

Машини нафтової та газової промисловості

УДК 622.673.3

DOI: 10.31471/2304-7399-2020-1(59)-151-164

КУЛАЧКОВИЙ ВУЗОЛ ФІКСАЦІЇ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВІДГВИНЧУВАННЯ ПРИХОПЛЕНИХ ТРУБ У СВЕРДЛОВИНІ

С. Ю. Гаврилів, М. М. Лях, Ю. Л. Гаврилів

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел. (03422) 42264, 42453; e-mail: public@nung.edu.ua

Підвищення ефективності ремонтних робіт при ліквідації аварій бурильних труб у свердловині є актуальним завданням нафтопромислових підприємств і досягається застосуванням спеціальних пристроїв та інструментів. Авторами запатентовано і виготовлено пристрій для відгвинчування труб в обсадній колоні з номінальним діаметром $D=114$ мм. Цикл роботи пристрою для відгвинчування труб у свердловині складається з трьох періодів: вільного ходу, заклинювання водила пристрою для відгвинчування прихоплених труб і періоду розклинювання. У статті проаналізовано умови роботи вузла фіксації пристрою протягом перших двох періодів. Запропоновано формули для визначення сили притискання кулачків до обсадної колони під час вільного ходу, а також моменту сил тертя і потужності тертя для цього випадку. Одержимо залежність максимально допустимого початкового кута заклинювання від коефіцієнта тертя і геометричних параметрів пристрою.

Планується проведення випробувань пристрою для відгвинчування труб у промислових умовах ТОВ "Факторіал" (м. Полтава).

Ключові слова: *пристрій для ліквідації аварій, кулачок, сила притискання, момент тертя, кут підйому, кут заклинювання.*

Актуальність проблеми

Аналіз розподілу аварій при прокладанні та експлуатації свердловин за видами свідчить проте, що найчастіше виникають прихоплення бурильних і обсадних колон (35-45% від загальної кількості аварій). Аварії такого виду – найтриваліші, вони займають 35-45% загального часу, витраченого на ліквідацію аварій [4]. Це обґрунтовує необхідність

створення нового засобу з ліквідації аварій у свердловинах – пристрою для перетворення правобічного обертання ловильного інструменту в лівобічне. Успішному використанню пристроїв для відгвинчування труб стоять на заваді або низька їх надійність, або малий крутний момент на ловильному інструменті, або надмірні навантаження на обсадну колону, або вузькі межі експлуатації, не кажучи про експлуатацію у відкритому стовбурі свердловини.

В ефективних пристроях особливо зацікавлені підприємства нафтогазової промисловості, які можуть в такий спосіб зменшити витрати на ремонтні роботи у свердловинах за рахунок економії коштів на придбання бурильних труб з лівобічною різьбою, особливо при експлуатації продуктивних пластів на глибині 5...7 км. Часто така бурильна колона знаходиться в оренді або експлуатується на іншій свердловині.

Огляд досліджень і публікацій

Пристрої для розгвинчування труб у свердловині можна поділити на дві основні групи:

- пристрої з перетворенням поступального руху колони в лівостороннє обертання ловильного інструменту за допомогою різноманітних гвинтових механізмів;

- пристрої з перетворенням правостороннього обертання колони у лівостороннє обертання ловильного інструменту за допомогою конічних, планетарних, синусо-кулькових та інших редукторів.

Конструкціям цих пристроїв властива спільна проблема – утримання реактивного моменту від обертання бурильної колони за рахунок фіксації в обсадній трубі. В пристроях [5, 7, 8, 16] це висувні плашки, у роботах [6, 10] запропоновано висувні якорі, в конструкції [9] передбачені висувні повзуни, а в пристрої [11] – поворотні важелі. У галузевому машинобудуванні широко застосовуються механізми вільного ходу [13, 14, 15] та ексцентрикові притискні пристрої [12].

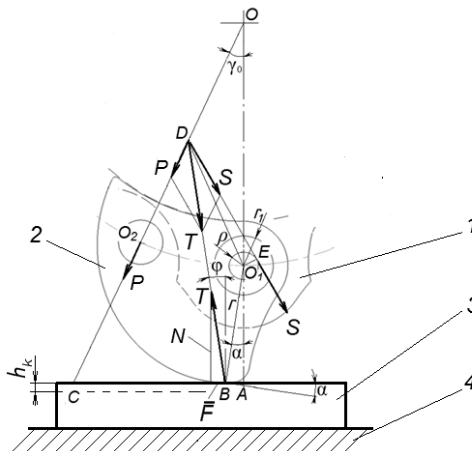
Ексцентриково-кулачковий притискач

Використання ексцентриково-кулачкових притискачів пояснюється простотою конструкції і ефективністю в роботі.

Відомо [1], що при затисканні ексцентрикового кулачка на нього діють три сили: сила відхилення P , сила реакції S від осі обертання кулачка, сила реакції T від плоскої поверхні. Під дією цих трьох сил кулачок знаходиться в рівновазі. Сила реакції T є рівнодієюю сили затиску N і сили тертя F (рис. 1).

Опорна поверхня кулачка може бути утворена переміщенням формуючої твірної по дузі кола, по спіралі Архімеда або по логарифмічній спіралі. Логарифмічній спіралі надають перевагу, адже це єдина крива, яка має постійний кут підйому α . Для партії деталей з неминучим коливанням діаметра отворів (в межах допуску), профіль, окреслений по

логарифмічній спіралі, буде забезпечувати постійний кут заклинювання навіть при великих допусках [2]. Теоретично [12] для кругових ексцентриків кут підйому α повинен бути меншим від приведеного кута тертя сталь по сталі $\rho_{np} = 11^{\circ} 20'$. Матеріал ексцентрика: сталь 40Х, 20Х, термообробка НРС 48...52 (до глибини 1...2 мм).



