

ОБҐРУНТУВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЗУБЧАСТОЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ З ВЕДУЧИМ ВОДИЛОМ І ВЕДЕНИМ ЕПІЦИКЛОМ АБО НАВПАКИ У ПРИСТРОЇ ЗМІНИ ШВИДКОСТІ

Проаналізована робота дворядної зубчастої диференціальної передачі з внутрішнім і зовнішнім зачепленням зубчастих коліс, коли ведучою ланкою є водило, а веденою – епіцикл або навпаки з точки зору ККД для випадку, коли керуючою ланкою є сонячне зубчасте колесо, кутова швидкість якого може змінюватися за допомогою замкненої гідросистеми від нуля до максимуму. Виконані теоретичні дослідження ККД для такої передачі і за допомогою комп'ютерного моделювання отримані графічні залежності його від передаточного відношення та швидкостей ведучої ланки і ланки керування. Отримані аналітичні та графічні залежності ККД між ведучою і веденою ланками (водилом та епіциклом, або навпаки) у односходинкових дворядних зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами наочно дозволяють перекоонатися про зміну значення ККД і оцінити його з точки зору самогальмування.

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії (ККД), зубчаста диференціальна передача, сонячне зубчасте колесо, епіцикл, водило, замкнута гідросистема.

O.R. STRILETS

National University of Water Management and Nature Resources Use, Rivne

EFFICIENCY JUSTIFICATION OF EPICYCLIC GEAR TRAIN WITH DRIVING CARRIER AND DRIVEN RING GEAR, OR VICE VERSA, IN SPEED CHANGE DEVICE

The article considers the functioning of a two-row epicyclic gear train when the driving element is a carrier and the driven - is ring gear, or vice versa, from the point of view of its efficiency. The cogwheels couples can have either internal or external gearing. The control element here is a sun gear that can be rotated or stopped by closed circuit hydrosystem. We have conducted a theoretical computer research of efficiency in such epicyclic gear train and using the means of computer modelling we have obtained graphical dependences of the transmission efficiency from its parameters. Thus, analytical and graphical dependences obtained for efficiency coefficient between driving and driven in a two-row epicyclic gear trains with closed circuit hydrosystems allow to verify visually the change of efficiency value and evaluating it in terms of self-braking.

Key words: efficiency coefficient, epicyclic gear train, sun gear, carrier, ring gear, satellite, hydrosystem.

Постановка проблеми

Під час виконання робіт підйомно-транспортними, будівельними, дорожніми, меліоративними машинами, автомобілями і тракторами, металообробними верстатами та іншою технікою виникає необхідність керування змінами швидкості за величиною та напрямком. У вітчизняній і зарубіжній техніці відомі способи сходинкового і безсходинкового керування швидкістю їх виконавчих механізмів, які мають багато недоліків. Із-за цього зменшується довговічність і надійність деталей приводів і машин в цілому. Тому запропонований новий спосіб і пристрої для керування змінами швидкості, які усувають згадані недоліки, за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами. Запропоновані пристрої керування змінами швидкості за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутими гідросистемами, потребують подальших досліджень їх кінематичних, силових і геометричних параметрів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У вітчизняній [1–12] і зарубіжній [13–16] періодичній технічній літературі запропонований новий спосіб керування змінами швидкості за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою. У доповідях на наукових конференціях та інших наукових дискусіях, наприклад [17–21], часто звертається увага на ККД таких пристроїв, які дозволяють керувати змінами швидкості за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою таких, що розроблені на рівні патентів України [22–25] і потребують подальших теоретичних досліджень їх кінематичних, силових і геометричних параметрів.

Загальні поняття ККД широко описані у відомій класичній технічній літературі з теорії механізмів і машин, наприклад, [26], але це мало стосується конкретних випадків роботи специфічних механізмів.

