

Стрілець О.Р.¹,
Малашенко В.О.²,
Стрілець В.М.¹

¹ Національний університет водного господарства та природокористування,
м. Рівне, Україна,

E-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua

² Національний університет

«Львівська політехніка»,

м. Львів, Україна,

E-mail: volod.malash@gmail.com

**ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ПРИСТРОЇВ КЕРУВАННЯ
ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ ЧЕРЕЗ ЗУБЧАСТІ
ДИФЕРЕНЦІАЛИ НА ОСНОВІ ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ
ЕФЕКТИВНОСТІ**

УДК 621.833.65

Проведені теоретичні дослідження надійності пристроїв зміни швидкості через зубчасті диференціали і замкнуті гідросистеми, на основі їх енергетичної ефективності, визначенням коефіцієнтів корисної дії. Отримані аналітичні вирази для визначення коефіцієнта корисної дії зубчастого диференціала пристрою зміни швидкості з різними комбінаціями ведучої та веденої ланок і ланки керування. Для розв'язання цієї задачі застосований метод потенціальної потужності – виходячи із втрат на тертя у кожному зачепленні зубчастих коліс. Ці втрати пропорціональні добутку колової сили на зубцях і колової швидкості точки початкового кола сателіта по відношенню до водила, або добутку обертального моменту цієї сили на кутову швидкість. За допомогою комп'ютерного моделювання аналітичних виразів, застосуванням програмного пакету MS Excel, можна отримати графічні залежності коефіцієнта корисної дії від передаточного відношення зубчастого зачеплення і кутової швидкості ланок керування – сонячного зубчастого колеса, або епіцикла, або водила. Наведений приклад таких графіків для випадку, коли ведучою ланкою буде сонячне зубчасте колесо, веденою – водило, а ланкою керування зміною швидкості – епіцикл. За отриманими графічними залежностями для коефіцієнта корисної дії зубчастих диференціалів наочно можна прослідкувати зміну його значення в залежності від кутової швидкості ланки керування і передаточного відношення. Це дозволяє оцінити досконалість пристрою зміни швидкості через зубчастий диференціал з замкнутою гідросистемою з точки зору енергозатрат і можливого самогальмування, а також зробити висновки про його надійність. Результати мають практичне застосування на стадії розробки і при проектуванні нових пристроїв керування змінами швидкості та є підґрунтям для подальших досліджень. Рекомендується для впровадження у проектну і конструкторську практику при розробленні конструкцій нових пристроїв зміни швидкості через диференціальні передачі приводів різної техніки та в навчальний процес вищих технічних навчальних закладів у дисципліні машинознавства для вивчення приводів машин.

Ключові слова: надійність, енергетична ефективність, коефіцієнт корисної дії, пристрій зміни швидкості, зубчастий диференціал, сонячне зубчасте колесо, епіцикл, водило і сателіт зубчастого диференціала, замкнута гідросистема.

Вступ. У приводах сільськогосподарських, меліоративних, підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх та інших машин виникає необхідність керування змінами швидкості за величиною та напрямком їх виконавчих механізмів [1]. Для цього часто використовують пристрої з ступінчастим і безступінчастим керуванням швидкістю відповідно за допомогою ступінчастих і безступінчастих коробок швидкостей, які мають прості та складні зубчасті передачі, або ланцюгові, пасові та фрикційні варіатори. Основними недоліками існуючого ступінчастого керування швидкістю є виникнення динамі-

чних навантажень під час переходів з однієї швидкості на іншу, а традиційного безступінчастого – інтенсивне спрацювання деталей внаслідок використання фрикційних зв'язків у вигляді стрічкових, колодкових або дискових гальм та блокувальних фрикційних муфт. Це істотно впливає на зменшення надійності деталей приводів і машин в цілому. Тому актуальною науково-технічною задачею є розробка нових комбінованих пристроїв для безступінчастого керування процесом зміни швидкості у вигляді зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами та їх дослідження.

Постановка проблеми. Розробка на рівні винаходів зупинника вантажу, що переміщається механізмом підйому в вигляді замкнутої гідросистеми [2,3] і застосування його в зубчастих диференціалах, які являються предметом особливої уваги учених, наприклад [4–7], привело до створення нових пристроїв для керування змінами швидкості. Розроблені пристрої змінами швидкості усувають відмічені недоліки. Проведення силових досліджень, проектування і експлуатації таких пристроїв для керування змінами швидкості необхідні знання про їх надійність на основі енергетичної ефективності, яка оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД). Знання про ККД для зубчастих диференціалів, де керування змінами швидкості здійснюється за допомогою замкнутої гідросистеми через сонячне зубчасте колесо, або епіцикл, або водило дозволяє оцінити їх надійність з точки зору енергетичної ефективності та можливості самогальмування.