1 – опора; 2 – ексцентриковий кулачок; 3 – деталь; 4 – стіл.
Рис. 1. Схема дії сил в кулачковому притискачі

Позначення кутів і лінійних розмірів: α – кут підйому опорної площини кулачка, φ – кут тертя спокою, γ_0 – початковий центральний кут, f – коефіцієнт тертя, $\rho = r_1 f$ – радіус тертя в осі кулачка, $OO_1 = R$ – радіус осей кулачків, $O_1O_2 = \ell$ – віддаль між осями кулачка і стержня; r_1 – радіус осі кулачка, $O_1B = r$ – радіус точки контакту на поверхні кулачка; h_k – хід кулачка.

$$h_k = \delta + \Delta_{zap} + \frac{N}{J},$$

де δ – допуск на виготовлення деталі; Δ_{zap} – гарантований зазор між кулачком і поверхнею деталі перед притискуванням; N – величина сили затиску; J – жорсткість притискного пристрою.

Неважко бачити, що сила притискування P спрямована під кутом γ_0 , а сила реакції деталі T спрямована під кутом тиску φ . Лінії дії цих сил перетинаються в точці D , з якої по дотичній до радіуса тертя ρ спрямована лінія дії сили реакції осі кулачка S . Таким чином, визначення величин сил T і S зводиться до визначення кутів $\angle CDB$ і $\angle BDE$.

Очевидно, $\angle CDB = \gamma_0 + \varphi$, тоді як $\angle BDE = \angle BDO_1 + \angle EDO_1$.

Відмітимо, що основа в трикутнику CBD дорівнює

$$BC = AC - AB = (R + r \cos \alpha) \operatorname{tg} \gamma_0 - r \sin \alpha. \tag{1}$$

За теоремою синусів знаходимо:

$$BD = \frac{BC \cdot \cos \gamma_0}{\sin(\varphi + \gamma_0)}. \tag{2}$$

Потім з трикутника BDO_1 отримуємо:

$$DO_1 = \sqrt{BD^2 + r^2 - 2BD \cdot r \cdot \cos(\alpha + \varphi)}, \quad (3)$$

$$\angle BDO_1 = \arcsin \frac{r \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{DO_1}, \quad (4)$$

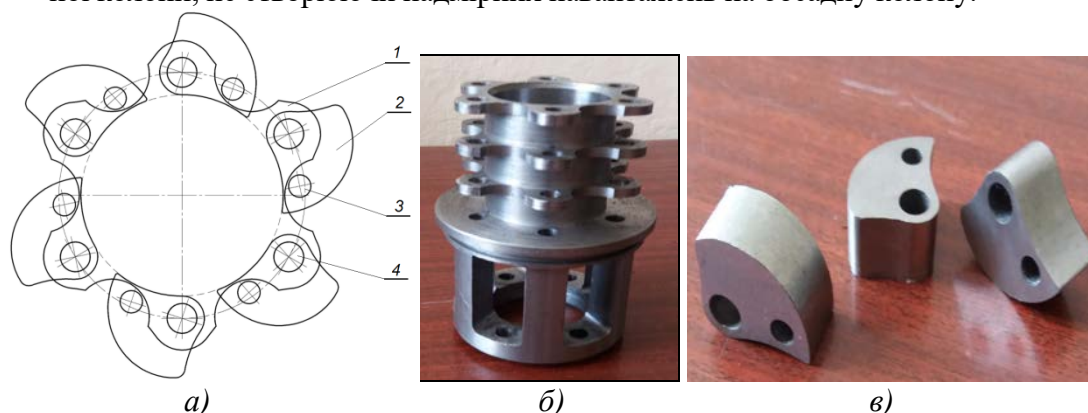
$$\angle EDO_1 = \arcsin \frac{P}{DO_1}. \quad (5)$$

Використовуючи значення (3) і (4), визначаємо:

$$S = \frac{P \cdot \sin(\varphi + \gamma_0)}{\sin \angle BDE}, \quad (6)$$

$$T = \frac{P \cdot \sin(\angle BDE + \varphi + \gamma_0)}{\sin \angle BDE}. \quad (7)$$

Авторами [17] запропоновано пристрій для відгвинчування труб у свердловині з використанням кулачків (рис. 2), параметри яких повинні забезпечити надійне утримання реактивного моменту від обертання бурильної колони, не створюючи надмірних навантажень на обсадну колону.



а) схема розташування кулачків на водилі (вид зверху): 1 – водило, 2 – кулачок, 3 – вісь для відхилення кулачка, 4 – вісь обертання кулачка;
б) водило; в) ексцентрикові кулачки.

Рис. 2. Водило і кулачки планетарного редуктора

Мета статті полягає у встановленні залежностей між параметрами кулачкового вузла планетарного механізму для фіксації в обсадній колоні.

