

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КУЛАЧКОВОГО ВУЗЛА ФІКСАЦІЇ ПРИБОРУ ДЛЯ ВІДГВИНЧУВАННЯ ПРИХОПЛЕНИХ ТРУБ У СВЕРДЛОВИНІ

С. Ю. Гаврилів, М. М. Лях, Ю. Л. Гаврилів, Р. О. Дейнега, В. В. Турлич

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,
тел. (380) 03422 4-22-64, 4-24-53, факс. (380) 03422 4-21-39

Підвищення ефективності ремонтних робіт при ліквідації аварій з бурильними трубами у свердловині є надзвичайно актуальним завданням нафтопромислових підприємств, що досягається застосуванням спеціальних пристроїв та інструментів. В роботі проведено огляд досліджень і публікацій по цій темі. Авторами запатентований пристрій для відгвинчування труб у свердловині, у вузлі фіксації якого запропоноване використання блоку ексцентрикових кулачків, і виготовлена його експериментальна робоча модель для досліджень в обсадній колонії з номінальним діаметром $D = 114$ мм. Цикл роботи пристрою для відгвинчування труб у свердловині складається з основних трьох періодів: вільного ходу, заклинювання водила пристрою для відгвинчування прихоплених труб і періоду розклинювання. В статті проаналізовано умови роботи вузла фіксації пристрою в перших двох періодах. Виведено залежності силових і геометричних параметрів вузла фіксації пристрою від кута повороту кулачків. Запропоновано математичну модель для визначення сили притискання кулачків до обсадної колонії під час вільного ходу, моменту сил тертя і потужності для конкретного випадку. Встановлено залежність максимально допустимого початкового кута заклинювання від коефіцієнта тертя і геометричних параметрів пристрою. Визначений кут підйому робочої поверхні кулачків. Це дає можливість вибрати геометричні параметри, в тому числі і форму контактуючої поверхні кулачка механізму фіксації. Опорно контактуюча поверхня утворена переміщенням формоутворюючої твірної по спіралі Архімеда. Після обґрунтування додаткових параметрів блоку кулачків для виконання умови міцності його матеріалів планується проведення випробувань пристрою для відгвинчування труб в промислових умовах ТОВ "Факторіал" м. Полтава.

Ключові слова: пристрій для ліквідації аварій, блок ексцентрикових кулачків, сила притискання, момент тертя, максимальний початковий кут заклинювання, кут підйому робочої поверхні.

Повышение эффективности ремонтных работ при ликвидации аварий бурильных труб в скважине является чрезвычайно актуальной задачей нефтепромышленных предприятий, что достигается применением специальных приспособлений и инструментов. В работе проведен обзор исследований и публикаций по этой теме. Авторами запатентовано устройство для отвинчивания труб в скважине, в узле фиксации которого предложено использование блока эксцентриковых кулачков, и изготовлена его экспериментальная рабочая модель для исследований в обсадной колонне с номинальным диаметром $D = 114$ мм. Цикл работы устройства для отвинчивания труб в скважине состоит из основных трех периодов: свободного хода, заклинивания водила устройства для отвинчивания прихваченных труб и периода расклинивания. В статье проанализированы условия работы узла фиксации устройства в первых двух периодах. Выведены зависимости силовых и геометрических параметров узла фиксации устройства от угла поворота кулачков. Предложены формулы для определения силы прижима кулачков к обсадной колонне при свободном ходе, момента сил трения и мощности для этого случая. Установлена зависимость максимально допустимого начального угла заклинивания от коэффициента трения и геометрических параметров устройства. Определен угол подъема рабочей поверхности кулачков. После обоснования дополнительных параметров блока кулачков для выполнения условия прочности его материалов планируется проведение испытаний устройства для отвинчивания труб в промышленных условиях ООО "Факториал" г. Полтава.

Ключевые слова: устройство для ликвидации аварий, блок эксцентриковых кулачков, сила прижима, момент трения, максимальный начальный угол заклинивания, угол подъема рабочей поверхности.

Improvement of repair work efficiency in the elimination of drill pipe accidents in a well is an extremely urgent task of oil field enterprises, and is achieved using special devices and tools. This paper analyses research and publications on this topic. The authors patented a device for unscrewing pipes in a well, in the fixation unit of which the use of a block of eccentric cams was proposed, and its experimental working model was made for research in a casing with a nominal diameter of $D = 114$ mm. The cycle of the device for unscrewing pipes in the well consists of three main periods: free running, jamming of the carrier of the device for unscrewing stuck pipes and the period of wedging. The article analyses operating conditions of the device fixation unit in the first two

periods. The dependences of the power and geometric parameters of the device fixation unit on the angle of rotation of the cams are derived. Formulas are proposed for determining the force of pressing the cams against the casing during free travel, the moment of friction forces and power for this case. The dependence of the maximum permissible initial jamming angle on the friction coefficient and the geometric parameters of the device has been established. The lifting angle of the working surface of cams is determined. After substantiation of additional parameters of the block of cams to fulfill the condition of strength of its materials, it is planned to test a device for unscrewing pipes in an industrial environment in Factorial LLC, Poltava.

Keywords: accident elimination device, block of eccentric cams, pressing force, friction moment, maximum initial jamming angle, lifting angle of the working surface.

