

PACS numbers: 46.40.-f, 46.55.+d, 62.30.+d, 89.20.Bb, 89.30.aj, 89.30.an

Створення віброзахисного пристрою для регулювання динаміки колони сталених бурильних труб і долота

В. М. Мойсишин, О. О. Слабий

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15,
76019 Івано-Франківськ, Україна*

Створено віброзахисний пристрій для регулювання динаміки роботи бурильної колони шляхом накопичення та перерозподілу енергії поздовжньо-крутильних коливань. Запропоновано математичний модель роботи пристрою та розглянуто особливості розрахунку його планетарного вальцеґвинтового механізму.

Ключові слова: сталені бурильні труби, поздовжньо-крутильні коливання, буровий регулятор, планетарний вальцеґвинтовий механізм, математичний модель.

Vibroprotective device is created for regulation of dynamics of the drilling string by means of both accumulation and redistribution of the energy of longitudinal-torsional vibrations. Mathematical model of the device operation is proposed, and features of the calculation of planetary roller-screw mechanism are considered.

Key words: steel drilling pipes, longitudinal-torsional vibrations, drill regulator, planetary roller-screw mechanism, mathematical model.

Создано виброзащитное устройство для регулирования динамики работы бурильной колонны путём накопления и перераспределения энергии продольно-крутильных колебаний. Предложена математическая модель ра-

Corresponding author: Orest Olehovych Slabyi
E-mail: burewisnyk@gmail.com

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas,
15 Karpatska Str., UA-76019 Ivano-Frankivsk, Ukraine*

Citation: V. M. Moisyshyn and O. O. Slabyi, Creation of the Vibroprotective Device for Adjustment of Dynamics of a Column of Steel Drill Pipes and a Bit, *Metallofiz. Noveishie Tekhnol.*, 40, No. 4: 541–550 (2018) (in Ukrainian), DOI: 10.15407/mfint.40.04.0541.

боты устройства и рассмотрены особенности расчёта его планетарного роликвинтового механизма.

Ключевые слова: стальные бурильные трубы, продольно-крутильные колебания, буровой регулятор, планетарный роликвинтовой механизм, математическая модель.

(Отримано 11 січня 2018 р.)

1. ВСТУП

Процес поглиблення свердловини долотами супроводжується коливаннями металевої бурильної колони, рівень яких істотно впливає на ефективність руйнування породи на вибої, міцність, надійність і довговічність бурильного інструменту.

Застосування сучасних досягнень науки до проектування бурильної колони і розробки раціональних режимів буріння є важливим резервом підвищення техніко-економічних показників буріння свердловини. Мова, в першу чергу, йде про врахування сукупності найенергоємніших видів коливань (грунтових поздовжніх і крутильних, поперечних вимушених і параметричних) та удосконалення конструкції колони металевих бурильних труб.

Одним із способів удосконалення компонувань бурильної колони є включення до її складу віброзахисних пристроїв, основне призначення яких — регулювання динаміки колони сталевих бурильних труб і долота. Конструкція пристроїв повинна забезпечувати передачу осьового навантаження і обертового моменту до долота з одночасним зменшенням або поглинанням вібрації та ударів [1].

Метою статті є розробка регулятора динаміки бурильного інструмента та побудова математичного моделю його роботи.

2. КОНСТРУКЦІЯ ТА ПРИНЦИП РОБОТИ БУРОВОГО РЕГУЛЯТОРА

Один із підходів до зміни динаміки роботи бурильного інструменту є включення до компоновки колони сталевих бурильних труб пристрою, який би здійснював накопичення і перерозподіл енергії, що підводиться до долота. Нами розроблено конструкцію бурового регулятора [2], який має наступні переваги:

- широкий діапазон налаштувань для впливу на поздовжньо-крутильні коливання за рахунок встановлення двох пружних елементів;
- у пристрої мінімізовано втрати енергії на тертя та демпфування;
- пристрій забезпечує можливість перерозподілу енергії, що під-

водиться з боку бурильної колони до породоруйнівного інструменту.

Конструкцію бурового регулятора показано на рис. 1. Він складається із корпусу 2, що являє собою товстостінну трубу із різьбовими з'єднаннями на кінцях, яка через ніпель 1 з'єднується із бурильною колоною.