Мета роботи

Метою роботи є теоретично-комп'ютерне дослідження залежності зміни ККД зубчастої диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою між ведучою ланкою (водило) і веденою (епіцикл), або навпаки, коли керування виконується через сонячне зубчасте колесо; отримати аналітичні та графічні залежності ККД між ведучою і веденою ланками (водилом та епіциклом, або навпаки) у односходинкових дворядних зубчастих диференціальних передачах з внутрішніми і зовнішніми зачепленнями зубчастих коліс і з замкнутими гідросистемами від передаточного відношення, кутових швидкостей ведучої ланки і ланки керування та оцінити його з точки зору самогальмування.

Реалізація роботи

Загальновідомо, що за коефіцієнтом корисної дії оцінюють досконалість машин і механізмів та

намагаються його постійно підвищувати. Коефіцієнт корисної дії лежить у межах $0 \leq \eta < 1$ і є величиною, яка визначається відношенням корисної до витраченої потужності за достатньо відомими формулами. Його можна записати так

$$\eta = P_{kc} / P_n, \tag{1}$$

де P_{kc} – потужність корисних сил; $P_n = P_{kc} + P_{usc}$ – повна потужність, яка подається на механізм, де P_{usc} – потужність шкідливих сил.

Вказане вище загальне визначення коефіцієнта корисної дії може бути конкретизовано для окремих випадків і, що важливо, можна отримати формули для визначення його через інші параметри механізмів.

Визначення ККД зубчастих диференціальних передач не завжди необхідне. Якщо така передача застосовується в якості редуктора, який передає потужність виконавчому механізму машини на протязі тривалого часу, тоді для виявлення її придатності необхідно визначати ККД. У разі, коли такі передачі використовують у якості пристроїв регулювання руху деяких ланок ККД можна не визначати, якщо є впевненість, що передача не самогальмівна.

На практиці в основному застосовують три відомі методи визначення ККД [26], які можна прийняти за базові для розв'язування поставленої конкретної задачі.

ККД запропонованого пристрою для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, початково має загальний вигляд

$$\eta = \eta_{43}\eta_6\eta_7, \tag{2}$$

де η_{43} – ККД зубчастої диференціальної передачі; η_6 – ККД привода замкнутої гідросистеми (зубчастої передачі); η_7 – ККД замкнутої гідросистеми (втрати потужності на роботу насоса при перекачуванні рідини у замкнутій гідросистемі).

Блок-схема можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, наведено на рис. 1.

На основі аналізу втрат потужності у пристрої (рис.1, блок-схеми) зроблений висновок, що частина потужності, поданої на сонячне зубчасте колесо через сателіт, передається на водило, а її частина через сателіт передається на епіцикл і замкнуту гідросистему.

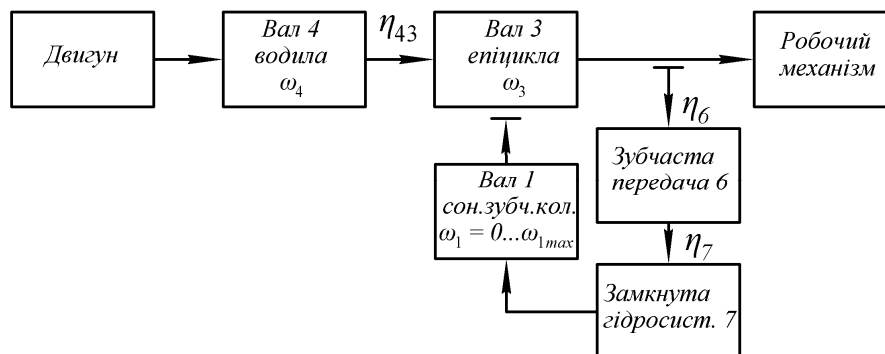


Рис. 1. Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є водило, а веденою – епіцикл, керування виконується через сонячне зубчасте колесо

