты исследования влияния погрешности $\Delta\varphi_1$ на взаимное расположение штангов во время движения. Очевидно, что в один период времени штанг 3 отстает в перемещении от штанга 2 ($\beta_2 > \beta_3$), а в другой период времени — опережает ($\beta_2 < \beta_3$). Максимальный угол между штангами достигает $\Delta\beta_2 = 1,435^\circ$. Штанги крепятся к траверсе цилиндрическими шарнирами B и B_1 . Эти шарниры исключают вращательное движение штангов вокруг оси траверсы. Принимая во внимание то, что жесткость траверсы на кручение значительно превышает жесткость штанга на изгиб, делаем вывод, что штанги смещаются в вертикальной плоскости xou один относительно другого за счет их упругой деформации.

Рассмотрим положение траверсы относительно к оси z в процессе работы привода. Как было сказано раньше, при отсутствии динамических погрешностей траверса перемещается параллельно к оси z . На рисунке 6 показаны положения траверсы относительно к оси z во время работы привода при появлении динамической погрешности $\Delta\varphi_1$. Для разных значений погрешности построены графики изменения угла γ_4 между осью траверсы и осью z . Отклонение траверсы от оси z в горизонтальной плоскости вызывает закручивание штангов вокруг своей оси. Угол закручивания штанга φ_k достигает почти 2° .

Таким образом, появление динамической погрешности $\Delta\varphi_1$ между ветками кривошипа вызывает упругую вращательную и поперечную деформацию штангов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Отклонения штангов в вертикальной плоскости uoz незначительны. Максимальный угол отклонения составляет менее $0,015^\circ$. Соответственно и усилия,

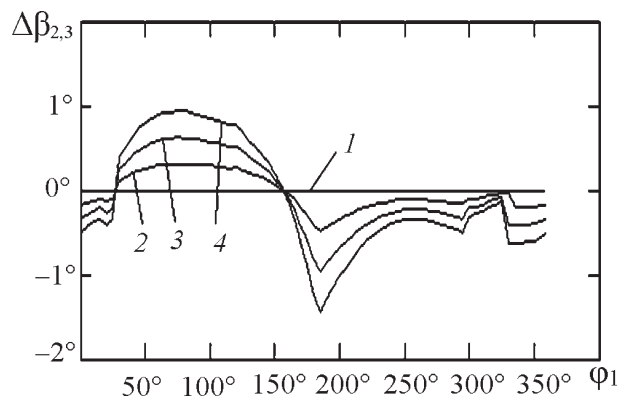


Рисунок 5 — Влияние погрешности $\Delta\varphi_1$ на взаимное положение штангов: 1 — $\Delta\varphi_1 = 0^\circ$; 2 — $\Delta\varphi_1 = 1^\circ$; 3 — $\Delta\varphi_1 = 2^\circ$; 4 — $\Delta\varphi_1 = 3^\circ$

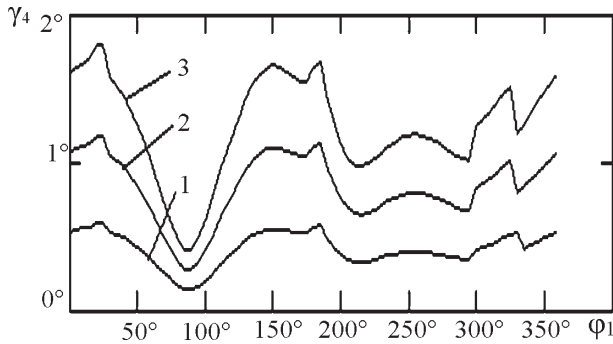


Рисунок 6 — Влияние погрешности $\Delta\varphi_1$ на деформацию кручения шатунов: 1 — $\Delta\varphi_1 = 1^\circ$; 2 — $\Delta\varphi_1 = 2^\circ$; 3 — $\Delta\varphi_1 = 3^\circ$

вызванные упругой деформацией шатунов, достаточно малые, т. е. ими можно пренебречь.

