

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИНИ ЗНОСУ ВУЗЛА З'ЄДНАННЯ КРИВОШИПА ТА ШАТУНА ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ

В.Я. Попович, В.Р. Харун

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 727147,
e-mail: m e c h t a s h @ n u n g . e d u . u a

Розглянуто питання пов'язані з аналізом експлуатаційної довговічності вузлів верстата-гойдалки, а саме – вузла з'єднання шатуна з кривошипом. Виявлено, що внаслідок тривалої експлуатації в місці з'єднання шатуна та кривошипа поступово відбувається зношування отвору в якому знаходиться палець кривошипа. Причиною цього є послаблення затяжки корончатої гайки, яка розташована на пальці кривошипа, внаслідок чого втулка починає рухатись відносно кривошипа, тобто між ними утворюється оберտальна кінематична пара. Величина зносу досягає таких значень, що руйнується стінка між сусідніми отворами кривошипа, що приводить до неможливості експлуатації верстата-гойдалки загалом. Оскільки реакція в кінематичній парі "шатун-кривошип" приводить до виникнення сили тертя між втулкою та тілом кривошипа, то для визначення цієї реакції розроблена розрахункова схема, яка враховує геометричні розміри верстата-гойдалки, його масові та інерційні характеристики. Проаналізовано характер зміни реакції в усіх кінематичних парах верстата-гойдалки. Проведено розрахунок максимальних значень реакції в кінематичній парі "шатун-кривошип" для граничних глибин підвіски свердловинного штангового насоса та різних діаметрах його плунжера. Визначено необхідні значення моменту затяжки корончатої гайки, які забезпечують надійну роботу вузла з'єднання шатуна з кривошипом.

Ключові слова: штангова насосна установка, верстат-гойдалка, кінематична пара, реакція.

Рассмотрены вопросы, связанные с анализом эксплуатационной долговечности узлов станка-качалки, а именно – узла соединения шатуна с кривошипом. Обнаружено, что вследствие длительной эксплуатации в месте соединения шатуна с кривошипом постепенно происходит изнашивание отверстия в котором находится палец кривошипа. Причиной этого есть ослабление затяжки корончатой гайки, которая расположена на пальце кривошипа, вследствие чего втулка начинает перемещаться относительно кривошипа, то есть между ними возникает вращательная кинематическая пара. Размеры износа достигают таких значений, что разрушается стенка между соседними отверстиями кривошипа, что приводит к невозможности эксплуатации станка-качалки в целом. Поскольку реакция в кинематической паре "шатун-кривошип" приводит к возникновению силы трения между втулкой и телом кривошипа, то для определения этой реакции разработана расчетная схема, которая учитывает геометрические размеры станка-качалки, его массовые и инерционные характеристики. Проанализировано характер изменения реакций для всех кинематических пар станка-качалки. Проведен расчет максимальных значений реакции в кинематической паре "шатун-кривошип" для предельных глубин подвески скважинного штангового насоса и разных диаметрах его плунжера. Определены необходимые значения момента затяжки корончатой гайки, которые обеспечивают надежную работу узла соединения шатуна с кривошипом.

Ключевые слова: штанговая насосная установка, станок-качалка, кинематическая пара, реакция.

The article deals with the issues that relate to the analysis of operational durability of the pumping unit joints and, namely, connection joint between the crank and pitman arm. It has been found out that the hole in which the crank pin is located wears down gradually in the crank and pitman arm junction point due to long operation. The reason for this is the torque retention loss of the castle nut, which is located on the crank pin. Consequently the bush starts moving in relation to the crank, i. e. the rotational kinematic pair is formed between them. The wear extents reach such values that the wall between the crank adjacent holes is destroyed. Generally it leads to the impossibility of the pumping unit operation. Since the reaction in the kinematic pair "pitman arm – crank" leads to the friction force emergence between the bush and crank body, the analytical model that takes into account the geometric dimensions of the pumping unit, its mass and inertial characteristics has been developed to determine this reaction. The nature of reaction change in all the pumping unit kinematic pairs has been analyzed. Maximum reaction values in the kinematic pair "pitman arm – crank" for limit depths of the sucker rod pumping unit hanger and different diameters of its plunger have been calculated. The required torque values of the castle nut, which ensure reliable operation of the connection joint between the crank and pitman arm, have been calculated.