Для визначення ККД розглянемо схему сил, які діють у зачепленнях сонячного зубчастого колеса і сателіта \bar{F}_{12} , сателіта та епіциклу \bar{F}_{23} і сателіта та водила \bar{F}_{24} і запишемо умову рівноваги сателіта (рис. 2) у вигляді

$$\bar{F}_{12} + \bar{F}_{23} + \bar{F}_{24} = 0. \tag{3}$$

Крім того, сума моментів сил, які діють на сателіт, відносно осі його обертання, рівна нулю:

$$\bar{F}_{12}r_2 + \bar{F}_{23}r'_2 = 0, \tag{4}$$

де r_2 і r'_2 – радіус початкового кола сателіта, відповідно, з числом зубців z_2 і z'_2

З виразів (3) і (4) сили, діючі на ланки диференціальної передачі будуть:

$$\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{23}; \tag{5}$$

$$\bar{F}_{24} = -(\bar{F}_{12} + \bar{F}_{23}). \tag{6}$$

Отримані формули показують, що одна з заданих сил дає можливість визначити дві інші.

Якщо маємо заданий обертальний момент T_1 , то

$$F_{12} = T_1 / r_1, \tag{7}$$

де r_1 – радіус початкового кола сонячного зубчастого колеса z_1 .

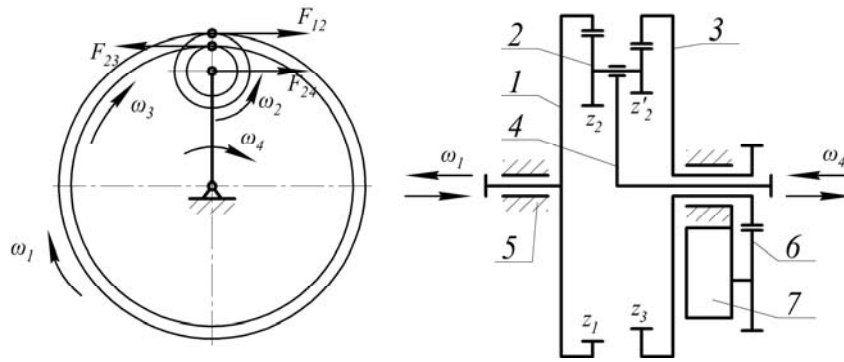


Рис. 2. Схема диференціальної двоохрядної передачі з внутрішнім зачепленням коліс: 1 – сонячне зубчасте колесо; 2 – сателіт; 3 – епіцикл; 4 – водило; 5 – корпус; 6 – зубчаста передача; 7 – замкнута гідросистема

Відповідно до виразу (7) для обертального моменту, який прикладається до колеса z_3 у передачі з зупиненим водилом, маємо

$$T_3 = F_{23}r_3 = -\frac{r_3}{r_1}T_1 = -u_{13}^{(4)}T_1, \quad (8)$$

тобто обертальні моменти T_1 і T_3 без врахування тертя, відносяться, як у зубчастій передачі з нерухомими осями. Враховуючи тертя на зубцях, зв'язок між обертальними моментами можна подати так

$$T_3 = -T_1 u_{13}^{(4)} \eta_{13}^k, \quad (9)$$

де η_{13} – ККД передачі з нерухомими осями, визначається як для послідовного зачеплення; $k = +1$ – коли передача потужності здійснюється від зубчастого колеса z_1 до зубчастого колеса z_3 і $k = -1$ – коли передача потужності здійснюється від зубчастого колеса z_3 до зубчастого колеса z_1 ; $u_{13}^{(4)} = +\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$ –

передаточне число зубчастої диференціальної передачі при зупиненому водилі.

У даному випадку ККД зубчастої диференціальної передачі необхідно визначити тому, що передається значна потужність від водила до епіциклу або навпаки, тобто вона застосовується, як силова передача, а сонячне зубчасте колесо служить ланкою для зміни величини швидкості.