Постановка задачі

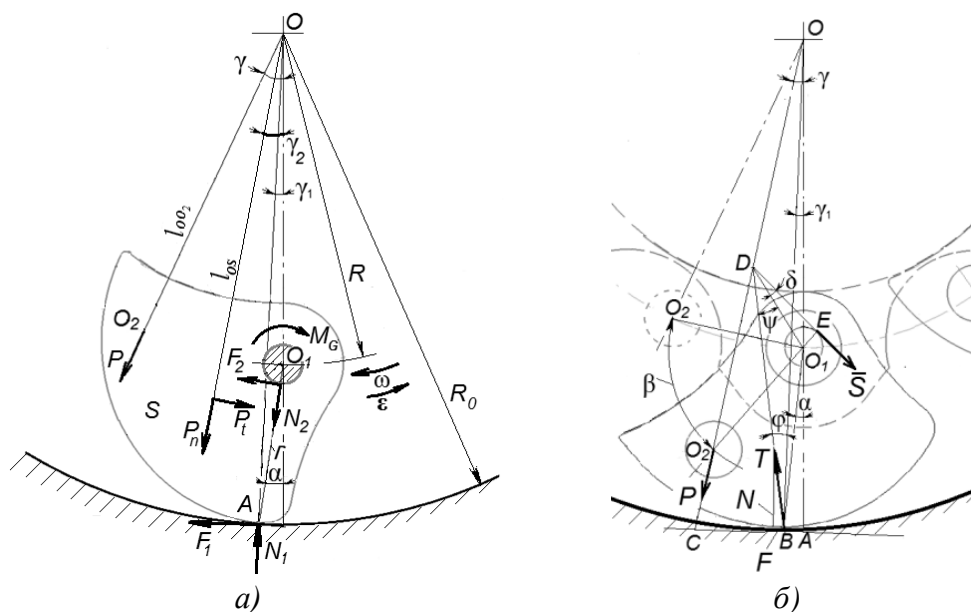
Завдання полягає в оптимізації параметрів кулачкового вузла планетарного механізму для підвищення надійності фіксації в обсадній трубі заданого номінального діаметру.

Виклад матеріалу дослідження

Цикл роботи пристрою для відгвинчування труб у свердловині складається з основних трьох періодів: вільного ходу, заклинювання водила для відгвинчування прихоплених труб і періоду розклинювання.

Період вільного ходу – це час руху пристрою для відгвинчування труб, коли його водило не зафіксоване в обсадній трубі. При цьому кулачки під дією сили затиску хоч і контактують з внутрішньою поверхнею труби, але залишаються незаклиненими. Рух кулачків під час вільного ходу обумовлюється конструкцією механізму і рядом його параметрів. Дія динамічних навантажень під час циклу, вільний хід – заклинювання-розклинювання сприяє виникненню коливальних процесів, а також може призвести до втрати контакту кулачків з поверхнею труби. Якщо втрата контакту кулачків з трубою не завжди шкідлива для періоду вільного ходу, то для моменту початку заклинювання вона просто недопустима [3]. Невиконання цієї умови приводить до неможливості заклинювання, або пізнього заклинювання.

До моменту заклинювання кулачки, розміщені на осях водила, під дією сил тертя і сил інерції можуть обертатися і ковзати по поверхні обсадної труби, причому сила тертя F_1 спрямована в сторону розклинювання (рис. 3, а), або бути затиснутими під дією сили P при нерухомому водилі (рис. 3, б).



а) при русі водила з швидкістю ω (деталі водила не показані);
 б) при нерухомому водилі

Рис. 3. Схема сил, діючих на кулачок до заклинювання (вид зверху)

Мінімальне значення радіуса труби, де поміщається пристрій:

$$R_{0min} = OB = \sqrt{R^2 + r_0^2 - 2R \cdot r_0 \cdot \cos(\pi - \alpha)},$$

або

$$R_{0min} = \sqrt{R^2 + r_0^2 + 2R \cdot r_0 \cdot \cos \alpha}. \tag{8}$$

При більшому радіусі труби $R_0 > R_{0min}$ кулачок перед затиском повертається на кут β (рис. 3. б).

Під дією відцентрової сили P_n , очевидно, збільшується сила тертя F_1 і зменшується сила тертя F_2 , що і збільшенням кутової швидкості призводить до заклинювання. На вільний хід механізмів з ексцентриковими кулачками суттєвий вплив має система затиску. Пружина малої жорсткості може не забезпечити контакт в початковий момент заклинювання, а зі збільшенням сили затиску зростають втрати на тертя, а період вільного ходу зменшується [18].

Запишемо рівняння динамічної рівноваги кулачка, проектуючи всі сили на напрямок OA і перпендикулярний до нього, а також рівняння моментів відносно т. O і O_1 :

$$\begin{cases} N_1 - N_2 \cos(\alpha - \gamma_1) + F_2 \sin(\alpha - \gamma_1) - P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - \\ - P \cos(\gamma - \gamma_1) = 0; \\ F_1 + N_2 \sin(\alpha - \gamma_1) + F_2 \cos(\alpha - \gamma_1) + P_n \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + \\ + P \sin(\gamma - \gamma_1) = 0; \\ F_1 R_0 + N_2 R_0 \sin(\alpha - \gamma_1) + N_2 f_2 (R_0 - r + r_1) - P_t \ell_{OS} + M_G = 0; \\ F_1 r \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + N_1 r \sin(\alpha - \gamma_1) + F_2 r_1 - PR \sin \gamma - P_n R \sin \gamma_2 - \\ - P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) + M_G = 0, \end{cases} \quad (8)$$

де f_1, f_2 – коефіцієнти тертя; M_G – момент тертя від ваги кулачка в обоймі водила.