До корпусу 2 кріпиться планетарний роликотвинтовий механізм (ПРГМ) із короткими двоступінчастими роликами. Величину кута підйому різних елементів ПРГМ підібрано так, щоб забезпечувалася можливість зворотнього ходу пари «гвинт-гайка». Застосування ПРГМ дає змогу зменшити втрати енергії на тертя через заміну тертя ковзання на тертя кочення у гвинтовій парі, а також забезпечити високу редукцію гвинтової передачі. ПРГМ складається із гайки 3, двоступінчастих різьбових роликів 6, двох сепараторів 7 і пустотілого гвинта 5. До гвинта 5 через муфту 8 кріпиться пустотілий шліцьовий вал 10, який входить в зачеплення із шліцьовою втулкою 11. На шліцьовому валі 10 між муфтою 8 і шліцьовою втулкою 11 встановлюється багатозахідна хвильова пружина 9. Застосування хвильових пружин дає змогу значно зменшити втрати на внутрішнє тертя, що притаманні тарілчастим пружинам і зменшити габарити вузла у порівнянні зі спіральними пружинами. Гільза 12 через перехідну втулку 13 кріпиться до пустотілого валу 14 і далі через ко-

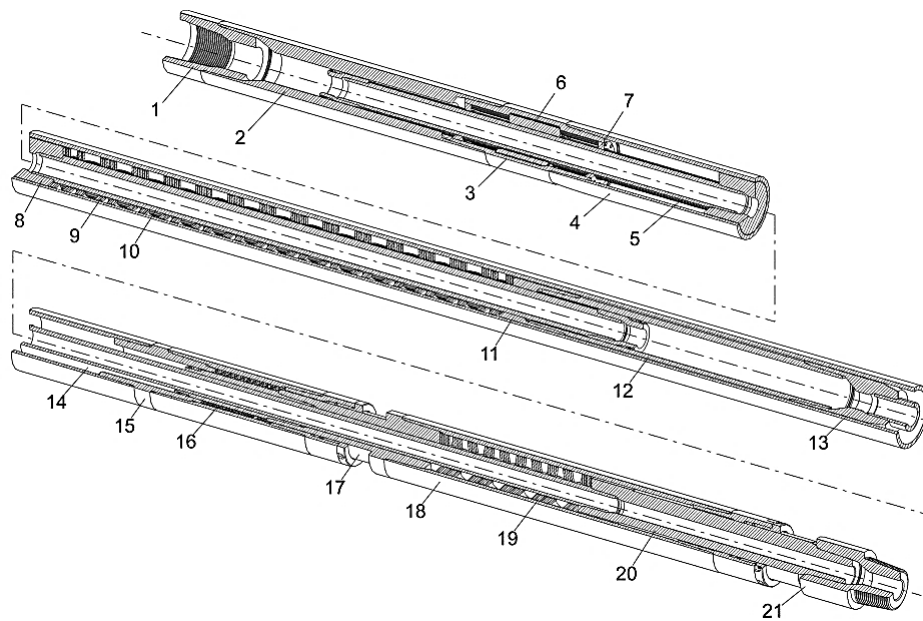


Рис. 1. Буровий регулятор в розрізі.

Fig. 1. Drill regulator in section.

лону 20 і перехідник 21 до бурильної колони. Окрім цього до гайки 3 кріпиться корпус 4, що являє собою тонкостінну трубу, до протилежного кінця якого через муфту 15 кріпиться опорний вузол 16. На пустотілому валу 14 між штангою 17 і колоною 20 встановлюється багатозахідна хвильова пружина 19. Для забезпечення захисту пружини від навколишнього середовища до штанги 17 монтується корпус 18.

Буровий регулятор працює наступним чином. Під дією крутного моменту, що передається від бурильної колони до породоруйнівного інструменту, на гвинті 5 виникає осьова сила і крутний момент, величини яких прямопропорційно співвідносяться між собою. Це спричинює осьове і кутове зміщення гвинта 5, а разом із ним муфти 8 і шліцьового валу 10 відносно гайки 3, допоки осьова сила, що виникає на гвинті, не буде зрівноважена силою пружності пружини 9, яка прикладена до муфти 8. Оскільки шліцьова втулка 11 входить в зачеплення із шліцьовим валом 10, кутове зміщення гвинта передається на шліцьову втулку 11, а далі через гільзу 12, перехідну втулку 13 і пустотілий вал 14 на колону 20 і перехідник 21. Окрім цього дія осрової сили, що передається бурильною колоною, спричинює осьове зміщення колони 20 відносно корпусу 2. Це призводить до деформації пружин 9 і 19, які поєднані паралельно. Отже пружина 19 в процесі роботи забезпечує накопичення і віддачу енергії осьових коливань бурильної колони, а пружина 9 накопичення, перерозподіл і віддачу енергії осьових і крутильних коливань бурильної колони. Це дає змогу за рахунок зміни жорсткості пружин 9 і 19 підбирати оптимальні показники залежності «осьова сила–крутний момент».