Зв'язок між обертальними моментами, які діють на ланки зубчастої диференціальної передачі, може бути встановлений із розгляду умови рівноваги передачі в цілому, а саме:

$$T_1 + T_3 + T_4 = 0, \quad (10)$$

де T_4 – обертальний момент, який діє на водило. Згідно [26]

$$T_4 = -T_1(1 - u_{13}^{(4)} \eta_{13}). \quad (11)$$

Коли ведучою ланкою є водило, а веденою – епіцикл, момент сил опору прикладений до епіциклу, тоді вираз для ККД буде мати такий вигляд

$$\eta_{43} = -\frac{T_3 \omega_3}{T_4 \omega_4 + T_1 \omega_1}. \quad (12)$$

Підставимо значення T_1 , T_3 і T_4 у (12) і виразимо ω_3 через ω_4 використавши формулу (1), [7], після нескладних перетворень, отримаємо:

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

Для того, щоб більш наочно показати характер зміни ККД диференціальної передачі з пристроєм у вигляді замкнutoї гідросистеми коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, від параметрів передачі, виконано наступне. Формула (13) запрограмована та отримані на комп'ютері графічні залежності $\eta_{43} = f(\omega_1, \omega_4, u_{13}^{(4)})$ для передаточних відношень, що змінювались у межах $u_{13}^{(4)} = 0, 1 \dots 1$, та кутовій швидкості ведучої ланки $\omega_4 = 100 \text{ рад/с}$. Отримані графічні залежності для: $\eta_{13}^{(4)} = 0,97$ і $\omega_1 = 0 \dots 25 \text{ рад/с}$ показані наведені на рис.3.

ККД пристрою для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнutoю гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є водило, а веденою сонячне зубчасте колесо, записується у вигляді

$$\eta = \eta_{34} \eta_6 \eta_7, \quad (14)$$

де η_{34} – ККД диференціальної передачі; η_6 – ККД привода замкнutoї гідросистеми; η_7 – ККД замкнutoї гідросистеми (втрати потужності на роботу насоса при перекачуванні рідини у замкнutoї гідросистемі).

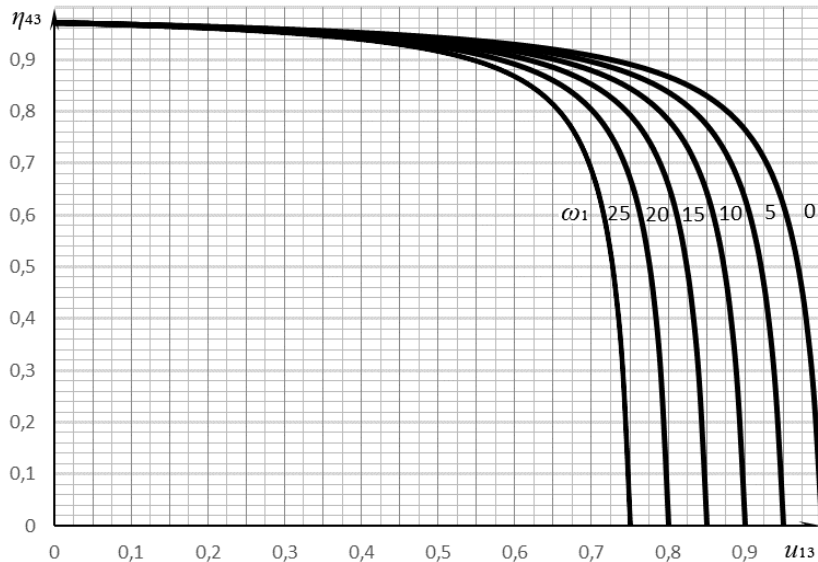


Рис. 3. Графіки зміни ККД у диференціальній однорядній передачі коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило залежно від передаточного числа і швидкості керування

Блок-схема можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є водило 4, а веденою сонячне зубчасте колесо 1, наведена на рис. 4.