Key words: sucker rod pumping unit, pumping unit, kinematic pair, reaction

Вступ

На даний час видобуток нафти із свердловин ведеться переважно свердловинними штанговими насосними установками (СПНУ), які в якості виконавчого механізму привода використовують двоплечі верстата-гойдалки. Якісна робота цих установок залежить від належного стану вузлів виконавчого механізму, тому дана робота присвячена аналізу його експлуатаційної надійності.

Аналіз сучасних вітчизняних та закордонних досліджень і публікацій

Виконавчий механізм привода сприймає навантаження, які змінюються в процесі видобутку рідини з свердловини [1]. В свою чергу така зміна приводить до низької ефективності використання потужності приводних двигунів верстатів-гойдалок [2]. Незначне відхилення геометричних розмірів ланок виконавчого механізму, яке, наприклад, може бути викликане

зносом шпонкового з'єднання у місці кріплення кривошипа до вихідного вала редуктора, є причиною виникнення додаткової сили в шатунах. Відтак, зусилля передається по шатуни нерівномірно, що порушує правильну роботу кривошипів – вони починають працювати з поштовхами [3]. Шатун з'єднується шарнірно з кривошипом за допомогою пальця кривошипа, який конусною поверхнею монтується в отвір кривошипа і через розжимну втулку затягується гайкою. Найбільшому зносу підлягають втулка, палець кривошипа та підшипник [4].

Висвітлення невіршених раніше частин загальної проблеми

Візуальний огляд ланок виконавчого механізму показав, що в місці з'єднання шатуна з кривошипом спостерігається зношування отвору, в якому знаходиться втулка кривошипа (рисунок 1).



Рисунок 1 – Вузол з'єднання шатуна з кривошипом після експлуатації

Подальша експлуатація такого вузла може привести до руйнування стінки між сусідніми отворами (рисунок 2).



Рисунок 2 – Руйнування стінки між сусідніми отворами кривошипа

Палець кривошипа 1 (рисунок 3) з однієї сторони має циліндричну форму, на якій встановлений підшипник 2, та конічну форму – з іншої, яка розміщена у втулці 3. Підшипник, в свою чергу, розміщений в нижній головці шатуна 4, а втулка – в отворі кривошипа 5. Таким чином зусилля R_{12} з шатуна передається через підшипник на палець кривошипа, потім на втулку і далі на тіло кривошипа.

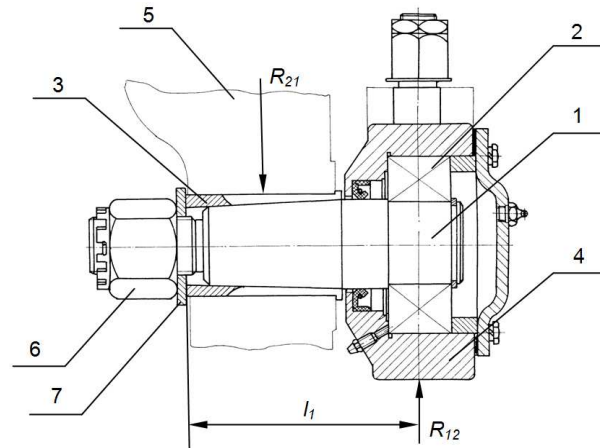


Рисунок 3 – Конструкція вузла з'єднання шатуна з кривошипом

Втулка утримується на пальці кривошипа конусною посадкою, а фіксація двома шпонками робить неможливим поворот втулки навколо осі пальця кривошипа. В той самий час провертання втулки відносно балки кривошипа унеможлиблюється за рахунок затяжки корончатої гайки 6, яка притискає шайбу 7 до втулки і, за рахунок конусної посадки, створює радіальні напруження в тілі кривошипа.

При затяжці з'єднання осьовим зусиллям F_0 (рисунок 4) на робочих ділянках b_0 та a_0 втулки виникає тиск [5]

$$q_0 = \frac{F_0}{\pi d_0 (L_0 - l_0) \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} + f \right)} \quad (1)$$

де α_k – кут конусності втулки і пальця кривошипа;

f – коефіцієнт тертя.