Результати досліджень. Визначити ККД можна методом потенціальної потужності – виходячи із втрат на тертя у кожному зачепленні зубчастих коліс. Ці втрати пропорціональні добутку колової сили на зубцях і колової швидкості точки початкового кола сателіта по відношенню до водила, або добутку обертального моменту цієї сили на кутову швидкість, [5]. Відомості про обертальні моменти ланок зубчастого диференціала можна отримати із умови рівноваги, яка має вид:

$$T_1 + T_3 + T_4 = 0, \quad (1)$$

де T_1 , T_3 і T_4 – обертальні моменти, відповідно на сонячному зубчастому колесі, епіциклі і водилі. У всіх випадках, у пристрої керування швидкістю через зубчастий диференціал одна ланка ведуча, одна ланка ведена і одна ланка керування швидкістю. Із розглянутої умови рівноваги (1) встановлений зв'язок між обертальними моментами ланок зубчастого диференціала:

$$T_3 = -T_1 u_{13}^{(4)} \eta_{13}^k; \quad T_4 = -T_1 (1 - u_{13}^{(4)} \eta_{13}^k), \quad (2)$$

де $\eta_{13}(\eta_{13}^{(4)})$ – ККД для передач з зупиненим водилом; $k = +1$ – коли передача потужності здійснюється від сонячного зубчатого колеса z_1 до зубчатого колеса – епіциклу z_3 і $k = -1$ – коли передача потужності здійснюється від зубчастого колеса – епіциклу z_3 до сонячного зубчатого колеса z_1 ; $u_{13}^{(4)} = -z_3 / z_1$ – передаточне відношення зубчастого диференціала при зупиненому водилі.

На рис. 1 показана схема замкнутої гідросистеми – зупинника, яка складається з шестеренчастого гідронасоса 1, трубопроводів 2, регулювального крана 3, зворотного клапана 4 і ємності для рідини 5.

Замкнута гідросистема працює так. Шестеренчастий гідронасос перекачує рідину в замкнутій гідросистемі, коли регулювальний кран відкритий. Якщо регулювальний кран закритий, шестеренчастий гідронасос зупинений і, при цьому, ланка на якій встановлена замкнута гідросистема зупинена. Цей принцип роботи замкнутої гідросистеми використаний для керування змінами швидкості веденої ланки зубчастого диференціала в залежності від швидкості ланки керування.

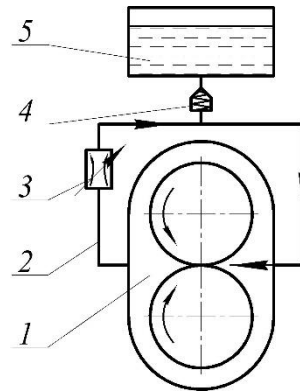


Рис. 1 – Схема замкнутої гідросистеми

На рис. 2 показана схема зубчастого диференціала, де керування змінами швидкості виконується через сонячне зубчасте колесо. Зубчастий диференціал складається з сонячного зубчастого колеса 1, сателітів 2, опорного зубчастого колеса – епіциклу 3 і водила 4 установлених у корпусі 5. На корпусі 5 установлена замкнута гідросистема – зупинник 6 і з'єднаний з сонячним зубчастим колесом 1 зубчастою передачею 7.

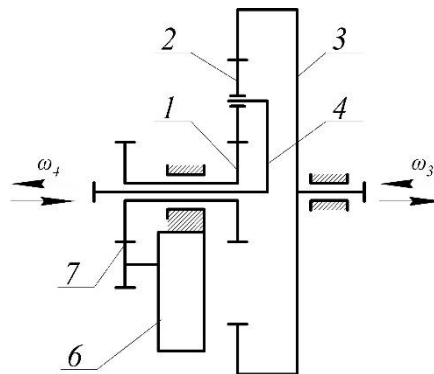


Рис. 2 – Схема зубчастого диференціала з керуванням змінами швидкості через сонячне зубчасте колесо