Следовательно, при расчете узлов крепления шатунов к кривошипу необходимо учитывать усилия, возникающие от упругих деформаций шатунов в рычажном механизме с избыточными связями станка-качалки.

Уменьшить дополнительную нагрузку на звенья механизма и предотвратить разрушение шарниров возможно устранением избыточных связей в конструкции механизма станка-качалки.

Устранение избыточных связей осуществляется заменой степени подвижности отдельных кинематических пар [7]. При этом возможно найти несколько вариантов механизма без избыточных связей.

Так, для исследуемого механизма обе вращательные пары A и A_1 заменить сферическими III класса (рисунок 7 а) — первый вариант, или четыре вращательные пары A , A_1 и B , B_1 заменить сферическими с пальцем IV класса (см. рисунок 7 б) — второй вариант. Легко проверить по формуле (1), что в двух вариантах механизма отсутствуют избыточные связи.

Наиболее рациональной является схема, которая изображена на рисунке 7 б. Во-первых, как показали исследования, в шарнирах A , A_1 и B , B_1 размещены избыточные связи, которые необходимо устранить. Это позволит шатунам занимать свободное положение в пространстве не деформируясь. Во-вторых, конструктивно не сложно заменить вращательные кинематические пары на сферические с пальцем. Для этого достаточно в шарнирах A ,

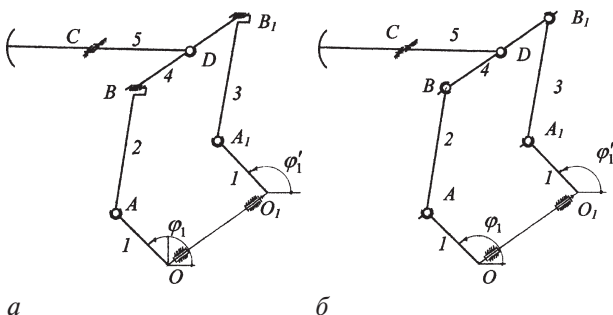


Рисунок 7 — Структурная схема станка-качалки без избыточных связей

A_1 и B , B_1 установить сферические подшипники и ограничить вращение шатунов вокруг своей оси.

Представленный алгоритм кинематического анализа пространственного шестизвенного рычажного механизма привода станка-качалки позволяет:

- установить влияние динамических погрешностей рычажного механизма на положение его звеньев;
- выявить упругую деформацию отдельных звеньев механизма (шатунов), которая является следствием присутствия избыточных связей в механизме;
- внести конструктивные изменения кинематической схемы рычажного механизма с целью устранения негативных явлений, которые описаны выше.

Список обозначений

- W — степень подвижности механизма;
- q — количество избыточных связей;
- n — число подвижных звеньев в механизме;
- p_i — число кинематических пар в механизме i -го класса;
- k — число векторных контуров;
- α_i — угол между звеном и осью x ;
- β_i — угол между звеном и осью y ;
- γ_i — угол между звеном и осью z ;
- φ_1, φ_1' — углы между ветками кривошипа и осью x ;
- I_i — геометрический вектор совмещенный с звеном механизма;
- e_i — орт вектора;
- x_i — направляющий косинус угла между ортом и осью x ;
- y_i — направляющий косинус угла между ортом и осью y ;
- z_i — направляющий косинус угла между ортом и осью z ;
- ω_i — угловая скорость i -го звена механизма;
- ε_i — угловое ускорение i -го звена механизма;
- V_i — абсолютная скорость i -ой точки механизма;
- a_i — абсолютное ускорение i -ой точки механизма.

