

- Ляшук О.Л.; Диня В.І.; Олексин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В. – № u201101683; заявл. 14.02.2011, опубл. 26.12.2011. Бюл. № 24.
17. Пат. №85011, Україна, МПК (2006.01): B65G 35/14. Секційна гвинтова спіраль / Ляшук О.Л.; Любачівський Р. О.; Дзюра В.О.; Клендій В.М.; Гевко Іг. Б.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л.; Любачівський Р. О.; Дзюра В.О.; Клендій В.М.; Гевко Іг. Б.; – № u201304973; заявл. 18.04.2013., опубл. 11.11.2013. Бюл. №21.
 18. Пат. №85233, Україна, МПК (2013.01): B65G 35/00. Бочкоподібний робочий орган трубчастого канатного конвеєра / Ляшук О. Л.; Комар Р.В.; Олексин О.В.; Лотоцький Р. І.; заявник і власник патенту Ляшук О. Л.; Комар Р.В.; Олексин О.В.; Лотоцький Р. І.; – № u201306971; заявл. 03.06.2013., опубл. 11.11.2013. Бюл. №21.
 19. Пат. №94205, Україна, МПК (2014.01): B65G 33/00. Гнучкий трубчастий змішувач з вертикальною подачею сипких матеріалів / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л.; – № u201402119; заявл. 03.03.2014., опубл. 10.11.2014. Бюл. №21.
 20. Пат. №94206, Україна, МПК (2014.01): B65G 33/00. A01F 12/44 (2006.01) Гнучкий канатний сепаратор / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л.; – № u201402121; заявл. 03.03.2014., опубл. 10.11.2014. Бюл. №21.

Oleg Lyashuk, Assoc. Prof., DSc., Olexander Golotenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Volodymyr Klendiy, PhD tech. sci.

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Andriy Dovbish, post-graduate

NSC "Institute of Mechanization and Electrification of Agricultural" NAAS of Ukraine, town Glevaha, Kiev region, Ukraine

Synthesis of Conveyers With Improved Technological Characteristics

The model of choosing construction conveyers for transporting agricultural cargo along the curvilinear trajectory taking into account possible expenditures caused by the damage of cargo and total expenditures, which include manufacturing, operation. Maintenance and repair cost price has been developed.

The synthesis of conveyer operating members taking advantage of the hierarchic groups method and using morphological analyses has been carried out. It was interpreted, that the choice of option of the operating members desing depends first of all on the nature of the performed process and loading on the operating member.

That is why for the purpose to proside the desing of the operation members, the number of construction solution options can be reduced and one may develop a great number of conveyer designs capable to operate officiently for the transporting of bulk cargo along the curvilinear trajectory.

conveyer, operation, maintenance, cost price

Одержано 28.11.17

УДК 62-752

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук, А.Ю. Невдаха, доц., канд. техн. наук, В.В. Пукалов, доц., канд. техн. наук.

Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна, E-mail: uaneverdakha@ukr.net

До визначення швидкості ковзання та зусилль, які діють в зачепленні черв'ячної передачі

В статті розглянута величина швидкості ковзання і її напрям відносно лінії дотикання черв'яка і черв'ячного колеса, визначені швидкості ковзання та зусилля, які діють в зачепленні. **черв'ячна передача, зубець, контактна лінія, ковзання, масляний клин, зусилля**

© Ю.А. Невдаха, В.О. Дубовик, А.Ю. Невдаха, В.В. Пукалов, 2017

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, В.А. Дубовик, доц., канд. техн. наук, А.Ю. Невдаха, доц., канд. техн. наук, В.В. Пукалов, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г.Кропивницький, Україна

К определению скорости скольжения и усилий, которые действуют в зацеплении червячной передачи

В статье рассмотрена величина скорости скольжения и ее направление относительно линии контакта червяка и червячного колеса, определены скорости скольжения и усилия, которые действуют в зацеплении