Промивальна рідина проходить через буровий регулятор наступним чином. Спочатку промивальна рідина подається в порожнину ніпеля 1, далі через корпус 2 потрапляє в порожнини гвинта 5, муфти 8 і шліцьового валу 10. Звідти промивальна рідина через гільзу 12 і перехідну втулку 13 потрапляє в порожнину валу 14 і через отвір в колоні 20 подається на вихід через перехідник 21.

3. ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮ РОБОТИ БУРОВОГО РЕГУЛЯТОРА

Для побудови математичного моделю роботи бурового регулятора розглянемо схему, зображену на рис. 2, яка включає два пружних елементи з коефіцієнтами жорсткості k_1 і k_2 відповідно, поступальну пару, опорний вузол і гвинтову пару, що характеризується передавальним відношенням u і коефіцієнтом δ . Коефіцієнт δ описує відношення крутного моменту до осрової сили, яка виникає на гвинті в процесі роботи, залежить від геометричних параметрів ПРГП і обчислюється наступним чином:

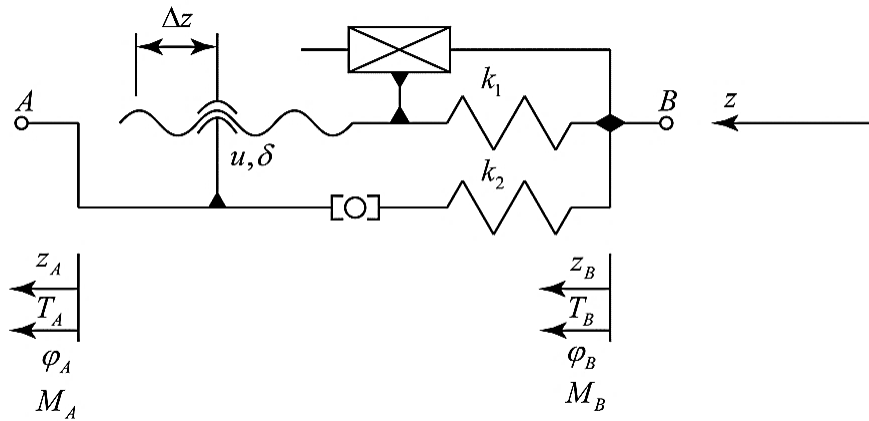


Рис. 2. Розрахункова схема бурового регулятора.

Fig. 2. Scheme of the drill controller.

$$\delta = M/T, \quad (1)$$

де M — крутний момент на гвинті, T — осьова сила на гвинті.

Вибираємо систему координат, що пов'язана з вибоєм свердловини. Вісь z направимо по осі свердловини в напрямку гирла. Відповідно, координати положення кінців A і B бурового регулятора позначимо як z_A і z_B , а їх кутові зміщення навколо осі z — через φ_A і φ_B . Прикладемо до кінців A і B осьові сили T_A і T_B та моменти M_A і M_B . Величину осьового зміщення гвинта позначимо через Δz , а відносне кутове зміщення кінців бурового регулятора через $\Delta\varphi = \varphi_B - \varphi_A$. Напишемо рівняння рівноваги:

$$T_A + T_B = 0, \quad M_A + M_B = 0. \quad (2)$$

Величину осьової сили визначаємо, виходячи із величин деформації пружин:

$$T_A = k_1(z_A - z_B - \Delta z) + k_2(z_A - z_B). \quad (3)$$

Значення осьового зміщення гвинта та крутного моменту обчислюємо за формулами:

$$\Delta z = u\Delta\varphi, \quad (4)$$

$$M_A = \delta k_1(z_A - z_B - \Delta z). \quad (5)$$

В результаті одержуємо математичний модель роботи бурового регулятора, що складається з шістьох рівнянь, чотирьох граничних

умов і містить десять невідомих.

4. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ПЛАНЕТАРНОГО РОЛИКОГВИНТОВОГО МЕХАНІЗМУ БУРОВОГО РЕГУЛЯТОРА

ПРГМ є наукоємним механізмом, конструкція якого повинна відповідати низці вимог [3–7]. Окрім цього до конструкції ПРГМ в буровому регуляторі накладаються додаткові вимоги, такі як:

- забезпечення високої редукції передачі,
- обмежені габаритні розміри,
- потреба забезпечення зворотнього ходу пари «гвинт–гайка».

Розглянемо особливості проектування ПРГМ бурового регулятора, взявши за основу роботи [4, 5], для чого наведемо розрахункову схему поперечного перерізу ПРГМ, зображену на рис. 3. Із конструкції ПРГМ можна одержати наступні геометричні залежності:

$$R_C = R_S + R_{R2}, \quad R_N = R_S + R_{R1} + R_{R2}, \quad (6)$$

де R_C — радіус ділильного кола сепаратора, R_S — середній радіус різі гвинта, R_N — середній радіус різі гайки, R_{R1} і R_{R2} — середні радіуси різі меншої та більшої ступені роликів відповідно.

Зважаючи на те, що в ПРГМ використовують спеціальні різі із

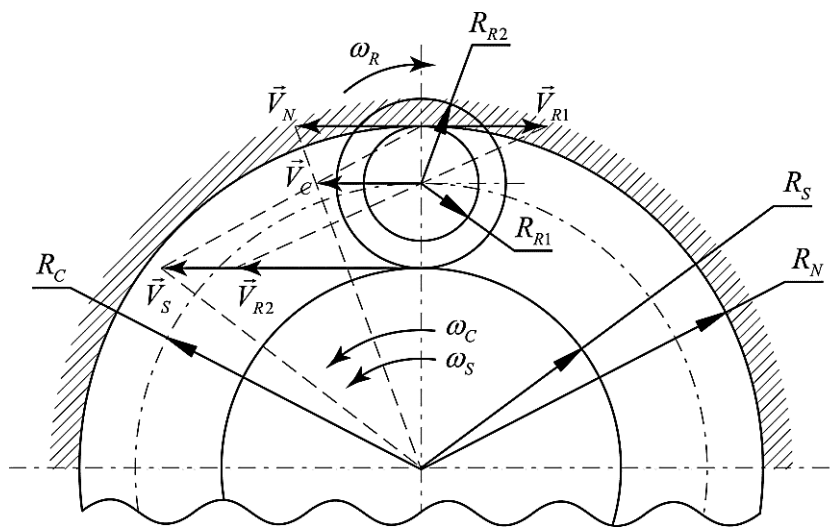


Рис. 3. Розрахункова схема для дослідження кінематики планетарного роликотвинтового механізму.

Fig. 2. Scheme for studying the kinematics of the planetary roller screw mechanism.

значним кутом при вершині ($\alpha = 90^\circ$), умова незаклинювання ролика набуває наступного вигляду:

$$R_{R2} > R_{R1} + 0,5p_N, \quad (7)$$

де p_N — крок різі на гайці.

Розглянемо кінематику ПРГМ, для чого приймемо систему координат, зв'язану з геометрією гайки. Кутову швидкість гвинта відносно гайки позначимо через ω_S . Побудуємо план швидкостей планетарного механізму. Різьовий ролик в процесі роботи обкочується по гайці так, щоб він не зміщувався відносно гайки в осьовому напрямку, тобто його абсолютна швидкість в точці контакту з гайкою має дорівнювати нулю, а отже:

$$V_N = V_{R1}, \quad (8)$$

де V_N — переносна кругова швидкість ролика, V_{R1} — відносна кругова швидкість ролика. Виходячи із цього, знаходимо значення кутових швидкостей сепаратора ω_C і ролика ω_R як функції від ω_S :

$$\omega_C = \frac{V_C}{(R_S + R_{R2})} = \frac{\frac{V_S R_{R1}}{(R_{R1} + R_{R2})}}{(R_S + R_{R2})} = \frac{\omega_S R_S R_{R1}}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (9)$$

$$\omega_C R_N = \omega_R R_{R1} \Rightarrow \omega_R = \frac{\omega_C R_N}{R_{R1}} = \frac{\omega_S R_S R_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}.$$

Визначаємо зміщення гвинта відносно гайки за один повний оберт гвинта. В процесі роботи ПРГМ осьове переміщення гвинта за один повний оберт гвинта можна розділити на три незалежні переміщення [4, 5]:

$$u = H_1 - H_2 + H_3 = p_S z_S - \frac{R_S R_N z_{R2} p_S}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})} + \frac{R_S R_N z_S p_S}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (10)$$