Під час прикладання до нижньої головки шатуна зусилля R_{12} тиски в площині прикладання цього зусилля на робочих ділянках контактуючих поверхонь кривошипа, втулки та пальця перерозподіляються відповідно до схем епюр напружень, приведені на рисунку 4 над та під деталями з'єднання. Верхня схема показує розподіл питомого тиску на контактуючих поверхнях, повернутих в напрямку дії вектора зусилля R_{12} , нижня схема – для напрямку протилежного до дії вектора.

Умовою надійної роботи з'єднання є за безпечення його повного контакту в будь-якій точці з'єднання, що виражається співвідношенням

$$q_{\min} = q_0 - \frac{4}{\pi} \frac{F_0}{d_0 L_0} \left(2 + 3 \frac{L_1}{L_0} \right) \frac{1}{1 - \left(\frac{l_0}{L_0} \right)^2} > 0. \quad (2)$$

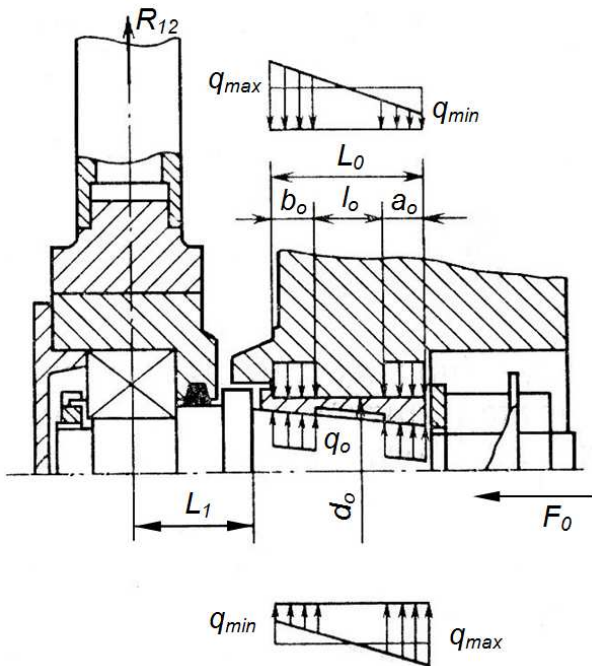


Рисунок 4 – Схема вузла шарнірного з'єднання шатуна з кривошипом

З іншого боку, максимальний контактний тиск в з'єднанні не повинен перевищувати допустимий q^{adm}

$$q_{max} = q_0 + \frac{4}{\pi} \frac{F_0}{d_0 L_0} \left(2 + 3 \frac{L_1}{L_0} \right) \frac{1}{1 - \left(\frac{l_0}{L_0} \right)^2} \leq q^{adm} \quad (3)$$

Оптимальне відношення між довжинами ділянок b_0 та a_0

$$a_0 / b_0 = \frac{1 + 3L_1 / L_0}{2 + 3L_1 / L_0} \quad (4)$$

Для пари втулка (сталь 45) – кривошип (чавун СЧ18-36) $q^{adm} = 140$ МПа.

Враховуючи вирази (1) та (2) оптимальне зусилля зтяжки

$$F_0 = \frac{4R_{12}(2 + 3L_1 / L_0) \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha_k}{2} + f \right)}{1 + l_0 / L_0} \quad (5)$$

Враховуючи значення зусилля зтяжки можна визначити рекомендований момент зтяжки за формулою [6]

$$M_{зам} \approx 0,15 \cdot F_0 \cdot d \quad (6)$$

де d – зовнішній діаметр різьби.

При послабленні зтяжки корончатої гайки 6 втулка 3 починає рухатись відносно кривошипа, тобто між ними утворюється оберտальна кінематична пара, схема розподілу сил якої показана на рисунку 5 [7].