червячная передача, зуб, контактная линия, скольжение, масляный клин, усилие

Постановка проблеми. Для приводів робочих органів сільськогосподарської техніки застосовуються різні види механічних передач. Найбільше розповсюдження, при цьому, отримали зубчасті передачі, які мають серед інших передач найменші габарити, масу і втрати на тертя. Коефіцієнт втрат однієї зубчатої пари при належному виконанні і належному змащуванні не перевищує 0,01. Зубчасті передачі, в порівнянні з іншими механічними передачами, мають більшу надійність в роботі, сталість передаточного числа, можливість застосування в широкому діапазоні швидкостей і передаточних відношень [1, 2].

Серед зубчастих передач, на нашу думку, перспективними є черв'ячні передачі. Вони мають менші контактні напруження, а контактні лінії розташовуються під більшими кутами до швидкості ковзання [3]. Основними причинами виходу з ладу черв'ячних передач є [1, 2]:

- знос зубців колеса, який обмежує термін експлуатації. Інтенсивність зношування збільшується при неякісному або забрудненому мастильному матеріалі, при підвищеній шорсткості робочої поверхні черв'яка;
- заїдання при високій твердості матеріалу колеса, що викликає значні пошкодження робочих поверхонь і наступний швидкий знос зубців частками металу, що приварюються на черв'яку. При м'яких матеріалах коліс заїдання проявляється у небезпечній формі, виникає перенос матеріалу колеса на робочу поверхню черв'яка;
- втомне викришування - відбувається тільки на поверхні зубців коліс, які виготовлені з матеріалів, стійких до заїдання;
- пластична деформація робочих поверхонь зубців колеса, що виникає під дією високих перевантажень;
- втомне руйнування зубців коліс, можливе після значного їх зношення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищити довговічність черв'ячних передач можна за рахунок покращення умов роботи, а саме змінити лінію контакту зачеплення червяка і червячного колеса за рахунок геометрії зачеплення (увігнутий профіль витка червяка), а також шляхом застосування масляного клина [4]. При цьому слід зазначити, що зміну геометрії зачеплення необхідно проектувати з врахуванням кінематичних параметрів передачі з метою підвищення тиску в масляному клині для збільшення навантажувальної здатності [5, 6].

Постановка завдання. Тому одним із способів підвищення тиску в масляному клині, а також і підвищення навантажувальної здатності передачі є зміна геометрії зачеплення.

Виклад основного матеріалу. Встановлено [3, 5], що утворення масляного клина і підвищення здатності навантаження може бути отримано в черв'ячних передачах, що мають циліндричний черв'як з увігнутим профілем витка.

Особливість зачеплення в глободних передачах порівняно з зачепленням звичайних червячних передач полягає в тому, що напрям вектора $V_{ков}$ перпендикулярний до лінії контакту (лінія aa рис. 2в), або складає з нею кут, близький

до 90^0 (лінія bb рис. 2в). Внаслідок цього створюються сприятливі умови для утворення стійкого масляного клина, що сприяє зносостійкості передачі, великої надійності проти заїдання, тобто зростанню навантажувальної здатності глобоїдної передачі. Сприятливим фактором для забезпечення масляного клина і зниження контактних напружень є також мала кривизна поверхонь, що контактують по додатковим контактним лініям.

Особливістю роботи черв'ячної передачі є ковзання уздовж зубців. В курсі "Деталі машин" [1, 2] виводиться наступна залежність для визначення швидкості ковзання:

$$V_{ков} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{d_1 \cdot n_1}{1900 \cdot \cos \gamma}. \quad (1)$$

Величина швидкості ковзання і її напрям відносно лінії дотикання двох тіл, що рухаються один відносно одного, а також форма дотичних поверхонь значною мірою визначають гідродинамічні умови мащення в зачепленні і, отже, впливають на працездатність передачі.