де H_1, H_2, H_3 — зміщення гвинта відносно гайки за один його оберт при нерухомих роликах, зміщення гвинта внаслідок обертання роликів навколо своєї осі при нерухомому сепараторі та зміщення гвинта внаслідок обертання роликів, спричиненого повертанням сепаратора, z_S — кількість заходів різі на гвинті, p_S — крок різі на гвинті, N_R — число обертів, що здійснить ролик за один оберт ролика, z_{R2} — число заходів різі на більшій ступені ролика, φ_R — кут на який повернеться ролик навколо осі за один повний оберт гвинта, φ_C — кут на який повернеться сепаратор за один повний оберт гвинта.

Зважаючи на те, що з умови працездатності механізму абсолютне осьове зміщення роликів відносно гайки дорівнює нулю, напишемо:

$$H_4 = H_5,$$

$$\frac{R_S R_N z_{R1} p_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})} = \frac{R_S R_{R1} z_N p_N}{(R_{R1} + R_{R2})(R_S + R_{R2})}, \quad (11)$$

$$\frac{z_{R1}}{z_N} = \frac{R_{R1}}{R_N}.$$

де H_5, H_6 — осьове зміщення ролика внаслідок його прокручування навколо нерухомої осі та осьове зміщення нерухомих роликів внаслідок повертання сепаратора відповідно, z_{R1} — число заходів різі на меншому ролику, z_N — число заходів різі гайки.

Рівняння (11) є конструктивною умовою, що забезпечує працездатність механізму виходячи з кінематики його роботи.

Крок різі та число її заходів для деталей ПРГМ слід вибирати виходячи із затребуваного коефіцієнта δ гвинтової передачі, величин статичного і динамічного зусиль, що передаються через кінематичну пару, і потреби запобігання виникненню силової взаємодії між торцем ролика та гайки. Розглянемо вплив вищеписаних вимог на геометрію ПРГМ, для чого розглянемо розрахункову схему різьбового ролика, яку зображено на рис. 4.

Відкинувши гайку та гвинт, замінимо їхній вплив на ролик від-

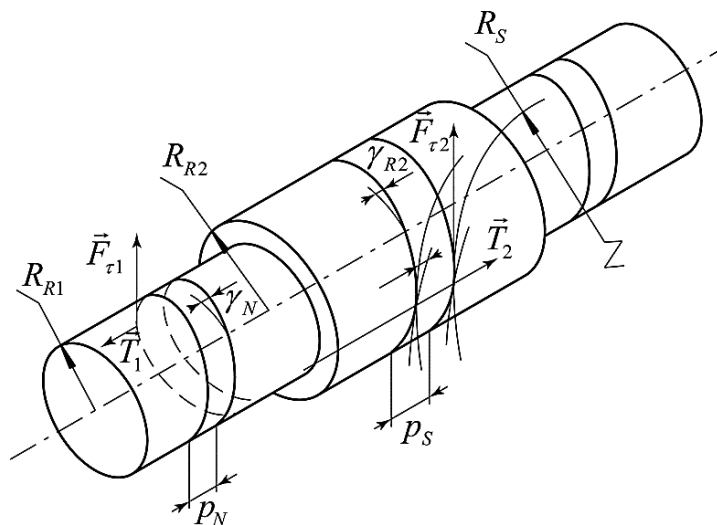


Рис. 4. Розрахункова схема короткого двоступінчастого різьбового ролика.

Fig. 4. Scheme of a short two-stage threaded roller.

повідними реакціями. Розкладемо реакції на осьові й тангенційні складові та напишемо рівняння рівноваги:

$$T_1 - T_2 = 0, F_{\tau 1} R_{R1} - F_{\tau 2} R_{R2} = 0. \quad (12)$$

Співвідношення між осьовою і тангенційною складовою реакції можна виразити через кут підйому різі:

$$\tan \gamma_S = \frac{T_2}{F_{\tau 2}}, \tan \gamma_N = \frac{T_1}{F_{\tau 1}}, \quad (13)$$