Актуальність проблеми

Аналіз розподілу аварій під час спорудження та експлуатації свердловин за видами свідчить про те, що найрозповсюдженішими і найважчими аваріями залишаються прихоплення бурильних і обсадних колон (35-45% від загальної кількості аварій). Так, щорічно на об'єктах БУ "Укрбургаз" виникає близько 80 прихоплень бурильних труб. Ліквідації аварій такого характеру – найтриваліші, вони займають 35-45% загального часу. [4]. Це обумовлює вирішення важливої науково-технічної задачі – створення нового засобу з ліквідації аварій у свердловинах – пристрою для перетворення правобічного обертання бурильної колони в лівобічне обертання ловильного інструменту. Успішному використанню пристроїв для відгвинчування труб стоять на заваді або низька їх надійність, або недостатній крутний момент на ловильному інструменті, або надмірні навантаження на обсадну колону, не кажучи про експлуатацію у відкритому стовбурі свердловини.

В ефективних пристроях найбільше зацікавлені підприємства нафтогазової промисловості, які можуть в такий спосіб зменшити витрати на ремонтні роботи у свердловинах за рахунок економії коштів на придбання і зберігання бурильних труб з лівобічною різьбою, особливо при експлуатації продуктивних пластів на глибині 2,5...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:

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

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

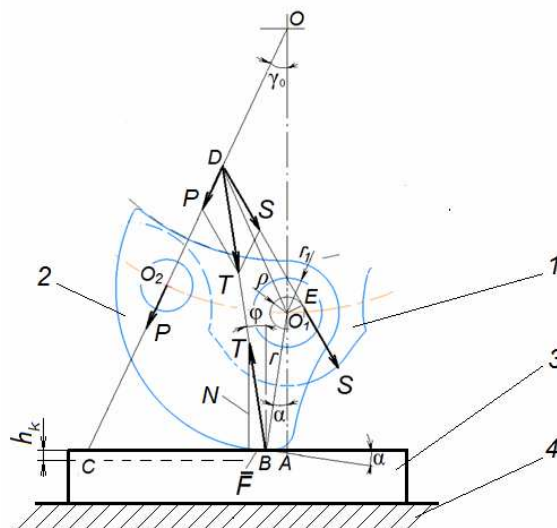
Конструкціям цих пристроїв властива спільна проблема – утримання реактивного моме-

нту від обертання бурильної колони за рахунок фіксації в обсадній трубі. В пристроях [5, 7, 8, 16] – це висувні плашки. Автори [6, 10] запропонували висувні якорі, в конструкції [9] передбачені висувні повзуни, а в пристрої [11] є поворотні важелі. В 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.

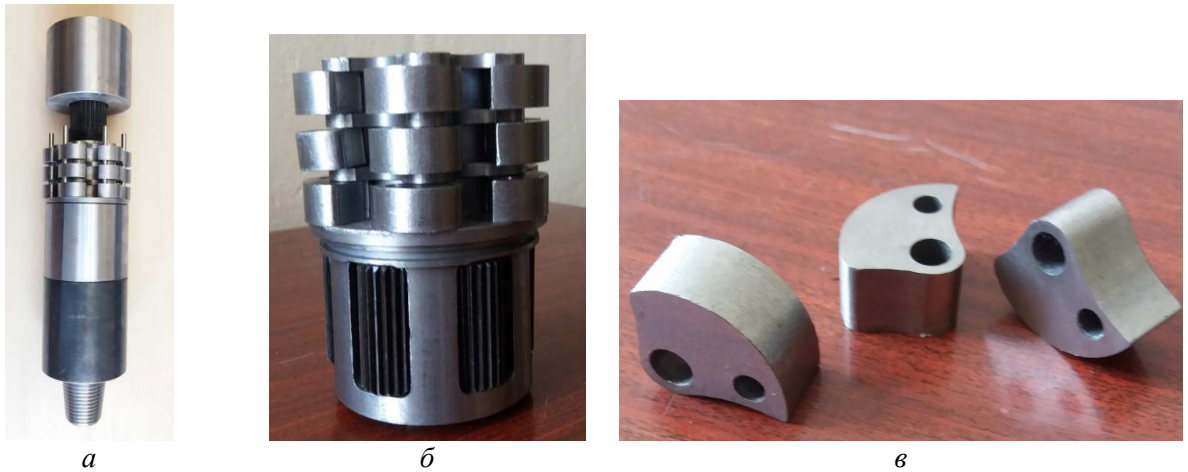
Відомо [1], що при затисканні ексцентрикового кулачка на нього діють три сили: сила дії важеля P , сила реакції S від осі обертання кулачка, сила реакції T від плоскої поверхні. Під дією цих трьох сил кулачок перебуває у стані рівноваги. Сила реакції T є рівнодійною сили затиску N і сили тертя F (рис.1).