Зі сторони шатуна до втулки прикладена реакція R_{21} , і, оскільки втулка має можливість повертатись з кутовою швидкістю ω , діє також момент тертя M_m , наслідком якого є виникнення сили тертя F_m , яка сприяє поступовому зносу балки кривошипа. Внаслідок цього точка прикладання реакції зміщується з лінії дії сили

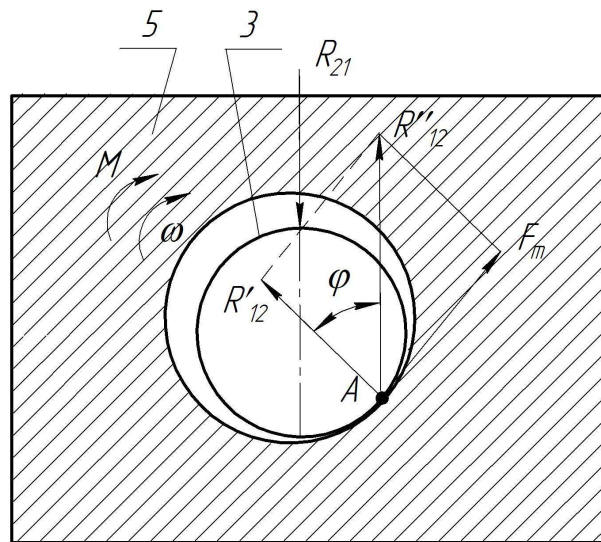


Рисунок 5 – Розподіл сил в кінематичній парі втулка-кривошип

R_{21} в точку А і її можна визначити за формулою:

$$F_m = R'_{12} \cdot f = R''_{12} \cdot f \cdot \cos \varphi \quad (7)$$

де φ – кут тертя.

Момент тертя між втулкою та тілом кривошипа буде визначатись за формулою:

$$M_m = f \cdot R_{12} \cdot r_{em} \quad (8)$$

де $f = 0,3$ – коефіцієнт тертя спокою між матеріалом втулки та кривошипа (сталь-чавун);

r_{em} – радіус втулки.

Отвір також має чітко виражений конус більшого діаметра біля краю отвору, який можна пояснити дією згинаючого моменту:

$$M_{зг} = R_{12} \cdot l_1 \quad (9)$$

де l_1 – відстань від лінії дії сили R_{21} до шайби 7 (рисунок 3).

Формування цілі

Таким чином задача визначення сили тертя і зносу між втулкою та балкою кривошипа зводиться до визначення реакції R_{21} .

Основний матеріал

В процесі роботи на ланки виконавчого механізму верстата-гойдалки діють зовнішні сили та моменти (сила корисного опору, що діє на точку підвіски штанг, сили ваги, сили та моменти сил інерції ланок) та внутрішні сили – реакції в кінематичних парах. Зношування вузла з'єднання кривошипа з шатуном викликано реакцією R_{12} (рисунок 6), яка в роботі [8] визначена за спрощеною формулою тобто не враховувала сили та моменти сил інерції балансира.

Більш повна формула пропонується нижче:

$$R_{12} = \frac{k_1}{k} \times \frac{(F_{ko} + m_{\Sigma} \cdot g) \cdot \cos(\pi - \varphi_3) + \Phi_{\Sigma} \cdot \cos \varphi_3 + M_{\varphi_3}}{\cos(\nu)} \quad (10)$$