де γ_S і γ_N — кути нахилу різі гвинта та гайки відповідно, що обчислюються за формулами:

$$\tan \gamma_S = \frac{z_S p_S}{2\pi R_S} = \frac{z_{R2} p_S}{2\pi R_{R2}}, \tan \gamma_N = \frac{z_N p_N}{2\pi R_N} = \frac{z_{R1} p_N}{2\pi R_{R1}}. \quad (14)$$

Підставивши (14) і (13) в (12), одержимо:

$$\frac{R_{R1}}{R_{R2}} = \sqrt{\frac{z_{R1} p_N}{z_{R2} p_S}}, \frac{R_{R1} R_N}{R_{R2} R_S} = \frac{z_N p_N}{z_S p_S}. \quad (15)$$

Коефіцієнт δ ПРГМ можна обчислити за наступною формулою:

$$\delta = \frac{F_{\tau 2} R_S}{T_2} = \frac{R_S}{\tan \gamma_S}. \quad (16)$$

5. ВИСНОВКИ

Розроблено нову конструкцію бурового пристрою, який дозволяє регулювати динаміку колони сталевих бурильних труб з меншими втратами енергії в кінетичних парах. Паралельне з'єднання двох пружних елементів в конструкції регулятора уможливорює розширити діапазон налаштувань для впливу на поздовжньо-крутильні коливання бурильної колони, а застосування планетарного роликотвинтового механізму забезпечує високу редукцію гвинтової передачі за можливості зворотнього ходу в парі «гвинт-гайка».

Розглянуто особливості конструктивного виконання планетарного роликотвинтового механізму регулятора, які зводяться до умов підбору діаметрів гвинта, ролика і гайки. Запропоновано математичний модель роботи регулятора.

ЦИТОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. V. Moisyshyn and K. Levchuk, *Oil Gas Sci. Technol.*, **72**, No. 5: 27-1 (2017).
2. О. О. Слабий, В. М. Мойшин, В. І. Вежерик, *Регулятор буровий*: Патент

- 114949, МПК E21B 17/07 (Бюлетень № 6) (2017).
3. Д. С. Блинов, М. И. Морозов, П. Д. Анисимов, *Наука и образование МГТУ им. Н. Э. Баумана*, **15**: 32 (2015).
 4. Д. С. Блинов, *Планетарные роликовинтовые механизмы: Конструкция, методы расчётов* (Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана: 2006).
 5. П. А. Соколов, О. А. Ряховский, Д. С. Блинов, И. А. Лаптев, *Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение»*, **1**: 3 (2005).
 6. В. В. Козырев, *Конструкции роликовинтовых передач и методика их проектирования* (Владимир: Владимирский государственный университет: 2004).
 7. В. В. Козырев, *Конструкции, теория и методика проектирования и исследования планетарных передач винт–гайка с резьбовыми роликами и мехатронных модулей на их базе* (Владимир: Владимирский государственный университет: 2011).

REFERENCES

1. V. Moisyshyn and K. Levchuk, *Oil Gas Sci. Technol.*, **72**, No. 5: 27-1 (2017).
2. O. O. Slabyi, V. M. Moisyshyn, and V. I. Vekeryk, *Regulyator Burovyi [Drilling Controller]: Patent 114949 MPK, E21B 17/07 (Bull. No. 6) (2017)* (in Ukrainian).
3. D. S. Blinov, M. I. Morozov, and P. D. Anisimov, *Nauka i Obrazovanie MGTU im. N. E. Bauman*, **15**: 32 (2015) (in Russian).
4. D. S. Blinov, *Planetarnye Rolikovintovye Mekhanizmy: Konstruktsiya, Metody Raschetov* (Moscow: MGTU im. N. E. Bauman: 2006) (in Russian).
5. P. A. Sokolov, O. A. Ryakhovskiy, D. S. Blinov, and I. A. Laptev, *Vestnik Moskovskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. N. E. Bauman. Seriya 'Mashinostroenie'*, **1**: 3 (2005) (in Russian).
6. V. V. Kozыrev, *Konstruktsii Rolikovintovykh Peredach i Metodika Ikh Proektirovaniya* (Vladimir: Vladimirskiy Gosudarstvennyi Universitet: 2004) (in Russian).
7. V. V. Kozыrev and Konstruktsii, *Teoriya i Metodika Proektirovaniya i Issledovaniya Planetarnykh Peredach Vint–Gayka s Rez'bovymi Rolikami i Mekhatronnykh Moduley na Ikh Baze* (Vladimir: Vladimirskiy Gosudarstvennyy Universitet: 2011) (in Russian).