1 - опора; 2 - ексцентриковий кулачок; 3 - деталь; 4 - стіл

Рисунок 1 – Схема дії сил в кулачковому притискачі

Опорна поверхня кулачка може бути утворена переміщенням формоутворюючої твірної по дузі кола, по спіралі Архімеда або по логарифмічній спіралі. Логарифмічній спіралі надають перевагу, адже це єдина крива, яка має



а) зовнішній вигляд; б) водило планетарного редуктора; в) ексцентрикові кулачки
Рисунок 2 – Робоча модель пристрою для відгвинчування труб в обсадній колоні з номінальним діаметром D = 114 мм

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 приведенного кута тертя сталь по сталі $\rho_{np} = 11^{\circ} 20'$. Матеріал ексцентрика – сталь 40X, 20X, термообробка HRC 48...52 (до глибини 1...2 мм).

Позначення кутів і лінійних розмірів:

α - кут підйому опорної площини кулачка;

φ - кут тертя спокою;

γ_0 - початковий центральний кут;

f - коефіцієнт тертя;

$\rho = r \cdot f$ - 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 притисканням;

J - жорсткість притискного пристрою.

У даному випадку сила P спрямована під кутом γ_0 , а сила реакції деталі T спрямована під кутом тиску φ . Лінії дії цих сил перетинаються в т. 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 $\angle BDE = \angle BDO_1 + \angle EDO_1$.

Зауважимо, що основа в трикутнику CBD дорівнює

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

Тоді за теоремою синусів знаходимо:

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

Потім з трикутника BDO_1 отримуємо:

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

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

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

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

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

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

Авторами [17] запропонований пристрій для відгвинчування труб у свердловині з використанням блоку кулачків і виготовлена його експериментальна робоча модель для досліджень в обсадній колоні з номінальним діаметром D = 114 мм (рис. 2).

Мета статті – встановлення 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 незаклиніними. 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 неприпустима [3]. Невиконання цієї умови робить заклинювання неможливим, або призводить до пізнього заклинювання.

До моменту заклинювання кулачки, розміщені на осях водила, під дією сил тертя і сил інерції можуть обертатися і ковзати поверхнею обсадної труби, причому сила тертя F_t може мати різну величину і напрям (рис. 3, а), або бути затиснутими під дією сили P при нерухомому водилі (рис. 3, б).

Мінімальне значення радіуса труби, де поміщається пристрій:

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

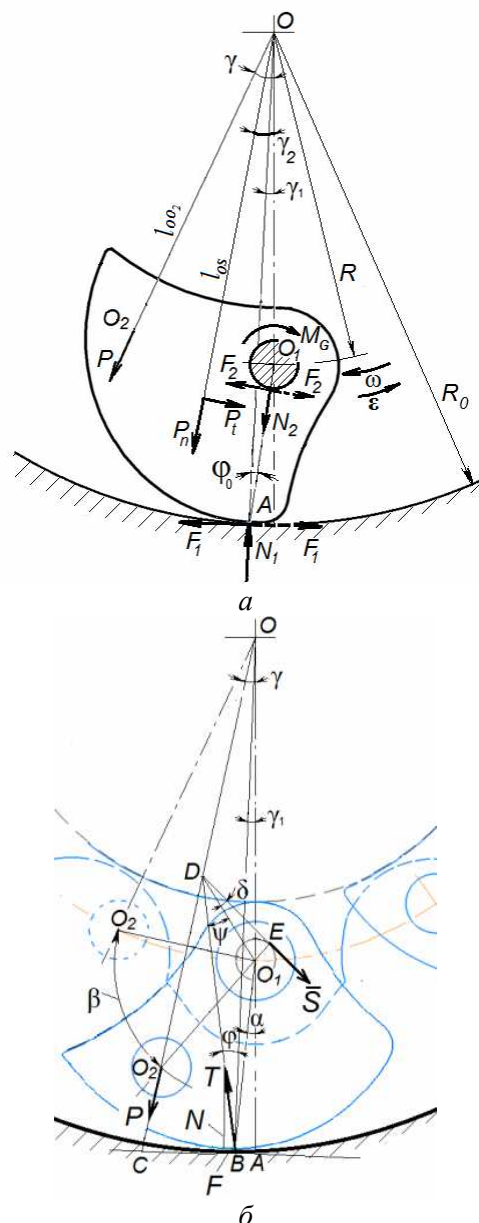
або

$$R_{0min} = \sqrt{R^2 + r_0^2 + 2R \cdot r_0 \cdot \cos \alpha} \quad (8)$$

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_t 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 затискання. Пружина малої жорсткості може не забезпечити контакт в початковий момент заклинювання, а зі збільшенням сили затискання 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 :



а) під час руху водила зі швидкістю ω (деталі водила не показані); б) при нерухомому водилі
Рисунок 3 – Схема сил, що діють на кулачок до заклинювання (вигляд згори)

$$\begin{cases} N_1 - N_2 \cos(\alpha - \gamma_1) + F_2 \sin(\alpha - \gamma_1) - P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \\ - P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P \cos(\gamma - \gamma_1) = 0; \\ F_1 + N_2 \sin(\alpha - \gamma_1) + F_2 \cos(\alpha - \gamma_1) + P_n \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - \\ - P_t \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P \sin(\gamma - \gamma_1) = 0; \\ F_1 R_0 + N_2 R_0 \sin(\alpha - \gamma_1) + N_2 f_2 (R_0 - r + r_1) - \\ - P_t l_{OS} + M_G = 0; \\ F_1 r \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + N_1 r \sin(\alpha - \gamma_1) + F_2 r_1 - \\ - PR \sin \gamma - P_n R \sin \gamma_2 - P_t (l_{OS} - R \cos \gamma_2) + M_G = 0. \end{cases} \quad (9)$$

де f_1, f_2 - коефіцієнти тертя;

M_G - момент тертя від ваги кулачка в обоймі водила.