Коли ведучою ланкою буде водило, а веденою – епіцикл, ланкою керування змінами швидкості – сонячне зубчасте колесо, тоді вираз для ККД має вид

$$\eta_{43} = -\frac{T_3 \omega_3}{T_4 \omega_4 + T_1 \omega_1}. \quad (3)$$

Після підстановки значень T_1, T_3, T_4 в (3) і заміни ω_3 через ω_4 [8], маємо:

$$\eta_{43} = \frac{[(1 + u_{13}^{(4)})\omega_4 - \omega_1]\eta_{13}}{(1 + u_{13}^{(4)})\omega_4 - \omega_1}. \quad (4)$$

Якщо ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – водило, для такого ж зубчастого диференціала, тоді вираз для ККД має вид:

$$\eta_{34} = -\frac{T_4 \omega_4}{T_3 \omega_3 + T_1 \omega_1}. \quad (5)$$

Після підстановки значень T_1, T_3, T_4 в (5) і заміни ω_4 через ω_3 [8], маємо

$$\eta_{34} = \frac{(\eta_{13} + u_{13}^{(4)})(\omega_1 + \omega_3 u_{13}^{(4)})}{(1 + u_{13}^{(4)})(\omega_1 \eta_{13} + \omega_3 u_{13}^{(4)})}. \quad (6)$$

На рис. 3 показаний зубчастий диференціал, як на рис. 2, тільки зупинник 6 зв'язаний з епіциклом 3 зубчастою передачею 7.

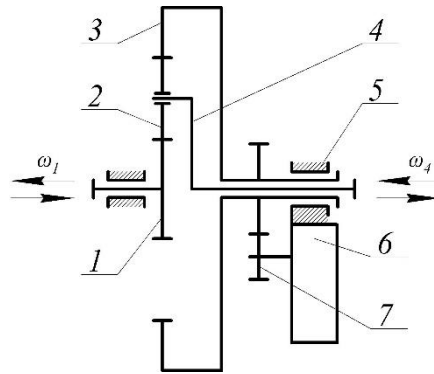


Рис. 3 – Схема зубчастого диференціала з керуванням зміною швидкості через епіцикл

Коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, тобто обертальний момент сил опору прикладається до водила, і керування змінами швидкості здійснюється через епіцикл, тоді вираз для ККД буде мати такий вид

$$\eta_{14} = -\frac{T_4 \omega_4}{T_1 \omega_1 + T_3 \omega_3}. \quad (7)$$

Підставимо значення T_1 , T_3 і T_4 у (7) і замінимо ω_4 через ω_1 [9], після нескладних перетворень, отримаємо:

$$\eta_{14} = \frac{(1 + u_{13}^{(4)} \eta_{13})(\omega_1 + \omega_3 u_{13}^{(4)})}{(1 + u_{13}^{(4)})(\omega_1 + \omega_3 u_{13}^{(4)} \eta_{13})}. \quad (8)$$

Якщо обертальний момент T_1 є моментом опору робочої машини – ведене сонячне зубчасте колесо, а T_4 – обертальний момент ведучого водила і T_3 обертальний момент ланки керування змінами швидкості – епіциклу, тоді ККД для цього випадку буде

$$\eta_{41} = -\frac{T_1 \omega_1}{T_4 \omega_4 + T_3 \omega_3}. \quad (9)$$

Після підстановки T_1 , T_3 і T_4 у (9), заміни ω_1 через ω_4 [9], отримаємо:

$$\eta_{41} = \frac{[\omega_4(1 + u_{13}^{(4)}) - \omega_3 u_{13}^{(4)}] \eta_{13}}{\omega_4(\eta_{13} + u_{13}^{(4)}) - \omega_3 u_{13}^{(4)}}. \quad (10)$$

На рис. 4 показаний подібний зубчастий диференціал, тільки зупинник 6 зв'язаний з водилом 4 зубчастою передачею 7.