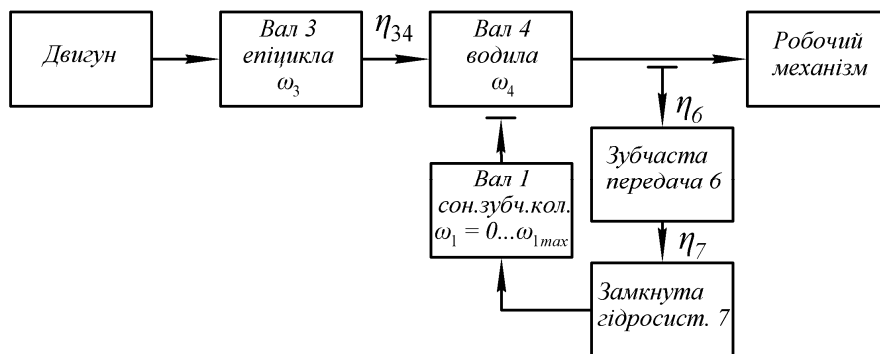


Рис. 4. Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – водило, керування виконується через сонячне зубчасте колесо

Якщо обертальний момент T_4 є моментом опору робочої машини – водило є веденим, а T_3 – обертальний момент ведучого епіциклу і T_1 обертальний момент ланки керування – сонячного, тоді коефіцієнт корисної дії при веденому сонячному зубчастому колесі z_1 можна виразити відношенням корисно використаної потужності до повної потужності

$$\eta_{34} = -\frac{T_4 \omega_4}{T_3 \omega_3 + T_1 \omega_1} \tag{15}$$

Якщо у формулу (15) підставити значення $T_1, T_3 = -T_1 u_{13}^{(4)} \eta_{13}^{-1}$ і $T_4 = -T_1 (1 - u_{13}^{(4)} \eta_{13}^{-1})$ з формул (9) і (11) та замінимо ω_1 через ω_4 використавши формулу (3) з [8], після нескладних перетворень, отримаємо вираз для ККД при веденому зубчастому колесі z_1 у вигляді.

$$\eta_{34} = \frac{(1 - u_{13}^{(4)} \eta_{13})(\omega_1 - \omega_3 u_{13}^{(4)})}{(1 - u_{13}^{(4)})(\omega_1 - \omega_3 u_{13}^{(4)} \eta_{13})} \tag{17}$$

Подібно до попереднього отримано графічні зображення виразу (17) для: $\eta_{13}^{(4)} = 0,97$; $\omega_4 = 100 \text{ рад/с}$; $u_{13}^{(4)} = 0,1 \dots 1$ і $\omega_3 = 0 \dots 25 \text{ рад/с}$, що наведені на рис. 5.

Для двохрядної зубчастої диференціальної передачі з зовнішнім зачепленням коліс, показаної на рис. 6, висновки будуть подібними.

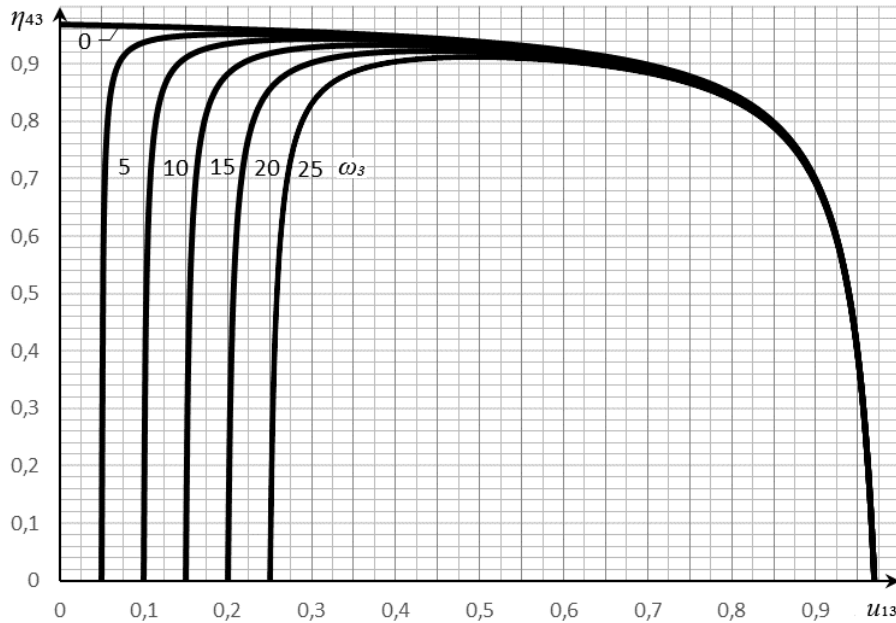


Рис. 5. Графіки зміни ККД у диференціальній двохранній передачі коли ведучою ланкою є епіцикл, а веденою – водило