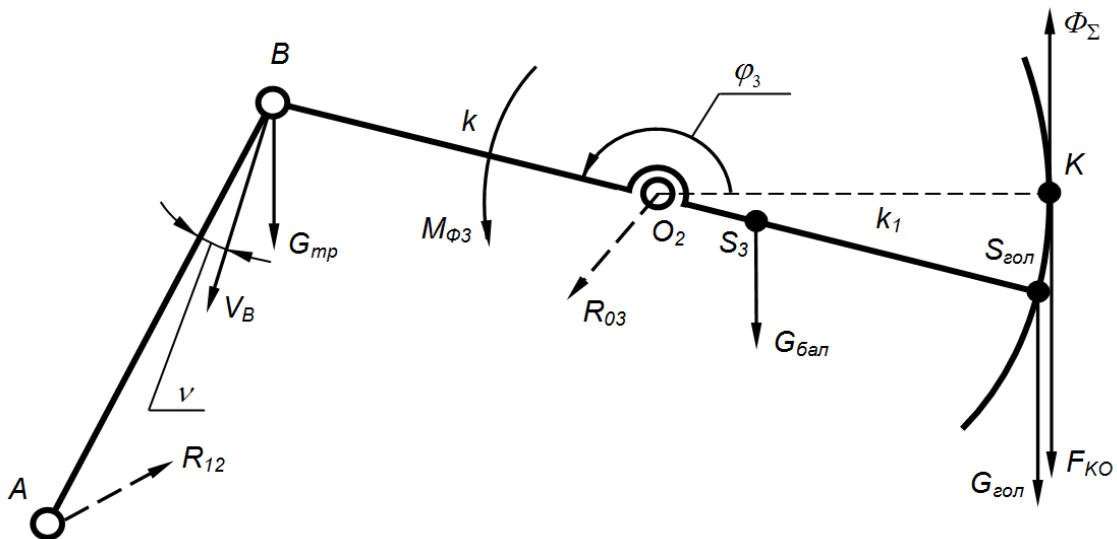


Рисунок 6 – Розрахункова схема для силового розрахунку вузла “шатуна-балансир” верстата-гойдалки

де k, k_1 – довжина заднього та переднього плечей балансира;

F_{ko} – сила корисного опору, що діє в точці підвіски штанг;

Φ_{Σ} – сила інерції від зведеної маси m_{Σ}

$$\Phi_{\Sigma} = m_{\Sigma} \cdot a_{\Sigma}^y = m_{\Sigma} \cdot k_1 \cdot \Pi''_{\varphi_3}; \quad (11)$$

M_{φ_3} – момент сили інерції балансира

$$M_{\varphi_3} = \varepsilon_3 \cdot J_{S3} = (\Pi''_{\varphi_3} \cdot \omega_1^2 + \Pi'_{\varphi_3} \cdot \varepsilon_1) \cdot J_{S3}; \quad (12)$$

ω_1, ε_1 – відповідно кутова швидкість та прискорення кривошипа;

$\Pi'_{\varphi_3}, \Pi''_{\varphi_3}$ – перша та друга передавальні функції балансира

$$\Pi'_{\varphi_3} = \frac{r \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{k \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}; \quad (13)$$

$$\Pi''_{\varphi_3} = - \frac{l \cdot \Pi'_{\varphi_3} - k \cdot \Pi'^2_{\varphi_3} \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{k \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} - \frac{r \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{k \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad (14)$$

m_{Σ} – маса зведена в точку підвіски штанг

$$m_{\Sigma} = \frac{m_{mp} \cdot k + m_{\delta} \cdot (k - k_1) - m_{зол} \cdot k_1}{k_1}, \quad (15)$$

де $m_{mp}, m_{\delta}, m_{зол}$ – маса траверси, тіла та головки балансира;

φ_3 – кут повороту балансира;

V – кут передачі навантаження з балансира на шатун верстата-гойдалки.

Формула (10) не враховує маси шатунів, оскільки вони незначні в порівнянні з іншими масами ланок виконавчого механізму.

Розглянемо як змінюється реакція за один оберт кривошипа. Для цього скористаємось розрахунковою моделлю виконавчого механізму верстата-гойдалки [8], яка дозволяє визначати кінематичні параметри (рисунок 7).

Положення шатуна АВ та балансира ВК в будь-який момент часу однозначно визначаються кутами φ_2 та φ_3 , які є функціями кута φ_1 – положення кривошипа. Ці кути знаходимо за наступними рівняннями:

$$\begin{cases} l \cos \varphi_2 = d_1 \cos \alpha_2 + k \cos \varphi_3, \\ l \sin \varphi_2 = d_1 \sin \alpha_2 + k \sin \varphi_3, \end{cases} \quad (16)$$

де $\alpha_2 = \arctg \left(\frac{Y_{O_2} - Y_A}{X_{O_2} - X_A} \right)$.

Кути φ_2 та φ_3 знаходимо з рисунка 7:

$$\begin{cases} \varphi_2 = \alpha_1 + \alpha_2, \\ \varphi_3 = \varphi_2 + \alpha_3, \end{cases} \quad (17)$$

де

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arccos \left(\frac{d_1^2 + l^2 - k^2}{2d_1l} \right); \\ \alpha_3 &= \arccos \left(\frac{k^2 + l^2 - d_1^2}{2kl} \right). \end{aligned} \quad (18)$$

Результати розрахунків представлені як годографи реакцій в кінематичних парах виконавчого механізму верстата-гойдалки (рисунок 8).