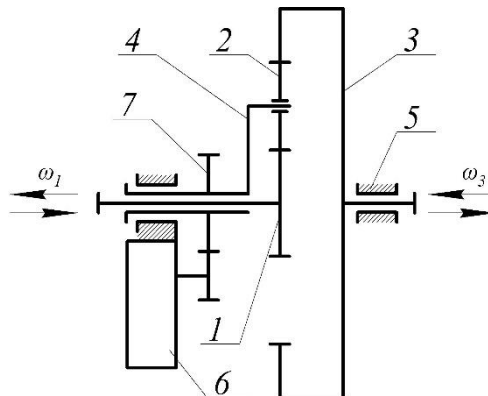


Рис. 4 – Схема зубчастого диференціала з керуванням змінами швидкості через водило

Коли обертальний момент T_1 ведучий, T_3 – ведений, а T_4 – керувальний, тоді ККД визначиться із виразу

$$\eta_{13} = -\frac{T_3 \omega_3}{T_1 \omega_1 + T_4 \omega_4}. \quad (11)$$

При підстановці T_1 , T_3 і T_4 в (11), заміні ω_3 через ω_1 [10], після нескладних перетворень, отримаємо:

$$\eta_{13} = \frac{[\omega_1 - \omega_4(1 + u_{13}^{(4)})]\eta_{13}^{(4)}}{\omega_1 - \omega_4(1 + u_{13}^{(4)})}. \quad (12)$$

Якщо обертальний момент T_1 є веденим, T_3 – ведучим, а T_4 – керувальним, тоді

$$\eta_{31} = -\frac{T_1 \omega_1}{T_3 \omega_3 + T_4 \omega_4}. \quad (13)$$

Підставимо в формулу (13) значення T_1 , T_3 і T_4 , а ω_1 замінимо через ω_3 [10], отримаємо

$$\eta_{31} = \frac{[\omega_3 u_{13}^{(4)} - \omega_4(1 + u_{13}^{(4)})]\eta_{13}^{(4)}}{\omega_3 u_{13}^{(4)} - \omega_4(\eta_{13} + u_{13}^{(4)})}. \quad (14)$$

За допомогою комп'ютерного моделювання аналітичних виразів, застосуванням програмного пакету MS Excel, можна отримати графічні залежності ККД від передаточного відношення зубчастого зачеплення і кутової швидкості ланок керування – сонячного зубчастого колеса, або епіциклу, або водила.

Для прикладу покажемо характер зміни ККД зубчастого диференціала з замкнутою гідросистемою від параметрів передачі, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, веденою – водило, а ланка керування - епіцикл. Формула (8) запрограмована на ПЕОМ та отримані графічні залежності $\eta_{14} = f(\omega_1, \omega_3, u_{13}^{(4)})$ для прийнятих даних: передаточних відношень, що змінювались у межах $u_{13}^{(4)} = 1 \dots 10$; кутова швидкість ведучої ланки $\omega_1 = 100 \text{ рад/с}$; ККД для передачі з зупиненим водилом $\eta_{13}^{(4)} = 0,97$; швидкість ланки керування змінювалась у межах $\omega_3 = 0 \dots 25 \text{ рад/с}$. Отримані графіки показані на рис. 5.

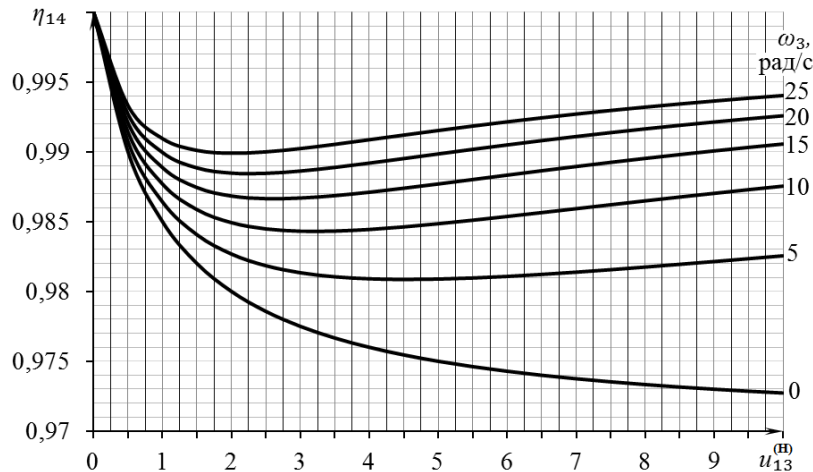


Рис. 5 – Графіки зміни ККД $\eta_{14} = f(\omega_1, \omega_3, u_{13}^{(4)})$ у зубчастому диференціалі, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило в залежності від передаточного відношення $u_{13}^{(4)}$ і швидкості керування ω_3

Із графіків (рис. 5) видно, що у зубчастому диференціалі пристрою зміни швидкості, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, ККД вищий ніж у простій зубчастій передачі та істотно збільшується зі збільшенням кутової швидкості ланки керування ω_3 та дещо зменшується зі збільшенням передаточного відношення $u_{13}^{(4)}$ і не можливе самогальмування.