Знаходимо нормальні реакції, розв'язуючи систему (8):

$$N_1 r [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] - PR \sin \gamma - P_n R \sin \gamma_2 - P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) + M_G = N_2 f_2 r_1;$$

$$N_1 = N_2 [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] + P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1);$$

$$N_1 = \frac{f_2 r_1 [P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1)]}{f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]} - \frac{[PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G] [\cos(\alpha - \gamma_1) - f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]}{f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]}. \quad (9)$$

$$N_2 R_0 \sin(\alpha - \gamma_1) - N_2 R_0 f_2 \cos(\alpha - \gamma_1) + P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) +$$

$$+ PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - N_2 R_0 \sin(\alpha - \gamma_1) + F_2 (R_0 - r + r_1) - P_t \ell_{OS} - M_G = 0;$$

$$N_2 [f_2 (R_0 - r + r_1) - R_0 f_2 \cos(\alpha - \gamma_1)] + P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) +$$

$$+ PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - P_t \ell_{OS} - M_G = 0;$$

$$N_2 = \frac{P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - M_G}{f_2 [R_0 \cos(\alpha - \gamma_1) - (R_0 - r + r_1)]}. \quad (10)$$

Величину сили затиску P , яка гарантує контакт ролика з трубою в момент заклинювання, знайдемо з умови [18] $N_2 \geq 0$, або з рівняння (10):

$$P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - M_G = 0;$$

$$P = \frac{m \omega^2 \ell_{OS} [\ell_{OS} - R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1)] - m \varepsilon \ell_{OS} R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + M_G}{R_0 \sin(\gamma - \gamma_1)}, \quad (11)$$

де m , ω і ε маса, кутові швидкість і прискорення кулачка в момент початку заклинювання.

Момент сил тертя і потужність тертя для цього випадку:

$$M_T = z f_1 R_0 N_1 = \frac{z f_1 R_0 f_2 r_1 [P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1)]}{f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]} - \frac{z f_1 R_0 [PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{os} - R \cos \gamma_2) - M_G [\cos(\alpha - \gamma_1) - f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]]}{f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]}, \quad (12)$$

$$N_T = \frac{z f_1 R_0 \omega f_2 r_1 [P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1)]}{f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]} - \frac{z f_1 R_0 \omega [PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{os} - R \cos \gamma_2) - M_G [\cos(\alpha - \gamma_1) - f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]]}{f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)]}.$$

При нерухомому водилі кут γ_i визначається за формулою:

$$\gamma_i = \arcsin \left(\frac{\ell \sin \xi_i}{\sqrt{R^2 + \ell^2 - 2R\ell \cos \xi_i}} \right), \quad (13)$$

$$R_{0i} = \sqrt{R^2 + r_i^2 + 2R \cdot r_i \cdot \cos \alpha}. \quad (14)$$

Тоді

$$\sin \gamma_{li} = \frac{r_i \cdot \sin \alpha}{R_{0i}}, \quad (15)$$

$$\gamma_{li} = \arcsin \frac{r_i \cdot \sin \alpha}{R_{0i}}, \quad (16)$$

$$BD_i = \frac{R_{0i} \cdot \sin(\gamma_i - \gamma_{li})}{\sin(\varphi + \gamma_i - \gamma_{li})}, \quad (17)$$

$$DO_{li} = \sqrt{BD_i^2 + r_i^2 - 2BD_i \cdot r_i \cdot \cos(\varphi + \alpha - \gamma_{li})}, \quad (18)$$

$$\angle BDO_{li} = \arcsin \frac{r_i \cdot \sin(\alpha + \varphi - \gamma_{li})}{DO_{li}}, \quad (19)$$

$$\angle EDO_{li} = \arcsin \frac{\rho}{DO_{li}}, \quad (20)$$

$$S_i = \frac{N_i \cdot \sin(\varphi + \gamma_i - \gamma_{li})}{\sin \angle BDE_i}, \quad (21)$$

$$T_i = \frac{N_i \cdot \sin(\psi_i + \delta_i + \varphi + \gamma_i - \gamma_{li})}{\sin(\psi_i + \delta_i)}. \quad (22)$$

Дослідження і аналіз залежностей (21) ... (22) проведені в програмному середовищі для розв'язання задач (PSE) *Mathcad 15*.

На рис. 4. приведена залежність величин сил T і F в місці контакту з обсадною трубою від кута повороту кулачка при постійній відхиляючій силі N .

Зауважимо, що $\delta_i \neq 0$. Тому $\sin(\psi_i + \delta_i) \neq 0$, а величина T_i зі збільшенням кута повороту кулачка зменшується до мінімуму при $\psi_i + \delta_i = 90^0$, при цьому має місце $T_i < N$.