Список литературы

1. Бочарников, В.Ф. Справочник мастера по ремонту нефтегазового технологического оборудования: учеб.-практич. пособие / В.Ф. Бочарников. — М.: Инфра-Инженерия, 2008. — Т. 2. — 574 с.
2. Крижанівський, Є.І. Аналіз структурних схем виконавчих механізмів верстатів-качалок / Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.Я. Попович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2007. — № 2. — С. 73–76.
3. Попович, В.Я. Дослідження причини зносу вузла з'єднання кривошипа та шатуна верстата-качалки / В.Я. Попович, В.Р. Харун // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — 2013. — № 4. — С. 60–66.
4. Бруевич, Н.Г. Точность механизмов / Н.Г. Бруевич. — Л.: Издат. технико-теоретич. лит.-ры, 1946. — 352 с.
5. Зиновьев, В.Я. Пространственные механизмы с низшими парами / Кинематический анализ и синтез. — М.: Издат. технико-теоретич. лит.-ры, 1952. — 431 с.
6. Гурский, Д.А. Вычисления в Mathcad 12 / Д.А. Гурский, Е.С. Турбинов. — СПб.: Издат. дом «Питер», 2006. — 544 с.
7. Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. — 4-е изд., испр. — М.: Высш. шк., 2003. — 496 с.

POPOVICH VasyI Ya.

Assistant of the Department of Machines Mechanics¹
E-mail: v.popovych1966@gmail.com

SENCISHAK VasyI M.

Assistant Professor of the Department of Machines Mechanics¹

KHARUN Viktor R., Cand. Techn. Sc.

Assistant Professor of the Department of Machines Mechanics¹
¹Ivano-Frankovsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankovsk, Ukraine

Received 06 April 2015.

IMPROVEMENT OF LINKAGE DRIVE PUMPING UNIT CONSTRUCTION

By means of vector algebra, kinematics analysis algorithm of spatial six-membered linkage drive pumping unit model SK8 is developed. Authors obtain decision of system of vector equations, on the basis of which the effect of dynamic errors linkage to the position of its links is investigated. The elastic deformation of rods is detected, which is a consequence of the presence of redundant links in the mechanism. To eliminate elastic deformation of the units, design changes in the kinematic scheme of the lever mechanism are proposed.

Keywords: vector, mechanism, pumping unit, hinge, block diagram, link, redundant links

References

1. Bocharnikov V.F. *Spravochnik mastera po remontu neftegazovogo tehnologicheskogo oborudovaniya: uchebno-prakticheskoe posobie* [Handbook for master of oil and gas technological equipment repair: educational and practical guide]. Moscow, vol. 2, 2008. 574 p.
2. Krizhanivskij E.I., Malko B.D., Popovich V.Ja. Analiz strukturnyh shem ispolnitelnyh mehanizmov stankov-kachalok [Analysis of block diagrams of actuator pumping-units]. *Razvedka i razrabotka nefjtjanyh i gazovyh mestorozhdenij* [Prospecting and Development of Oil and Gas Fields], 2007, no. 2, pp. 73–76.
3. Popovich V.Ja., Harun V.R. Issledovanie prichiny iznosa uzla soedinenija krivoshipa i shatuna stanka-kachalki [Research of the reasons of connection unit: crank and connection rod pumping unit wear]. *Razvedka i razrabotka nefjtjanyh i gazovyh mestorozhdenij* [Prospecting and Development of Oil and Gas Fields], 2013, no. 4, pp. 60–66.
4. Bruevich N.G. *Tochnost mehanizmov* [Accuracy of mechanism]. Leningrad, 1946. 352 p.
5. Zinovev V.Ja. *Prostranstvennyye mehanizmy s nizshimi parami. Kinematicheskij analiz i sintez* [Spatial mechanisms with lower pairs. Kinematic analysis and synthesis]. Moscow, 1952. 431 p.
6. Gurskij D.A., Turbinov E.S. *Vychislenija v Mathcad 12* [Calculation in Mathcad 12]. St. Petersburg, 2006. 544 p.
7. Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. [et al.]. *Teorija mehanizmov i mehanika mashin* [Theory of mechanisms and machines mechanics]. Moscow, 2003. 496 p.