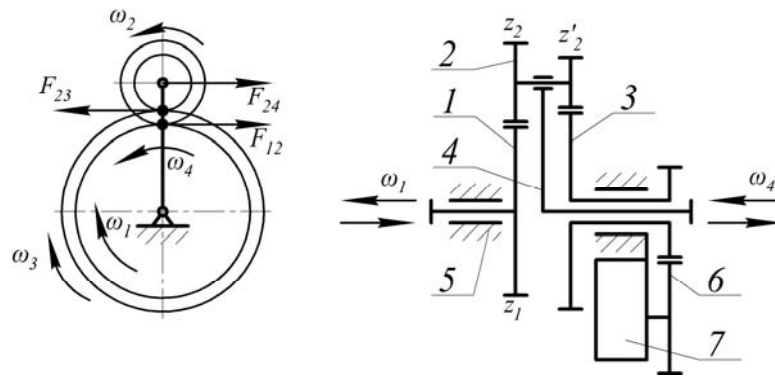


Рис. 6. Схеми сил у зубчастій диференціальній двохранній передачі з зовнішнім зачепленням коліс

Висновки

1. Отримані аналітичні та графічні залежності ККД між ведучою і веденою ланками (сонячним зубчастим колесом і водилом, або навпаки) у односхідчастих одnorядних і двохранних зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання, надані на рис. 3 і 5, наочно дозволяють перекоонатися про зміну значення ККД і оцінити його з точки зору самогальмування.

2. Із графіків (рис. 3) видно, що у зубчастій диференціальній передачі, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, ККД вищий ніж у простій передачі та істотно збільшується зі збільшенням кутової швидкості ланки керування та дещо зменшується зі збільшенням передаточного відношення.

3. Із графіків (рис. 5) видно, що у зубчастій диференціальній передачі, де ведучою ланкою є водило, а веденою – сонячне зубчасте колесо, ККД вищий ніж у простій передачі, дещо зменшується зі збільшенням передаточного відношення і збільшується зі збільшенням кутової швидкості ланки керування, а аналіз виразу 17 показує, що ККД не зменшується для даного квадранта до нуля і неможливе самогальмування.