Якщо, наприклад, тіло А рухається поступально відносно тіла Б (рис. 1) із швидкістю V_A , то при наближенні кута λ до 90^0 умови для утворення масляного клину стають більш сприятливі. Також очевидно, що при $\lambda = 0$ масляний клин між цими тілами не створюватиметься і виникає безпосередній контакт дотичних поверхонь.

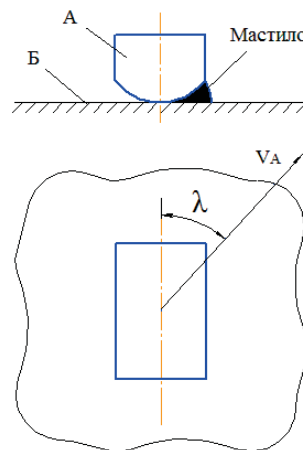
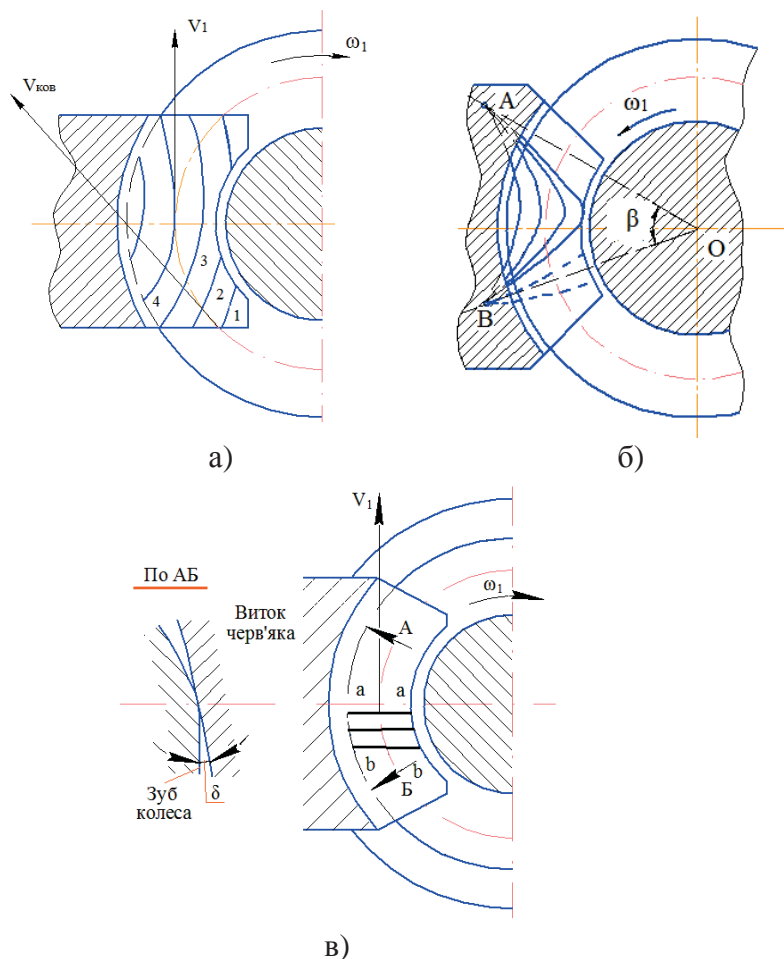


Рисунок 1 – Умова отримання масляного клина

Контактна лінія при роботі черв'ячної передачі переміщається як по поверхні зуба черв'ячного колеса, так і по поверхні витка черв'яка. Але слід підкреслити, що швидкість переміщення контактної лінії щодо зуба черв'ячного колеса мала в порівнянні з коловою швидкістю V_1 черв'яка (і близькою до неї за величиною швидкості ковзання $V_{ков}$). На рис. 2а зображені на поверхні зуба черв'ячного колеса різні положення контактної лінії. І, як видно з рис. 2а, величини кутів, утворених контактними лініями з напрямками $V_{ков}$ для різних точок черв'яка, змінюються в широкому діапазоні: вони максимальні на крайніх частинах зуба і дуже малі або навіть дорівнюють нулю поблизу головної площини на стороні входу витка черв'яка в зачеплення. У цій частині зуба колеса виникає зона з дуже несприятливими умовами для утворення масляного клина, внаслідок чого можливий металевий контакт

взаємодіючих поверхонь. Остання обставина істотно обмежує навантажувальну здатність черв'ячної передачі. Необхідно відзначити, що умови для утворення масляного клину погіршуються з зменшенням кута підйому витка γ (рис. 5).