Знаходимо нормальні реакції, розв'язуючи систему (9):

$$\begin{aligned}
 & N_1 r [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] - PR \sin \gamma - \\
 & - P_n R \sin \gamma_2 - P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) + M_G = N_2 f_2 r_1; \\
 & N_1 = N_2 [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] + \\
 & + P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1); \\
 & N_1 = \left\{ f_2 r_1 [P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1)] - \right. \\
 & - [PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G] \times \\
 & \quad \times [\cos(\alpha - \gamma_1) - f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] \times \\
 & \quad \times \{ f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] \times \\
 & \quad \times [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] \}^{-1}. \quad (10) \\
 & N_2 R_0 \sin(\alpha - \gamma_1) - N_2 R_0 f_2 \cos(\alpha - \gamma_1) + \\
 & + P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + \\
 & + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - N_2 R_0 \sin(\alpha - \gamma_1) + \\
 & + F_2 (R_0 - r + r_1) - P_t \ell_{OS} - M_G = 0; \\
 & N_2 [f_2 (R_0 - r + r_1) - R_0 f_2 \cos(\alpha - \gamma_1)] + \\
 & + P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + \\
 & + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - P_t \ell_{OS} - M_G = 0; \\
 & N_2 = \{ P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] + \\
 & \quad + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - M_G \} \times \\
 & \quad \times \{ f_2 [R_0 \cos(\alpha - \gamma_1) - (R_0 - r + r_1)] \}^{-1}. \quad (11)
 \end{aligned}$$

Силу затиску P , яка гарантує контакт ролика з трубою в момент заклинювання, знайдемо з умови [18]: $N_2 \geq 0$, або з рівняння (11):

$$\begin{aligned}
 & P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] + \\
 & + PR_0 \sin(\gamma - \gamma_1) - M_G = 0; \\
 & P = \{ m \omega^2 \ell_{OS} [\ell_{OS} - R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1)] - \\
 & - m \varepsilon \ell_{OS} R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + M_G \} \times \{ R_0 \sin(\gamma - \gamma_1) \}^{-1}, \quad (12)
 \end{aligned}$$

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

Момент сил тертя і потужність тертя для цього випадку

$$\begin{aligned}
 & M_T = z f_1 R_0 N_1 = \{ z f_1 R_0 f_2 r_1 \times [P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + \\
 & + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P \cos(\gamma - \gamma_1)] - z f_1 R_0 \times \\
 & \times [PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G] \times \\
 & \quad \times [\cos(\alpha - \gamma_1) - f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] \times \\
 & \quad \times \{ f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] \times \\
 & \quad \times [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] \}^{-1}; \quad (13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & N_T = \{ z f_1 R_0 \omega f_2 r_1 [P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + \\
 & + P \cos(\gamma - \gamma_1)] - z f_1 R_0 \omega [PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + \\
 & + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G] \times \\
 & \quad \times [\cos(\alpha - \gamma_1) - f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] \times \\
 & \quad \times \{ f_2 r_1 - r \cdot [f_1 \cdot \cos(\alpha - \gamma_1) + \sin(\alpha - \gamma_1)] \times \\
 & \quad \times [\cos(\alpha - \gamma_1) + f_2 \sin(\alpha - \gamma_1)] \}^{-1}.
 \end{aligned}$$

При нерухомому водилі кут γ_i визначається за формулою

$$\gamma_i = \arcsin \left(\frac{\ell \sin \xi_i}{\sqrt{R^2 + \ell^2 - 2R\ell \cos \xi_i}} \right); \quad (14)$$

$$R_{0i} = \sqrt{R^2 + r_i^2 + 2R \cdot r_i \cdot \cos \alpha}. \quad (15)$$

Тоді

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

$$\gamma_{0i} = \arcsin \frac{r_i \cdot \sin \alpha}{R_{0i}}; \quad (17)$$

$$BD_i = \frac{R_{0i} \cdot \sin(\gamma_i - \gamma_{0i})}{\sin(\varphi + \gamma_i - \gamma_{0i})}; \quad (18)$$

$$DO_{0i} = \sqrt{BD_i^2 + r_i^2 - 2BD_i \cdot r_i \cdot \cos(\varphi + \alpha - \gamma_{0i})}; \quad (19)$$

$$\angle BDO_{0i} = \arcsin \frac{r_i \cdot \sin(\alpha + \varphi - \gamma_{0i})}{DO_{0i}}; \quad (20)$$

$$\angle EDO_{0i} = \arcsin \frac{\rho}{DO_{0i}}; \quad (21)$$

$$S_i = \frac{P_i \cdot \sin(\varphi + \gamma_i - \gamma_{0i})}{\sin \angle BDE_i}; \quad (22)$$

$$T_i = \frac{P_i \cdot \sin(\psi_i + \delta_i + \varphi + \gamma_i - \gamma_{0i})}{\sin(\psi_i + \delta_i)}. \quad (23)$$

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

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 $\psi_i + \delta_i = 90^\circ$, при цьому має місце $T_i < P$.