Література

1. Стрілець О. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі / О. Стрілець, В. Стрілець, І. Шинкаренко // *Машинознавство : всеукраїнський наук.-техн. і виробн. журнал.* – 2007. – № 6 (120). – С. 38–41.
2. Стрілець О. Комп'ютерне моделювання диференціальних передач з пристроєм для керування швидкістю / О. Стрілець // *Машинознавство : всеукраїнський наук.-техн. і виробн. журнал.* – 2009. – № 12 (150). – С. 39–43.
3. Malashchenko V. Fundamentals of Creation of New Devices for Speed Chang Management / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science.* – Lviv : LPNU, 2015. – № 2. – P. 11–20.
4. 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.
5. Стрілець О.Р. Обґрунтування можливості керування змінами швидкості за допомогою диференціальних передач / О. Стрілець // Вісник Інженерної академії України. – К. : НАУ, 2015. – № 2. – С. 177–181.
6. 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». – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – № 4 (80). – С. 129–135.
7. Стрілець О.Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через сонячне зубчасте колесо / О.Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Хмельницького національного університету». – 2015. – № 5. – С. 68–72.
8. Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою неповної диференціальної передачі через сателіт / О.Р. Стрілець // Вісник національного університету водного господарства та природокористування. Технічні науки. – Рівне, 2015. – № 4 (72). – С. 138–148.
9. Стрілець О.Р. Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через водило / О.Р. Стрілець // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – 2015. – № 6 (95), ч. 1. – С. 87–92.
10. Малащенко В.О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходинкової 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.
11. Малащенко В.О. Керування змінами швидкості за допомогою багатосходинкової 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 «ЛП», 2016. – № 838. – С. 57–63.
12. Малащенко В.О. Новий привод з диференціалом і замкнутою гідросистемою для керування швидкістю машин / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Вібрації в техніці та технологіях : всеукраїнський науково-технічний журнал – Вінниця, 2016. – № 3(83). – С. 109–116.
13. Malashenko V. Metoda i urzadzenie do zmiany predkosci za pomoca obiegowej przekladni zebatej z zestawem stopniowanych kol planetarnich / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // PRACE NAUKOWE ITVL. – 2016. – Zeszit 38. – S. 5–11.
14. 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. – 2016. – Issue 38. – P. 13–19.
15. Малащенко В.А. Новый способ бесступенчатого изменения скорости при помощи зубчатых дифференциальных передач с замкнутой гидросистемой / В.А. Малащенко, О.Р. Стрилец, В.Н. Стрелец // Механические передачи. Приводы и компоненты машин : международный инженерный журнал. – М., 2015. – № 4-5. – С. 7–10.
16. 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. Стрелец // Автомобильные дороги и мосты. – Минск : БНТУ, 2016. – С. 140–150.
17. Стрілець О.Р. Способи керування змінами швидкості у техніці / О.Р. Стрілець // Збірник тез. VIII-ї Міжнародної наук.-практ. конференції «Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси ПРТК-2015». – К., 18–19 травня, 2015. – С. 220–221.
18. Стрілець О.Р. Огляд і аналіз способів керування змінами швидкості в техніці 12-й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові / О.Р. Стрілець // тези, 28-29 травня 2015 року. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2015. – С. 196–197.
19. Стрілець О.Р. Кінематичні можливості зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою / О.Р. Стрілець // Матеріали Міжнародної науково-технічної конф. молодих учених і студентів „Актуальні задачі сучасних технологій. – Тернопіль, 25-26 листопада 2015. – Том 1. – С. 234–235.
20. Стрілець О.Р. Можливості багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою керувати швидкістю / О.Р. Стрілець // Збірник тез. IX-ї Міжнародної науково-практ. конф. «Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси ПРТК-2016». – К., 17–18 травня 2016. – С. 234–236.
21. Стрілець О.Р. Про визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою для керування змінами швидкості / О.Р. Стрілець // Тези 5 Міжнар. науково-техн. конф. «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», 27-28 жовтня 2016. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2016. – С. 142–144.
22. Пат. 18587 Україна, МПК F16H3/00. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / Стрілець О.Р., Стрілець В.М. ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u №2006 05205 ; заявл. 12.05.06 ; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11, 2006 р.
23. Пат. 25335 Україна, МПК F 16 H 1/28. Зубчастий диференціал з пристроєм для керування змінами швидкості / Стрілець О.Р. ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – u № 2005 04847 ; заявл. 23.01.07 ; опубл. 19.08.07, Бюл. № 12, 2007 р.

24. Пат. 28489 Україна, МПК В60/К17/06. Планетарна коробка передач / Стрілець О.Р. ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и № 2007 09132 ; заявл. 09.08.07 ; опубл. 10.12.07, Бюл. № 20, 2007 р.

25. Пат. 108239 Україна, МПК F 16 H 1/28. Пристрій для керування змінами швидкості / Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Стрілець В.М. ; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и №2016 00131 ; заявл. 04.01.16 ; опубл. 11.07.16, Бюл. № 13, 2016 р.

26. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин : підруч. / Я.Т. Кіницький ; НАН України. – К. : «Наук. Думка», 2002. – 660 с.

Отримана/Received : 22.2.2017 р. Надрукована/Printed : 8.6.2017 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Малащенко В.О.