Розглянемо, як змінюється момент затяжки корончатої гайки при роботі на граничних глибинах підвіски свердловинного штангового насоса. Для цього проведемо розрахунок максимальних значень F_{ko} , а отже й максимальних значень реакції R_{21} , згідно рекомендованих [9] конструкцій штангових колон.

Результати розрахунків довжин штангових колон з врахуванням маси штанг та муфт приведені в таблицях 3 та 4.

Результати обчислень реакції R_{12} , осьової сили затяжки F_0 та моменту затяжки $M_{зат}$ показані в таблиці 5.

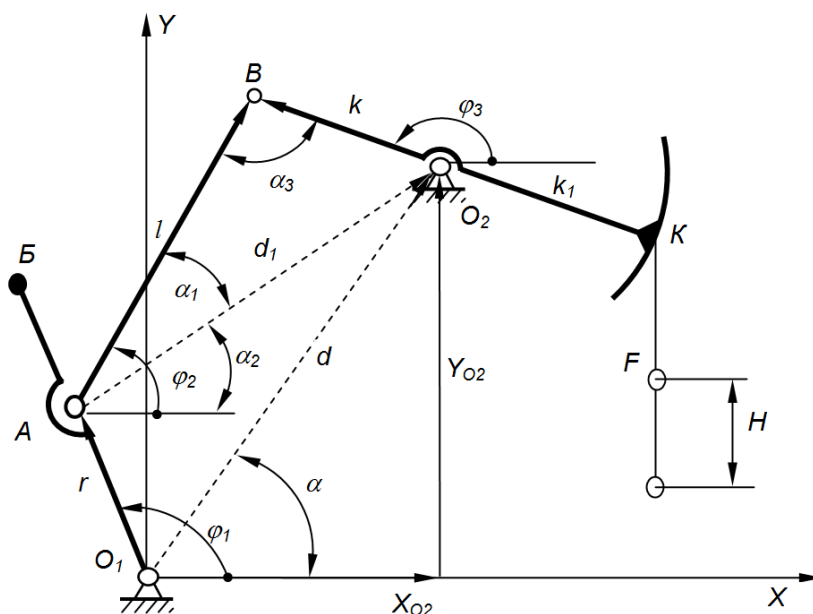


Рисунок 7 – Векторний контур механізму верстата-гойдалки

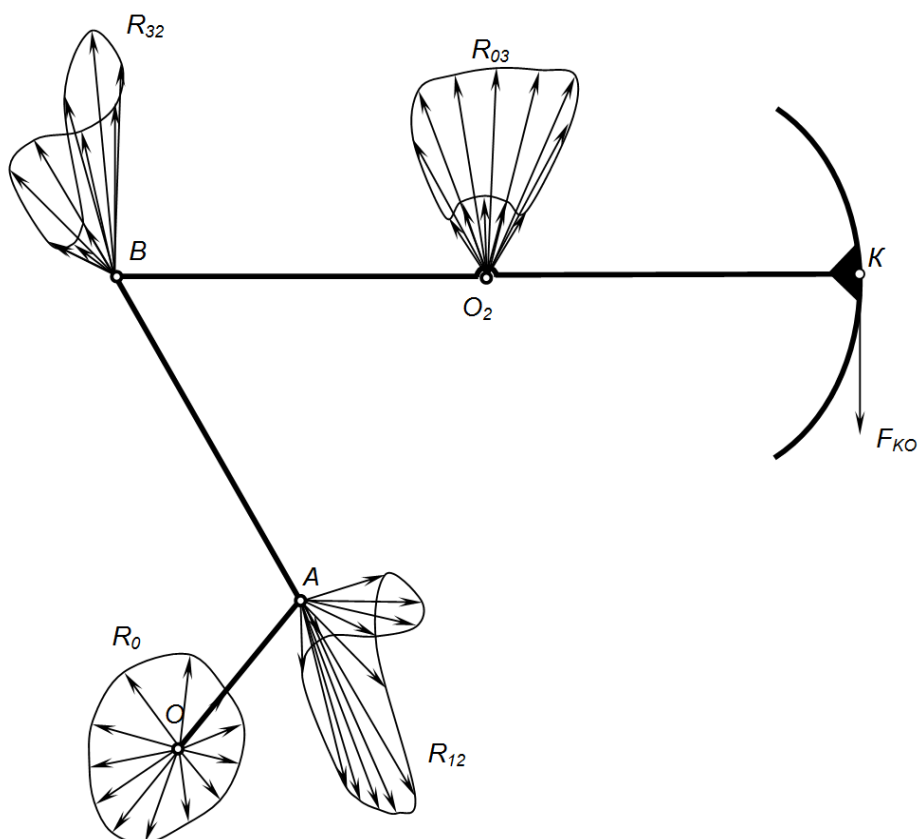


Рисунок 8 – Схема верстата-гойдалки з годографами реакцій

Таблиця 1 – Рекомендовані максимальні глибини спуску насосів на штангах із легованих сталей марок 20НМ і 15НМ (зведене напруження $\sigma_{38} = 90\text{МПа}$)

Конструкція колони	Глибина спуску (м) при діаметрі насоса (мм)						
	28	32	38	43	55	70	95
Триступінчаста	2450	2200	1900	1620	-	-	-
Двоступінчаста	-	-	-	-	1230	910	-
Одноступінчаста	-	-	-	-	-	-	610

Таблиця 2 – Конструкція колони штанг

Конструкція колони	Діаметр штанг, мм	Довжина ступенів колони, % до глибини спуску при діаметрі насоса (мм)						
		28	32	38	43	55	70	95
Триступінчаста	25	20	23	26	31	-	-	-
	22	23	26	30	35	-	-	-
	19	57	51	44	34	-	-	-
Двоступінчаста	25	-	-	-	-	40	55	-
	22	-	-	-	-	60	45	-
Одноступінчаста	25	-	-	-	-	-	-	100