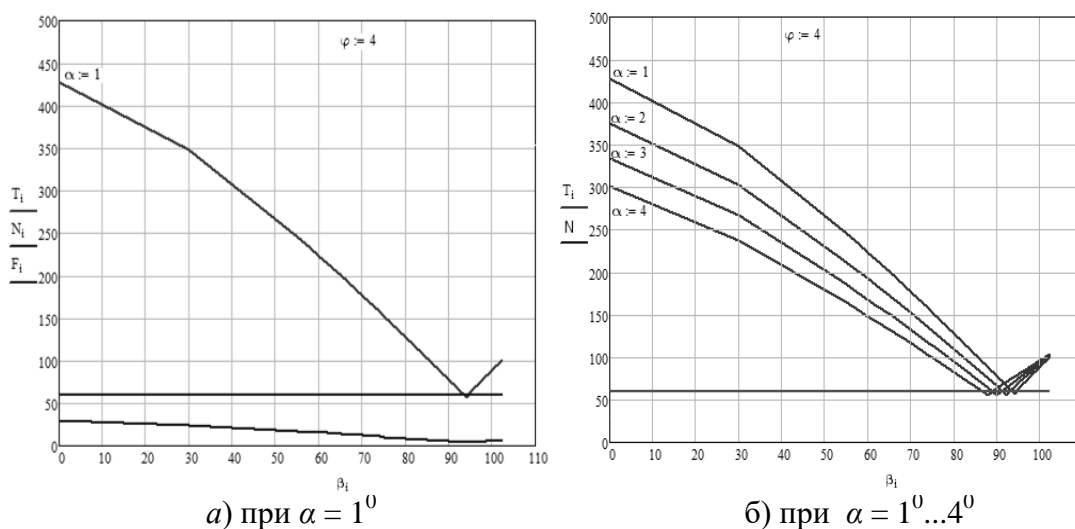
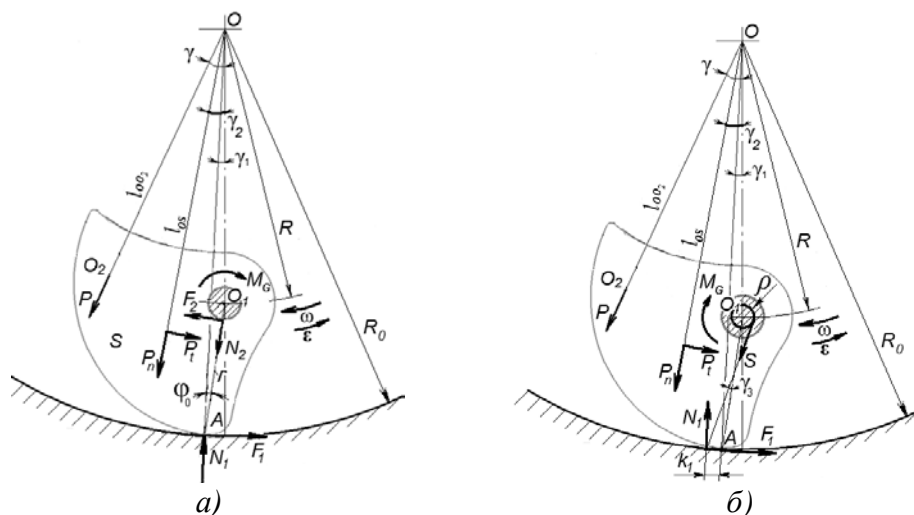


Рис. 4. Залежність сил в місці контакту від кута повороту кулачка

Зі збільшенням кута підйому α кулачка до величини кута φ тертя контактних поверхонь значення T_{imax} зменшується, а T_{imin} залишається на одному рівні, що сприяє зменшенню напружень в місці контакту поверхонь (рис. 4. б). Крім того, збільшується робочий діапазон пристрою, адже радіус місця контакту кулачка з поверхнею:

$$r_i = r_0 \cdot e^{\alpha \beta_i}. \quad (23)$$

Заклинювання кулачкового механізму – це процес защемлення кулачка між водилом і обсадною трубою в момент такого їх відносного переміщення, яке призводить до заковчування з ковзанням кулачка у вузький простір між ними. Цей період супроводжується прикладанням навантаження на елементи механізму і їх деформацією; втратою енергії на тертя кочення по поверхні, втратою енергії на розрив масляної плівки, гістерезисом і накопиченням потенційної енергії деформації. Процесу заклинювання передуює момент завершення вільного ходу. В цей момент сили нормального тиску і сили тертя спокою намагаються виштовхнути кулачок в широку частину простору, тобто діють в сторону розклинювання (рис. 3 а). Від прикладання до водила крутного моменту сила тертя F_T спочатку зменшується до нуля, а потім, змінивши напрям на протилежний, збільшується. Якщо крутний момент на водилі спрямований за годинниковою стрілкою, то заклинювання можливе, коли сили і моменти, які діють на кулачок, повертають його в просторі між трубою і водилом проти годинникової стрілки (рис. 5 а). Кут φ_0 є початковим кутом тиску сили N_T .



а) початковий момент заклинювання; б) заклинювання
 Рис. 5. Розрахункова схема для кулачка при самозаклинюванні

Заклинювання починається при $\omega > 0$, а закінчується врівноваженим заклиненим станом при $\omega = 0$. При перекочуванні кулачка з ковзанням масляна плівка в місці контакту кулачка з трубою розривається і настає металічний контакт; нормальний тиск N_I зростає і зміщується на величину k_I , а результуюча реакція осі кулачка S діє по дотичній до радіуса тертя $\rho = r_I f_2$ під кутом γ_3 до радіуса r (рис. 5 б).

Беручи до уваги позначення на рис. 5 а, запишемо, згідно [18], умову самозаклинювання кулачка:

$$N_1 r (f_1 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) + PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G > 0. \tag{24}$$

Для визначення невідомих реакцій в точках контакту запишемо рівняння рівноваги кулачка, проєктуючи всі сили на відрізок OA , а також рівняння моментів відносно точки А:

$$\begin{cases} N_1 - P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P \sin(\gamma - \gamma_1) - S \cos(\varphi_0 + \gamma_3) = 0, \\ N_1 k - P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] - \\ - PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - S (r \sin \gamma_3 - \rho) + M_G = 0. \end{cases} \tag{25}$$

Звідки

$$S = \frac{N_1 - P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P \sin(\gamma - \gamma_1)}{\cos(\varphi_0 + \gamma_3)},$$

$$N_1 = \frac{\{P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - M_G\} \cdot \cos(\varphi_0 + \gamma_3)}{k \cos(\varphi_0 + \gamma_3) - (r \sin \gamma_3 - \rho)} - \frac{[P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \sin(\gamma - \gamma_1)] \cdot (r \sin \gamma_3 - \rho)}{k \cos(\varphi_0 + \gamma_3) - (r \sin \gamma_3 - \rho)}.$$

Зважаючи на те, що кути γ_1 та φ_0 мають малі величини [18], приймаємо: $\cos \gamma_1 \approx 1$, $\cos \varphi_0 \approx 1$, $\sin \gamma_1 \approx \gamma_1$, $\sin \varphi_0 \approx \varphi_0$. Тоді $\gamma_1 = \varphi_0 \frac{r}{R}$.