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:

$$r_i = r_0 \cdot e^{\alpha \beta_i}. \quad (24)$$

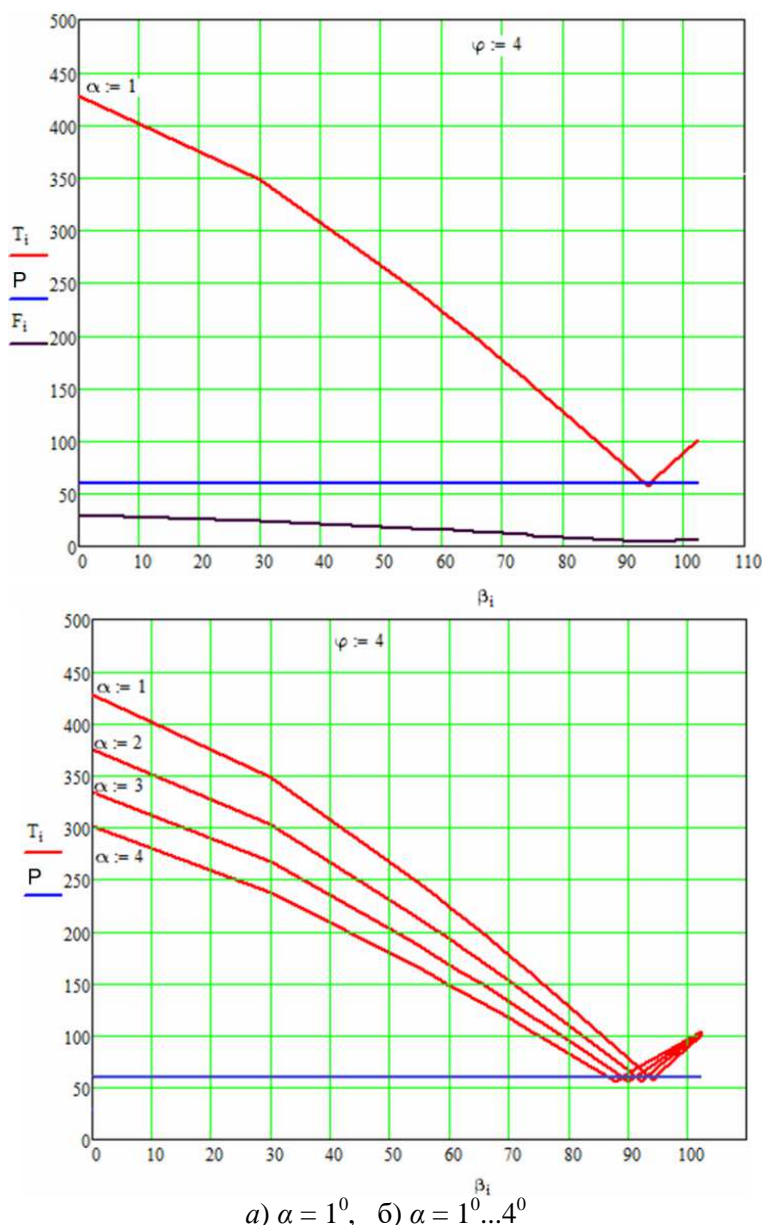


Рисунок 4 – Залежність сил в місці контакту від кута повороту кулачка

Заклинювання кулачкового механізму

Це процес защемлення кулачка між водилом і обсадною трубою в момент такого їх відносного переміщення, яке призводить до заковчання з ковзанням кулачка у вузький простір між ними.

Цей період супроводжується прикладанням навантаження на елементи механізму і їх деформацією; втратою енергії на тертя кочення поверхнею, втратою енергії на розрив мастильної 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 широкую частину простору, тобто діють в бік розклинювання (рис. 3а). Від прикладання до водила крутного моменту сила тертя F_1 спо-

чатку 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. 5а). Кут φ_0 є початковим кутом тиску сили N_1 .

Заклинювання починається при $\omega > 0$, а закінчується врівноваженим заклиніним станом при $\omega = 0$. При перекочуванні кулачка з ковзанням мастильна плівка в місці контакту кулачка з трубою розривається і настає металічний контакт; нормальний тиск N_1 зростає і зміщується на величину k_1 , а результуюча реакція осі кулачка S діє по дотичній до радіуса тертя $\rho = r f_2$ під кутом γ_3 до радіуса r (рис. 5б).