Таблиця 3 – Довжини ступенів колони

Конструкція колони	Діаметр штанг, мм	Довжина ступенів колони в м (кількість штанг довжиною 8м) при діаметрі насоса (мм)						
		28	32	38	43	55	70	95
Триступінчаста	25	488(61)	504(63)	496(62)	504(63)	-	-	-
	22	560(70)	576(72)	568(71)	568(71)	-	-	-
	19	1400(175)	1120(140)	840(105)	552(69)	-	-	-
Двоступінчаста	25	-	-	-	-	496(62)	504(63)	-
	22	-	-	-	-	736(92)	408(51)	-
Одноступінчаста	25	-	-	-	-	-	-	608(76)
Загальна довжина колони	-	2448	2200	1904	1624	1232	912	608

Таблиця 4 – Маса складових колони штанг

Конструкція колони	Діаметр штанг, мм	Маса ступеня колони штанг в повітрі (кг) при діаметрі насоса (мм)						
		28	32	38	43	55	70	95
Триступінчаста	25	1930,69	1993,75	1962,3	1993,5	-	-	-
	22	1715	1764	1739,5	1739,5	-	-	-
	19	3200,75	2560,6	1920,45	1262,01	-	-	-
Двоступінчаста	25	-	-	-	-	1962,3	1993,95	-
	22	-	-	-	-	2254	1249,5	-
Одноступінчаста	25	-	-	-	-	-	-	2405,4
Конструкція колони	Діаметр штанг, мм	Маса муфт (кг) при діаметрі насоса (мм)						
		28	32	38	43	55	70	95
Триступінчаста	25	63,44	65,52	64,48	65,58	-	-	-
	22	43,4	44,64	44,02	44,02	-	-	-
	19	82,25	65,8	49,35	32,43	-	-	-
Двоступінчаста	25	-	-	-	-	64,48	65,52	-
	22	-	-	-	-	57,04	31,62	-
Одноступінчаста	25	-	-	-	-	-	-	79,04
Конструкція колони		Маса штангової колони (кг) при діаметрі насоса (мм)						
		28	32	38	43	55	70	95
Триступінчаста		7036	6495	5780	5138			
Двоступінчаста						4338	3341	
Одноступінчаста								2485