Висновки. Приведені аналітичні вирази (4), (6), (8), (10), (12) і (14) за допомогою комп'ютерного моделювання на ПЕОМ дозволяють отримати графічні залежності ККД, як на рис. 5, для різних схем зубчастих диференціалів, в тому числі, для багатоступінчастих [11–15], і за допомогою цих графіків можна робити висновки про надійність пристроїв керування змінами швидкості з точки зору енергетичної ефективності та можливості самогальмування в залежності від, передаточного відношення, швидкості ланки керування і числа ступеней.

Література:

1. Малащенко В. О. Класифікація способів і пристроїв керування процесом зміни швидкості у техніці / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса : 2015. - №1. – С. 70–78.
2. Пат. № 44135 UA. Вантажопорний зупинник. МПК В66D5/32 / Куденко М.М., Стрілець В.М.; заявник та патентовласник Український державний університет водного господарства та природокористування. – № 2001053400; заявл. 21.05.2001; опубл. 15.03.2005, Бюл. №3.
3. Пат. №2211796 RU. Останов для груза, перемещаемого механизмом подъема. МПК В66D5/00 / Куденко Н.М., Стрелец В.Н.; заявитель и патентообладатель Украинский государственный университет водного хозяйства и природопользования. – № 2001107699/28; заявл. 21.03.2001; опубл. 10.09.2003, Бюл. №25.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Машиностроение, 1988 – 640с.
5. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин : Підручник / Я. Т. Кіницький // НАН України. – К. : «Наукова Думка», 2002. – 660 с.
6. Uicker, J. J. Theory of Machines and Mechanisms / J. J. Uicker, G. R. Pennock, J. E. Shigley. – Oxford University Press, New York, USA, 2003.
7. Hohn, B.-R. Light-Weight Design for Planetary Gear Transmissions / B.-R. Hohn, K. Stahl, P. Gwinner. // «Gear Technology», Randall Publications LLC, 2013.
8. Стрілець О.Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О.Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Хмельницького національного університету». – № 5(229).2015. – Хмельницький: ХНУ, 2015. – С. 68–72.
9. Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через епіцикл / О.Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя». – № 4 (80). – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 129–135.
10. Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через водило / О.Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – № 6 (95), ч.1. – Кременчук: КрНУ, 2015. – С. 87–92.
11. Малащенко В.О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходінкової зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ «ХПІ», 2016. – №23(1195). – С. 87–92.
12. Малащенко В.О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходінкової зубчастої передачі через сонячне зубчасте колесо / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів: НУ «ЛПІ», 2016. – № 838. – С. 57–63.

13. Малащенко В.А. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой / В.А. Малащенко, О.Р. Стрилец, В.Н. Стрилец // Международный инженерный журнал «Механические передачи. Приводы и компоненты машин». – М.: 2015. – № 4-5. – С. 7–10.
14. Вавилов А.В. Совершенствование трансмиссий дорожных машин для повышения их конкурентоспособности и обеспечения импортозамещения». / А.В. Вавилов, В.А.Малащенко, О.Р.Стрилец, В.Н. Стрилец // Автомобильные дороги и мосты. – №4. – Минск: БНТУ, 2016. – С.140–150.
15. Malashenko V. Method and device for speed change by the epicyclic gear train with stepped-planet gear set / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // RESEARCH WORKS OF AFIT. – Warchava, 2016. – Issue 38. – p. 13–19.

Summary

Strilets O.R., Malaschenko V.O., Strilets V.M. Estimation of reliability of devices of control of speed changes through gear differentials on the basis of their energy efficiency

The theoretical study of the reliability of devices for speed change by gear differentials with closed circuit hydrosystems have been held, based on energy efficiency of such devices, defining efficiency coefficient. The analytical expressions have been obtained for determining the efficiency coefficient of the gear differential of the speed change device with various combinations of driving, driven and control links. To solve this problem, potential power method have been used, based on the frictional losses in each wheel engagement. These losses are proportional to the product of the circular force on the teeth and the velocity of the point on the satellite's initial circle in relation to the carrier, or the product of the torque from this force and angular velocity. Using computer simulation of analytical expressions, using the MS Excel software package, the graphical dependencies of the performance efficiency from the gear ratio and the angular velocity of the control link – either sun gear, or ring gear or carrier, have been obtained. The example of the graphs have been given for the case when the driving element is a sun gear, driven is a carrier, and the ring gear controls the speed change. The obtained graphic dependences for the performance efficiency of the gear differentials graphically allow you to follow the change in the value of the efficiency, depending on the angular velocity of the control link and the gear ratio. This allows us to evaluate the perfection of a speed change device with gear differential and closed circuit hydrosystem in terms of energy consumption and possible self-braking, and also derive the conclusion about its reliability. The results obtained have practical application at the stage of development and when designing new speed control devices through the sun gear and provide the basis for further research. Recommended for implementation in engineering practice during the design of new speed changing devices through the gear differentials of drives of various techniques and in the educational process of higher technical schools in the discipline of machine science in the study of machine drives at the engineering disciplines in higher educational establishments.