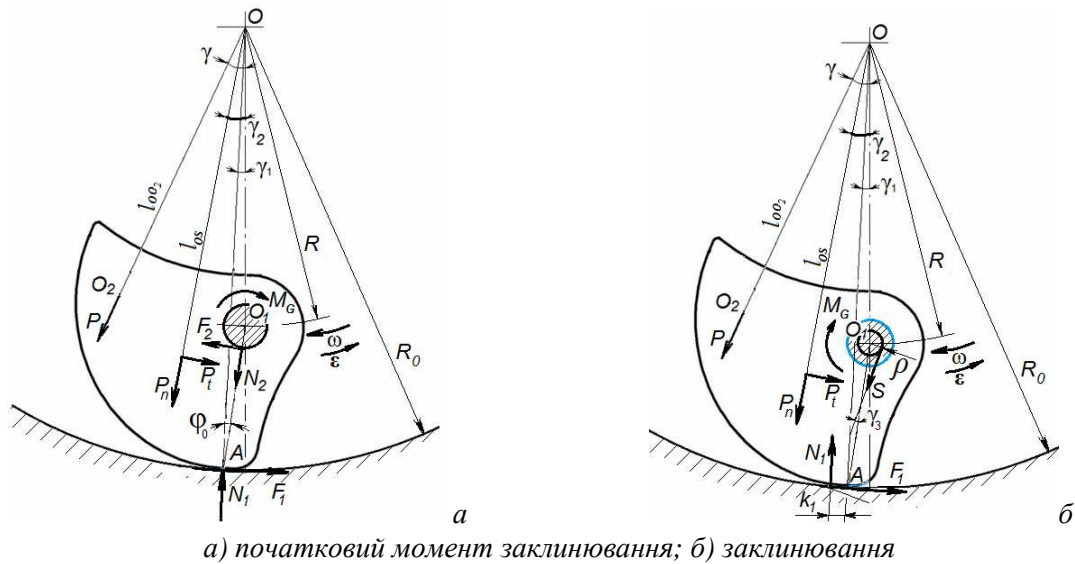


Рисунок 5 – Розрахункова схема для кулачка при самозаклинюванні

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

$$N_1 r (f_1 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) + PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G > 0 \quad (25)$$

Для визначення невідомих реакцій в точках контакту запишемо рівняння рівноваги кулачка, проектуючи всі сили на відрізок **OA**, а також рівняння моментів відносно т. А:

$$\begin{cases} N_1 - P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) - P \cos(\gamma - \gamma_1) - S \cos(\varphi_0 + \gamma_3) = 0; \\ N_1 (fR_0 - k) + P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] - SR_0 \sin(\varphi_0 + \gamma_3) - M_G = 0. \end{cases} \quad (26)$$

Звідки

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

$$N_1 = \{ P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] - M_G + P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) + P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) \times R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) + P \sin(\gamma - \gamma_1) R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) \} \times \{ R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) - fR_0 + k \}^{-1}.$$

З нерівності (24) запишемо умову заклинювання:

$$\begin{aligned} & \{ [P_n R_0 \sin(\gamma_2 - \gamma_1) + P_t [R_0 \cos(\gamma_2 - \gamma_1) - \ell_{OS}] - M_G + \\ & + P_n \cos(\gamma_2 - \gamma_1) R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3)] r (f_1 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) + \\ & + [P_t \sin(\gamma_2 - \gamma_1) R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) + \\ & + P \sin(\gamma - \gamma_1) R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3)] r (f_1 \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) \} \times \\ & \times \{ R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) - fR_0 + k \}^{-1} + \\ & + PR \sin \gamma + P_n R \sin \gamma_2 + P_t (\ell_{OS} - R \cos \gamma_2) - M_G > 0. \end{aligned} \quad (27)$$

Зважаючи на те, що кути γ_1, γ_3 та φ_0 мають малі величини [18], отримуємо:

$$\cos \gamma_1 \approx 1, \cos \varphi_0 \approx 1, \sin \gamma_1 \approx \gamma_1, \sin \varphi_0 \approx \varphi_0.$$

Тоді

$$\gamma_1 = \varphi_0 \frac{r}{R}, \operatorname{tg} \gamma_3 \approx \sin \gamma_3 = \frac{r_1 f_2}{r}.$$

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:

$$\left[\frac{P \sin(\gamma - \gamma_1) R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3)}{R_0 \operatorname{tg}(\varphi_0 + \gamma_3) - fR_0} \right] \times \times r (f \cos \varphi_0 - \sin \varphi_0) + PR \sin \gamma > 0 \quad (28)$$

або

$$\frac{r \sin(\gamma - \gamma_1) \left(\varphi_0 + \frac{r_1 f}{r} \right) (f - \varphi_0)}{\varphi_0 + \frac{r_1 f}{r} - f} + R \sin \gamma > 0. \quad (29)$$

Неважко бачити, що $\varphi_0 + \frac{r_1 f}{r} - f < 0$. Тому (29) набуває вигляду:

$$\left(\varphi_0 r \sin \gamma - \varphi_0^2 r \frac{r}{R} \cos \gamma + r_1 f \sin \gamma - \varphi_0 r_1 f \frac{r}{R} \cos \gamma \right) \times \times (f_1 - \varphi_0) + R \sin \gamma \left(\varphi_0 + \frac{r_1 f}{r} - f \right) < 0.$$

Після перетворень отримуємо:

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

або в приведенному вигляді:

$$\begin{aligned} & \varphi_0^3 - \varphi_0^2 \frac{R \operatorname{tg} \gamma - r_1 f + r f}{r} + \varphi_0 \frac{R \operatorname{tg} \gamma (R - r_1 f + fr) - r r_1 f^2}{r^2} - \\ & - \frac{f R \operatorname{tg} \gamma (R r - R r_1 - r r_1 f)}{r^3} < 0 \end{aligned} \quad (30)$$

$$\varphi_0^3 - a \varphi_0^2 + b \varphi_0 - c < 0. \quad (31)$$

Звідки

$$\varphi_0 < \varphi_{0\max}, \quad (32)$$

де $\varphi_{0\max}$ – максимально допустимий початковий кут тиску.