З нерівності (24) знаходимо умову заклинювання:

$$\frac{\{P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{os}] + P R_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - M_G\} \cdot \cos(\varphi_0 + \gamma_3)}{k \cos(\varphi_0 + \gamma_3) - (r \sin \gamma_3 - \rho)} \times$$

$$\times r(f_1 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) - \frac{[P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \sin(\gamma - \gamma_1)] \cdot (r \sin \gamma_3 - \rho)}{k \cos(\varphi_0 + \gamma_3) - (r \sin \gamma_3 - \rho)} \times \quad (26)$$

$$\times r(f_1 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) + P R \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{os} - R \cos \gamma_2) - M_G > 0$$

Після деяких перетворень отримуємо:

$$\varphi_0^3 \left[\frac{R_0 r^2}{R} (P_n \cos \gamma_2 - P_t \sin \gamma_2 + P \cos \gamma) \sin \gamma_3 \right] -$$

$$- \varphi_0^2 \{ r \sin \gamma_3 [P_n R_0 \sin \gamma_2 - P_t (\ell_{os} - R_0 \cos \gamma_2)] +$$

$$+ \frac{R_0 r^2}{R} (\cos \gamma_3 - f_1 \sin \gamma_3) (P_t \sin \gamma_2 - P_n \cos \gamma_2) + r \sin \gamma_3 (P R_0 \sin \gamma - M_G) -$$

$$- P \frac{r^2 R_0}{R} \cos \gamma (\cos \gamma_3 + f_1 \sin \gamma_3) - \left(P_n \frac{r}{R} \sin \gamma_2 - P_t \frac{r}{R} \cos \gamma_2 \right) (r^2 \sin \gamma_3 + r f_2 r_1) +$$

$$+ P \frac{r^3}{R} \cos \gamma \sin \gamma_3 - f_2 r_1 P \frac{r^2}{R} \cos \gamma \} - \varphi_0 \left\{ \frac{R_0 r^2}{R} f_1 \cos \gamma_3 (P_t \sin \gamma_2 - P_n \cos \gamma_2) +$$

$$+ r (\cos \gamma_3 - f_1 \sin \gamma_3) [P_n R_0 \sin \gamma_2 - P_t (\ell_{os} - R_0 \cos \gamma_2)] - P R_0 \frac{r^2}{R} f_1 \cos \gamma_3 \cos \gamma +$$

$$+ P r R_0 \sin \gamma \cos \gamma_3 - r M_G \cos \gamma_3 - P R_0 r f_1 \sin \gamma_3 \sin \gamma -$$

$$- r f_1 \sin \gamma_3 M_G - (r^2 \sin \gamma_3 + r f_2 r_1) (P_t \sin \gamma_2 + P_n \cos \gamma_2) + \left(P_n \frac{r}{R} \sin \gamma_2 - P_t \frac{r}{R} \cos \gamma_2 \right) \times$$

$$\times (r^2 f_1 \sin \gamma_3 - r f_1 f_2 r_1) - r^2 P \sin \gamma \sin \gamma_3 + r f_2 r_1 P \sin \gamma - P \frac{r}{R} \cos \gamma (r^2 f_1 \sin \gamma_3 - r f_1 f_2 r_1) \} -$$

$$- k \sin \gamma_3 [P R \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{os} - R \cos \gamma_2) - M_G] \} - r f_1 \cos \gamma_3 [P_n R_0 \sin \gamma_2 -$$

$$- P_t (\ell_{os} - R_0 \cos \gamma_2)] - r f_1 \cos \gamma_3 P R_0 \sin \gamma + M_G r f_1 \cos \gamma_3 - (P_t \sin \gamma_2 +$$

$$+ P_n \cos \gamma_2) (r^2 f_1 \sin \gamma_3 - r f_1 f_2 r_1) - P \sin \gamma \cdot r^2 f_1 \sin \gamma_3 + r f_1 f_2 r_1 P \sin \gamma -$$

$$- [P R \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{os} - R \cos \gamma_2) - M_G] (k \cos \gamma_3 - r \sin \gamma_3 - f_2 r_1) < 0, \quad (27)$$