УДК 669.1:537.5

В.С. КУРСКОЙ, В.В. ЛЮХОВЕЦЬ, О.С. ЗДИБЕЛЬ
Хмельницький національний університет

АПАРАТНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЖИВЛЕННЯ ЦИКЛІЧНО-КОМУТОВАНОГО РОЗРЯДУ В УСТАНОВКАХ АЗОТУВАННЯ

Розглянуто питання апаратного забезпечення процесу азотування в тліючому розряді з циклічно-комутованим живленням. Проведено аналіз існуючих методів реалізації електронного ключа та режимів їх роботи. В ході аналізу встановлено, що основним недоліком існуючих рішень є те, що при їх практичній реалізації не були враховані значні сплески напруги на комутуючому елементі, які виникають внаслідок замикання або розмикання ланцюга. Для усунення даної проблеми авторами запропоноване нетривіальне рішення, яке полягає у послідовному з'єднанні ключових елементів та організації для них синхронного керування. Також було вирішене питання визначення параметрів керуючого сигналу по відношенню до властивостей робочої камери.

Ключові слова: азотування, тліючий розряд, циклічно-комутоване живлення, електронний ключ.

V.S. KURSKOY, V.V. LIUKHOVETS, O.S. ZDYBEL
Khmelnyskiy National University

HARDWARE REALIZATION OF A POWER SUPPLY OF A CYCLIC SWITCHED DISCHARGE IN NITRIDING INSTALLATIONS

The problems of hardware support of the nitriding process in a glow discharge with cyclic-switched power are considered. The analysis of existing methods of electronic key implementation and their operation modes is carried out. In the course of the analysis it was found that the main drawback of the existing solutions is that, in their practical implementation there are significant spikes in the voltage across the switching elements that resulted from the closure or opening of the circuit were not taken into account. To eliminate this problem, the authors proposed a non-trivial solution, which consists in the consecutive connection of key elements and the organization of synchronous control for them. The question of determining the parameters of the control signal with respect to the properties of the working chamber was also solved.

Keywords: nitriding, glow discharge, cyclic-switched power, electronic key.

Вступ

Серед значної кількості методів модифікації поверхонь тертя чільне місце посідає технологія азотування в тліючому розряді. Однією з основних переваг цієї технології є керованість процесом та його результатами. Серед сукупності методів керованого впливу на процеси при азотуванні в тліючому розряді особливо актуальними є методи пов'язані з живленням камери струмом з нестационарними параметрами, зокрема циклічно-комутованим струмом. Впровадження режиму циклічної комутації при азотуванні в тліючому розряді відкриває додаткові у порівнянні з традиційним азотуванням в тліючому розряді можливості підвищення ефективності та якості вказаної технології, насамперед:

- розширюється можливість азотування деталей складної форми (наявність глибоких та вузьких пазів, отворів малого діаметра та значної глибини тощо). Зокрема, для отворів менше 8 мм імпульсне живлення більш ефективно оскільки забезпечує азотування всередині отворів [1];
- значно спрощуються вимоги до формування садки, усувається проблема штучного створення щілин та пазів, що виникає при надмірному зближенні деталей одне до одного [2].
- знижується ризик локальних ушкоджень модифікованих поверхонь за рахунок зменшення ймовірності виникнення дугових розрядів;
- розширюється допустимий діапазон регулювання таких важливих з точки зору оптимізації технологічного процесу параметрів як тиск в розрядній камері та температура поверхні деталей;
- для варіанту автономної системи нагрівання деталей значно спрощується контроль недопущення перегрівання поверхні, спричиненої виділенням додаткової енергії розряду [3–5].

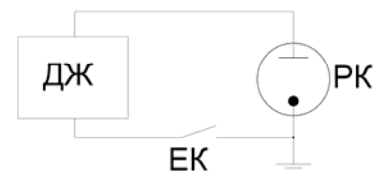


Рис. 1. Ідеалізована схема реалізації циклічно-комутованого живлення тліючого розряду