Це дійсний в області визначення $\varphi_0 \in (0; 11^\circ 20')$ корінь рівняння

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

В цьому випадку, як видно з виразу (30), на кут заклинювання впливають коефіцієнт тертя і геометричні розміри механізму і не впливає сила P притискання кулачка. Тому нема змісту її збільшувати понад рівень, розрахований за (12), який є достатнім для забезпечення контакту кулачка з обсадною трубою.

Для розробленого кулачкового механізму (рис. 2) при $R = 33$ мм, $r = 16$ мм, $R_0 = 49$ мм, $r_1 = 6$ мм, $\operatorname{tg} \gamma = 0,4557$, $f = 0,1$ нерівність (31) набуває вигляду:

$$\varphi_0^3 - 1,002 \varphi_0^2 + 1,993 \varphi_0 - 0,118 < 0. \quad (34)$$

Використовуючи підстановку Вієта [19], визначаємо:

$$Q = \frac{a^2 - 3b}{9} = 0,776; R = \frac{2a^3 - 9ab + 27c}{54} = 0,429.$$

Так як $S = Q^3 - S^2 = 0,283 > 0$ маємо три дійсних значення максимально допустимого початкового кута заклинювання:

$$(\varphi_{0\max})_1 = -2\sqrt{Q} \cos \left(\frac{1}{3} \arccos \frac{R}{\sqrt{Q^3}} \right) - \frac{a}{3} = -2,018 \text{ рад};$$

$$(\varphi_{0\max})_2 = -2\sqrt{Q} \cos \left(\frac{1}{3} \arccos \frac{R}{\sqrt{Q^3}} + \frac{2}{3} \pi \right) - \frac{a}{3} = 0,955 \text{ рад}$$

$$\begin{aligned} (\varphi_{0\max})_3 &= -2\sqrt{Q} \cos \left(\frac{1}{3} \arccos \frac{R}{\sqrt{Q^3}} - \frac{2}{3} \pi \right) - \frac{a}{3} = \\ &= 0,0612 \text{ рад} = 3,51^\circ \end{aligned}$$

Однак тільки третій розв'язок задовольняє умову (32). Тому для даного механізму початковий кут тиску повинен бути $\varphi_0 < \varphi_{0\max} = 3,51^\circ$.

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 визначити максимально допустимий кут підйому робочої поверхні кулачка. Дослідження можливості такого обґрунтування проведені в роботах [13, 15, 18]. У подальших роботах планується для можливості передачі механізмом заданого крутного моменту, крім виконання умов заклинювання, необхідно буде обґрунтувати додаткові параметри кулачкового вузла для виконання умови міцності його елементів.

Висновки

1. Ефект від використання пристрою для відгвинчування прихоплених труб у свердловині в порівнянні з використанням бурильної колони з лівобічною різьбою буде отримано за рахунок економії коштів на придбання великої кількості бурильних труб з лівобічною різьбою, 2-5 км і більше, транспортування і комплектування даних труб у свічі і потім виконання зворотного процесу вивільнення бурової установки від труб з лівобічною різьбою. Це дає підставу для проведення робіт, пов'язаних з вдосконаленням пристрою для відгвинчування прихоплених труб у свердловині.

2. У пристрої для відгвинчування пристрою труб у свердловині є вузол фіксації пристрою при надійній його роботі пристрій буде непрацездатним. Вузол фіксації утримує реактивний момент від обертання бурильної колони і розташовується в трубі обсадної колони. Тому дана робота направлена на визначення основних параметрів кулачкового вузла фіксації пристрою для відгвинчування прихоплених труб у свердловині.

3. Вибрано опорну поверхню кулачка, яка утворена переміщенням формуютьоючої твірної з дугою кола, по спіралі Архімеда (логарифмічній спіралі). Логарифмічна спіраль має постійний кут заклинювання також при великих допусках.

4. Під час використання запропонованої математичної моделі для визначення параметрами кулачкового вузла фіксації, встановлено, що:

- збільшення швидкості обертання пристрою не впливає на його заклинювання в обсадній трубі та збільшує втрати потужності при вільному ході;

- збільшення кута підйому робочої поверхні кулачка при незмінних розмірах механізму сприяє зменшенню напружень в місці контакту з обсадною трубою;

- на заклинювання кулачкового механізму в обсадній трубі впливають його геометричні розміри і коефіцієнт тертя, і не впливає сила притискання кулачка до внутрішньої поверхні труби (достатньо, щоб на момент заклинювання сила притискання забезпечувала контакт з трубою);

- визначений максимально допустимий початковий кут заклинювання дає можливість обґрунтувати кут підйому робочої поверхні кулачка.

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.: Mashgiz, 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. Оpubл. 28.09.1970. Бюл. № 30.