або

$$A \varphi_0^3 - B \varphi_0^2 - C \varphi_0 - D < 0. \quad (28)$$

Звідки

$$\varphi_0 < \varphi_{0 \max}, \quad (29)$$

де $\varphi_{0 \max}$ – максимально допустимий початковий кут тиску. Це дійсний в області визначення $\varphi_0 \in (0; 11^0 20')$ корінь рівняння

$$A \varphi_0^3 - B \varphi_0^2 - C \varphi_0 - D = 0. \quad (30)$$

Якщо прийняти $f_1 = f_2 = f$ (найбільш імовірний випадок) та знехтувати малими величинами k_1 та G , то для даного пристрою, який відноситься до тихохідних механізмів, умова заклинювання наступна:

$$\begin{aligned} & \varphi_0^3 \frac{R_0 r^2}{R} \cos \gamma \sin \gamma_3 - \varphi_0^2 \left[\frac{r R_0 \sin \gamma_3 \sin \gamma - \frac{r^2 R_0}{R} \cos \gamma (\cos \gamma_3 + f \sin \gamma_3) +}{+ \frac{r^3}{R} \cos \gamma \sin \gamma_3 - f r_1 \frac{r^2}{R} \cos \gamma} \right] - \\ & - \varphi_0 \left[\frac{r R_0 \sin \gamma \cos \gamma_3 - \frac{r^2 R_0}{R} f \cos \gamma_3 \cos \gamma - R_0 r f \sin \gamma_3 \sin \gamma - r^2 \sin \gamma \sin \gamma_3 +}{+ r f r_1 \sin \gamma - \frac{r}{R} \cos \gamma (r^2 f \sin \gamma_3 - r f^2 r_1)} \right] - \\ & - r f \cos \gamma_3 R_0 \sin \gamma - \sin \gamma \cdot r^2 f \sin \gamma_3 + r f^2 r_1 \sin \gamma + R \sin \gamma (r \sin \gamma_3 + f r_1) < 0, \end{aligned}$$

або у зведеному вигляді:

$$\begin{aligned} & \varphi_0^3 - \varphi_0^2 \left(\frac{R t g \gamma}{r} - \frac{1}{t g \gamma_3} - f + \frac{r}{R_0} - \frac{f r_1}{R_0 \sin \gamma_3} \right) - \\ & - \varphi_0 \left(\frac{R t g \gamma}{r t g \gamma_3} - \frac{f}{t g \gamma_3} - \frac{R f t g \gamma}{r} - \frac{R t g \gamma}{R_0} + \frac{R r_1 t g \gamma}{R_0 r \sin \gamma_3} - \frac{r f}{R_0} + \frac{f^2 r_1}{R_0 \sin \gamma_3} \right) - \\ & - \frac{f R t g \gamma}{r t g \gamma_3} - \frac{f R t g \gamma}{R_0} + \frac{R f^2 r_1 t g \gamma}{R_0 r \sin \gamma_3} + \frac{R^2 t g \gamma}{R_0 r} + \frac{f r_1 R^2 t g \gamma}{R_0 r^2 \sin \gamma_3} < 0. \end{aligned} \quad (31)$$

Враховуючи, що $t g \gamma_3 \approx \sin \gamma_3 = \frac{r_1 f}{r}$, після перетворень знаходимо:

$$\begin{aligned} & \varphi_0^3 - \varphi_0^2 \cdot \frac{R r_1 f t g \gamma - r^2 - r r_1 f}{r r_1 f} + \varphi_0 \cdot \frac{R_0 r^2 f - R r t g \gamma (R_0 + r_1 - R_0 f^2 - r_1 f)}{R_0 r r_1 f} - \\ & - \frac{R t g \gamma (R_0 r - f r r_1 - R r_1)}{R_0 r r_1} < 0, \end{aligned} \quad (32)$$

або

$$\varphi_0^3 - a \varphi_0^2 + \epsilon \varphi_0 - c < 0. \quad (33)$$

У цьому випадку, як видно з виразу (32), на кут заклинювання впливають коефіцієнт тертя і геометричні розміри механізму і не впливає сила притискання кулачка. Тому нема змісту її збільшувати понад рівень, розрахований за (11), який є достатнім для забезпечення контакту кулачка з обсадною трубою.

Для розробленого кулачкового механізму (рис.2) при $R = 33$ мм, $r = 16$ мм, $R_0 = 43$ мм, $r_1 = 6$ мм, $t g \gamma = 0,4557$, $f = 0,1$ нерівність (33) набуває вигляду:

$$\varphi_0^3 - 26,727 \varphi_0^2 + 25,294 \varphi_0 - 1,75 < 0. \quad (34)$$

Використовуючи підстановку Вієта [19], визначаємо:

$$Q = \frac{a^2 - 3b}{9} = 70,346; \quad R = \frac{2a^3 - 9ab + 27c}{54} = -587,827.$$

Оскільки $S = Q^3 - S^2 = 2572,769 > 0$, то маємо три дійсних значення максимально допустимого початкового кута заклинювання:

$$(\varphi_{0\max})_1 = -2\sqrt{Q} \cos \left(\frac{1}{3} \arccos \frac{R}{\sqrt{Q^3}} \right) - \frac{a}{3} = 0,0751 \text{ рад} = 4,3^\circ,$$

$$(\varphi_{0\max})_2 = -2\sqrt{Q} \cos\left(\frac{1}{3} \arccos \frac{R}{\sqrt{Q^3}} + \frac{2}{3} \pi\right) - \frac{a}{3} = 25,643 \text{ рад} = 29,25^\circ,$$

$$(\varphi_{0\max})_3 = -2\sqrt{Q} \cos\left(\frac{1}{3} \arccos \frac{R}{\sqrt{Q^3}} - \frac{2}{3} \pi\right) - \frac{a}{3} = 0,909 \text{ рад} = 52,08^\circ.$$

Однак тільки перший розв'язок задовольняє умову (29). Тому для даного механізму початковий кут тиску повинен бути $\varphi_0 < \varphi_{0\max} = 4,3^\circ$.