Keywords: reliability, energy efficiency, coefficient of performance efficiency, speed change device, gear differential, sun gear, ring gear, carrier, planet, closed circuit hydrosystem.

References

1. Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Klasyfikatsiya sposobiv i prystroyiv keruvannya protsesom zminy shvydkosti u tekhnitsi, Pidyomno-transportna tekhnika, Odesa, 2015, No. 1, pp. 70–78.
2. Kudenko M. M., Strilets V. M. Vantazhoupornyy zupynnyk, Pat. № 44135 UA., 15.03.2005, Byul. №3.

3. Kudenko M. M., Strilets V. Ostanov dlya gruzha, peremeshchayemogo mekhanizmom pod"yema, Pat. №2211796 RU, 10.09.2003, Byul. №25.
4. Artobolevskiy I. I. Teoriya mekhanizmov i mashin, Moskow : Mashinostroyeniye, 1988, 640 p.
5. Kinytskiy, Ya. T. Teoriya mekhanizmiv i mashyn : Pidruchnyk, NAN Ukrayiny, Kyiv : «Naukova Dumka», 2002., 660 p.
6. Uicker, J. J., Pennock G. R. , Shigley J. E. Theory of Machines and Mechanisms, Oxford University Press, New York, USA, 2003.
7. Hohn, B.–R., Stahl K., Gwinner P. Light-Weight Design for Planetary Gear Transmissions, «Gear Technology», Randall Publications LLC, 2013.
8. Strilets O. R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsialnoyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso, Naukovyy zhurnal «Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu», 2015, No. 5(229), pp. 68–72.
9. Strilets O. R. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsialnoyi peredachi cherez epitsykl, Naukovyy zhurnal «Visnyk Ternopilskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu imeni Ivana Pulyuya», 2015, No. 4 (80), pp. 129–135.
10. Strilets O. R. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu zubchastoyi dyferentsialnoyi peredachi cherez vodylo, Visnyk Kremenchutskoho natsionalnoho universytetu imeni Mykhayla Ostrohradskoho, 2015, No. 6 (95), part 1, pp. 87–92.
11. Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu bahatoskhodynkovoyi zubchastoyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso, Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KHPI». Zbirnyk naukovykh prats. Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 2016, No. 23(1195), pp. 87–92.
12. Malashchenko V. O., Strilets O. R., Strilets V. M. Keruvannya zminamy shvydkosti za dopomohoyu bahatoskhodynkovoyi zubchastoyi peredachi cherez sonyachne zubchaste koleso, Visnyk Natsionalnoho universytetu «Lvivska politekhnika». Dynamika, mitsnist ta proektuvannya mashyn i pryladiv, 2016, No. 838. pp. 57–63.
13. Malashchenko V. A., Strilets O. R., Strelets V. N. Novyy spsoby besstupenchatogo izmeneniya skorosti pri pomoshchi zubchatykh differentsial'nykh peredach s zamknotoy gidrosistemoy, Mezhdunarodnyy inzhenernyy zhurnal «Mekhanicheskiye peredachi. Privody i komponenty mashin», 2015, No. 4-5, pp. 7–10.
14. Vavilov A. V., Malashchenko V. A., Strilets O. R., Strelets V. N. Sovershenstvovaniye transmissiy dorozhnykh mashin dlya povysheniya ikh konkurentosposobnosti i obespecheniya importozameshcheniya», Avtomobil'nyye dorogi i mosty, 2016, No. 4., Minsk, pp.140–150.
15. Malashchenko V., Strilets O., Strilets V. Method and device for speed change by the epicyclic gear train with stepped-planet gear set, RESEARCH WORKS OF AFIT, Warshava, 2016, Iss. 38. pp. 13–19.