6. А.с. СССР № 1146411. Устройство для отворачивания труб в скважине. Оpubл. 23.03.1985. Бюл. № 11.

7. А.с. СССР № 1320387. Устройство для отворачивания труб в скважине. Оpubл. 30.06.1987. Бюл. № 24.

8. А.с. СССР № 1352038. Устройство для развинчивания труб в скважине. Оpubл. 15.11.1987. Бюл. № 42.

9. А.с. СССР № 1543042. Устройство для отворачивания бурильных труб в скважине. Оpubл. 15.02.1990. Бюл. № 6.

10. А.с. СССР № 1559104. Устройство для отворачивания труб в скважине. Оpubл. 23.04.1990. Бюл. № 15.

11. А.с. СССР № 1737100. Устройство для отворачивания труб в скважине. Оpubл. 30.05.1992. Бюл. № 20.

12. Приходько В.П. Проективання 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. Оpubл. 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. Оpubл. 15.04.2002. Бюл. № 4.

17. Пат. на корисну модель № 144078. Пристрій для розгвинчування труб у свердловині. Оpubл. 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.

References

1. Belousov A.P. Proektirovanie stanochnykh prispособleniy: Uchebnoe posobie dlya uchashihsya tehnikumov.3-e izd., pererab i dop.M.: Vyssh. Shkola, 1980. 240 p. [in Russian]

2. Anserov M.A. Zazhimnyie prispособleniya dlya tokarnyih i krugloshlifovalnyih stankov. L.: Mashgiz, 1947. 181 p. [in Russian]

3. Goldin L.S. Dinamika zaklinivaniya mehanizmov svobodnogo hoda dvustoronnego deystviya. Peredatochnyie mehanizmyi.M.: Mashinostroenie, 1966. 215 p. [in Russian]

4. Levchuk K.H., Moisyshyn V.M., Rys V.V., Hural I.M. Mekhanichni sposoby vyvillnennia prykhopenoho burylnoho instrumentu (ohliad). *Prykarpatskyi visnyk NTSh. Chyslo*. 2017. No 2(38), P. 196-235. [in Ukrainian]

5. A.s. SSSR No 282218. Ustroystvo dlya otvorachivaniya trub v skvazhine. Opubl. 28.09.1970. Byul. No 30. [in Russian]

6. A.s. SSSR No 1146411. Ustroystvo dlya otvorachivaniya trub v skvazhine. Opubl. 23.03.1985. Byul. No 11. [in Russian]
7. A.s. SSSR No 1320387. Ustroystvo dlya otvorachivaniya trub v skvazhine. Opubl. 30.06.1987. Byul. No 24. [in Russian]
8. A.s. SSSR No 1352038. Ustroystvo dlya razvinchivaniya trub v skvazhine. Opubl. 15.11.1987. Byul. No 42. [in Russian]
9. A.s. SSSR No 1543042. Ustroystvo dlya otvorachivaniya burilnih trub v skvazhine. Opubl. 15.02.1990. Byul. No 6. [in Russian]
10. A.s. SSSR No 1559104. Ustroystvo dlya otvorachivaniya trub v skvazhine. Opubl. 23.04.1990. Byul. No 15. [in Russian]
11. A.s. SSSR No 1737100. Ustroystvo dlya otvorachivaniya trub v skvazhine. Opubl. 30.05.1992. Byul. No 20.
12. Prykhodko V.P. Proektuvannia osnashchennia verstativ, robotiv i mashyn [Elektronnyi resurs] : navchalnyi posibnyk dlia studentiv spetsialnosti 133 «Haluzeve mashynobuduvannia» spetsializatsii «Kompiuterne proektuvannia verstativ, robotiv i mashyn» / NTUU «KPI im. Ihoria Sikorskoho»; uklad.: Prykhodko V.P., Lytvyn O.V. Elektronni tekstovi dani (1 fail: 37,71 Mbait). Kyiv : NTUU «KPI im. Ihoria Sikorskoho», 2018. 211 p. [in Ukrainian]
13. Malashchenko V.O. i in. Kulkovi mekhanizmy vilnoho khodu. Lviv: Novyi svit-2000, 2012. 212 p. [in Ukrainian]
14. Pat. № 117766. Mekhanizm vilnoho khodu z separatorom. Opubl. 25.09.2018. Biul. No 18. [in Ukrainian]
15. Borys A.O. Pokrashchennia efektyvnosti mekhanichnykh pryvodiv zastosuvanniam kulkovykh obhinno-zapobizhnykh muft: dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.02.02 - mashynoznavstvo. Lviv, 2019.170 p. [in Ukrainian]
16. Pat. No 45428. Prystrii dlia rozghvynchuvannia trub u sverdlovyni. Opubl. 15.04.2002. Biul. No 4. [in Ukrainian]
17. Pat. na korysnu model № 144078. Prystrii dlia rozghvynchuvannia trub u sverdlovyni. Opubl. 25.08.2020. Biul. No 16. [in Ukrainian]
18. Maltsev V.F. Rolikovyie mehanizmy svobodnogo hoda. M.: Mashinostroenie, 1968. 416 p. [in Russian]
19. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlya nauchnyih rabotnikov i inzhenerov. M.: Nauka, 1974. 832 p. [in Russian]