Кут α підйому робочої поверхні кулачка і початковий кут тиску φ_0 з'єднані відношенням:

$$\alpha = \varphi_0 \frac{R_0}{R}. \quad (35)$$

Це дає можливість обґрунтувати максимально допустимий кут підйому робочої поверхні кулачка. Вочевидь, для передачі механізмом заданого крутного моменту, крім виконання умов заклинювання, необхідно обґрунтувати додаткові параметри кулачкового вузла для виконання умови міцності його матеріалів. Дослідження можливості такого обґрунтування проведені в роботах [13, 15, 18].

Висновки

1. Судячи з досвіду проектування пристроїв для відгвинчування труб у свердловині для фіксації механізмів слід використовувати прості і надійні елементи, наприклад, ексцентрикні кулачки.

2. Збільшення швидкості обертання пристрою не впливає на його заклинювання в обсадній трубі та збільшує втрати потужності при вільному ході.

3. Збільшення кута підйому робочої поверхні кулачка при незмінних розмірах механізму сприяє зменшенню напружень в місці контакту з обсадною трубою.

4. На заклинювання кулачкового механізму в обсадній трубі впливають його розміри та коефіцієнт тертя, і не впливає сила притискання кулачка до труби. Достатньо щоб на момент заклинювання сила притискання забезпечувала контакт з трубою.

5. Визначений максимально допустимий початковий кут заклинювання дає можливість обґрунтувати кут підйому робочої поверхні кулачка.

6. Для передачі механізмом заданого крутного моменту крім виконання умов заклинювання необхідно обґрунтувати додаткові параметри кулачкового вузла для виконання умови міцності його матеріалів.

Література

1. Белоусов А.П. Проектирование станочных приспособлений: Учебное пособие для учащихся техникумов.-3-е изд., перераб и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 240 с.
2. Ансеров М.А. Зажимные приспособления для токарных и круглошлифовальных станков. – Л.: Машгиз, 1947. – 181 с.

3. Гольдин Л.С. Динамика заклинивания механизмов свободного хода двустороннего действия. Передаточные механизмы. – М.: Машиностроение, 1966. – 215 с.
4. Левчук К.Г., Мойсишин В.М., Рис В.В., Гураль І.М. Механічні способи вивільнення прихопленого бурильного інструменту (огляд). – Прикарпатський вісник НТШ. Число. – 2017. – № 2(38). – С. 196-235.
5. А.с. СССР № 282218. Устройство для отворачивания труб в скважине. Опубл. 28.09.1970. Бюл. № 30.
6. А.с. СССР № 1146411. Устройство для отворачивания труб в скважине. Опубл. 23.03.1985. Бюл. № 11.
7. А.с. СССР № 1320387. Устройство для отворачивания труб в скважине. Опубл. 30.06.1987. Бюл. № 24.
8. А.с. СССР № 1352038. Устройство для развинчивания труб в скважине. Опубл. 15.11.1987. Бюл. № 42.
9. А.с. СССР № 1543042. Устройство для отворачивания бурильных труб в скважине. Опубл. 15.02.1990. Бюл. № 6.
10. А.с. СССР № 1559104. Устройство для отворачивания труб в скважине. Опубл. 23.04.1990. Бюл. № 15.
11. А.с. СССР № 1737100. Устройство для отворачивания труб в скважине. Опубл. 30.05.1992. Бюл. № 20.
12. Приходько В.П. Проектування оснащення верстатів, роботів і машин [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» спеціалізації «Комп'ютерне проектування верстатів, роботів і машин» / НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського»; уклад.: Приходько В.П., Литвин О.В. – Електронні текстові дані (1 файл: 37,71 Мбайт). – Київ: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2018. – 211 с.
13. Малащенко В.О. і ін. Кулькові механізми вільного ходу. – Львів: Новий світ-2000, 2012. – 212 с.
14. Пат. № 117766. Механізм вільного ходу з сепаратором. Опубл. 25.09.2018. Бюл. № 18.
15. Борис А.О. Покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 – машинознавство. – Львів, 2019. – 170 с.
16. Пат. № 45428. Пристрій для розгвинчування труб у свердловині. Опубл. 15.04.2002. Бюл. № 4.
17. Пат. на корисну модель № 144078. Пристрій для розгвинчування труб у свердловині. Опубл. 25.08.2020. Бюл. № 16.
18. Мальцев В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода. – М.: Машиностроение, 1968. – 416 с.
19. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1974. – 832 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 30.10.2020 р.

**CAM FITTING UNIT OF DEVICE FOR UNSCREWING
CATCHED PIPES IN THE WELL****S. Yu. Gavryliv, M. M. Lyakh, Yu. L. Gavryliv***Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;**15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine;**tel. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53, fax. (380) 03422 4-21-39*

Improving the efficiency of repair work in elimination of drilling pipe accidents in the well is an urgent task of oil companies and is achieved through usage of special devices and tools. Authors patented and manufactured a device for unscrewing pipes in casing with a nominal diameter of $D = 114$ mm. Cycle of the device for unscrewing pipes in the well consists of three periods: freewheeling, jamming of the carrier of the device for unscrewing the trapped pipes and the period of wedging. The article analyses the operating conditions of the device locking unit during the first two periods. Formulas for determining the force of pressing the cams to the casing during freewheel, as well as the moment of friction forces and friction power for this case are proposed. We obtain the dependence of the maximum allowable initial angle of jamming on the coefficient of friction and geometric parameters of the device.

It is planned to test the device for unscrewing pipes in industrial conditions of LLC "Factorial" (Poltava).

Key words: *accident elimination device, cam, clamping force, friction moment, lifting angle, jamming angle.*