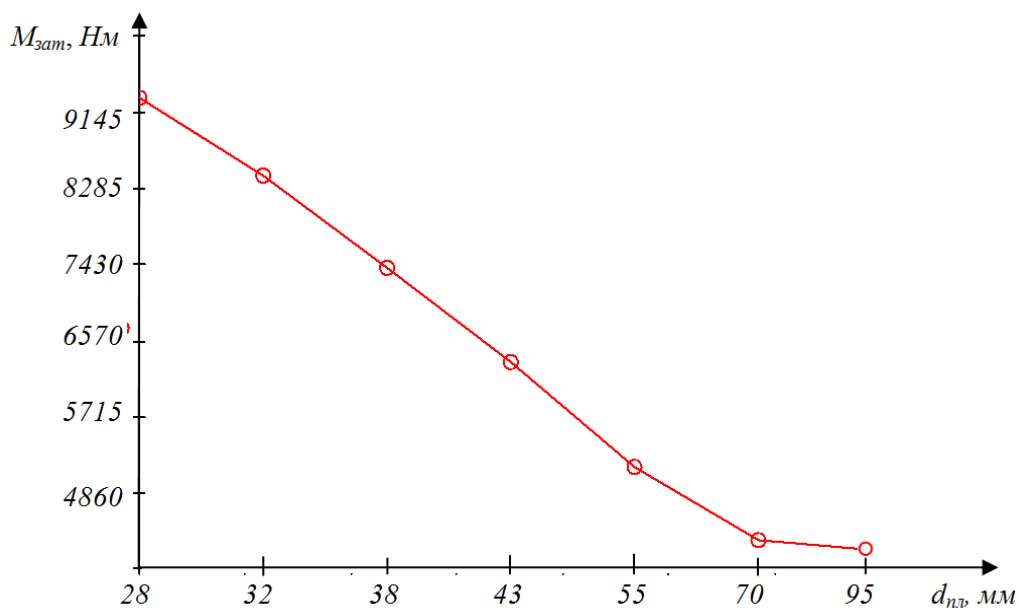


Рисунок 9 – Залежність величини моменту зтяжки від діаметра плунжера насоса

На рисунку 9 графічно проілюстровані результати розрахунків, які приведені в таблиці 5. Як видно з графіка необхідна осьова сила зтяжки, а отже й момент зтяжки, зростає зі зменшенням діаметру плунжера свердловинного насоса, оскільки такі плунжери застосовують в насосах, котрі працюють на значних глибинах, при цьому маса штангової колони є найбільшою. Залежність ця має нелінійний характер - необхідний момент зтяжки активно зростає починаючи з плунжера діаметром 43 мм.

Висновки

1. Для уникнення зносу вузла з'єднання шатуна з кривошипом в процесі експлуатації верстата-гойдалки необхідно контролювати момент зтяжки корончатої гайки.

2. Необхідний момент зтяжки залежить від максимального навантаження, тобто від конструкції колони штанг та діаметра плунжера і найбільших значень приймає при діаметрі плунжера насоса 28мм.

Література

1 Малько Б.Д. Вплив характеристик наземного та глибинного обладнання на режим роботи верстата-качалки / Б.Д.Малько, В.Р.Харун, В.Я.Попович // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2006. – № 1. – С. 65-70.

2 Малько Б.Д. Аналіз ефективності використання потужності / Б.Д.Малько, В.Я.Попович, В.Р.Харун, В.Д.Кварцяний // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1. – С. 49-52.

3 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.

4 Бочарников В.Ф. Справочник мастера по ремонту нефтегазового технологического оборудования: учебно-практическое пособие; Том 2. / В.Ф. Бочарников. – М.: Инфра-Инженерия, 2008. – 574 с.

5 Расчет и конструирование нефтепромышленного оборудования: для вузов / Л.Г.Чичеров, Г.В.Молчанов, А.М.Рабинович и др. – М.: Недра, 1987. – 422 с.

6 Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.

7 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.

8 Харун В.Р. Обгрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок: дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Івано-Франківськ, 2004. – 213 с.

9 Оркин К.Г. Расчеты в технологи и технике добычи нефти / К.Г. Оркин, А.М. Юрчук. – М.: Недра, 1967. – 380 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
08.11.13

Рекомендована до друку
професором **Крижанівським Є.І.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук **Тарабаріновим П.В.**
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)