а) для циліндричного черв'яка; б) для черв'яка з увігнутих профілем зуба;
в) для черв'яка глободної передачі

Рисунок 2 – Проекції контактних ліній на зуб черв'ячного колеса

Різні конструктивні та технологічні заходи, що вживаються для підвищення навантажувальної здатності черв'ячних передач зі звичайним циліндричним черв'яком, не дають великого ефекту [7]. Різке поліпшення в умовах утворення масляного клина, а відтак, і підвищення навантажувальної здатності може бути отримано в черв'ячних передачах, що мають циліндричний черв'як з увігнутих профілем витка. Різні положення контактної лінії цієї передачі зображені на рис. 2б. Характерним є те, що кожна контактна лінія проходить через дві прями (точки А і В), паралельні осі черв'яка, і кривизна контактних ліній тим більше, чим менше кут β , утворений променями АО і ВО, проведеними з центру О черв'яка. Оскільки контактні лінії в переважній більшості точок контакту становлять з вектором відносної швидкості значні кути, то в шарі мастила створюється більший гідродинамічний тиск. Це сприяє зменшенню ймовірності заїдання і зносу зубців, а також збільшує навантажувальну здатність та коефіцієнт корисної дії передачі.

Зачеплення глободної передачі відрізняється від зачеплення звичайних черв'ячних передач насамперед тим, що в головній площині всі зубці колеса, що

охоплюються черв'яком, контактують по всі робочій висоті з витками черв'яка, утворюючи так звану постійну контактну лінію (лінія aa , рис. 2в). Крім цього, частина зубців колеса з боку входу витків черв'яка в зачеплення має додаткові контактні лінії, які переміщуються (лінії bb). Інша особливість зачеплення полягає в тому, що напрям вектора $V_{ков}$ або перпендикулярний до лінії контакту (лінія aa), або складає з нею кут, близький до 90° (лінія bb). Внаслідок цього створюються сприятливі умови для утворення стійкого масляного клина, що в свою чергу сприяє зносостійкості передачі, великої надійності проти заїдання, тобто зростанню навантажувальної здатності глобоїдної передачі. Сприятливим фактором для забезпечення масляного клина і зниження контактних напружень є також мала кривизна поверхонь, що контактують по додатковим контактним лініям.

Навантаження, що передається після припрацювання передачі, як правило, розподіляється по контактних лініях декількох зубців черв'ячного колеса (рис. 3).

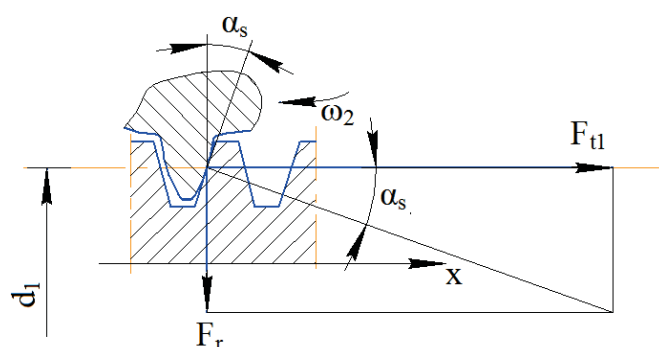


Рисунок 3 – Переріз, перпендикулярний до вісі черв'ячного колеса і який проходить через вісь черв'яка

Це розподілене навантаження при визначенні умов, що діють в зачепленні, замінюється зосередженим нормальним зусиллям F_n , прикладеним в лінії зачеплення (рис. 4).

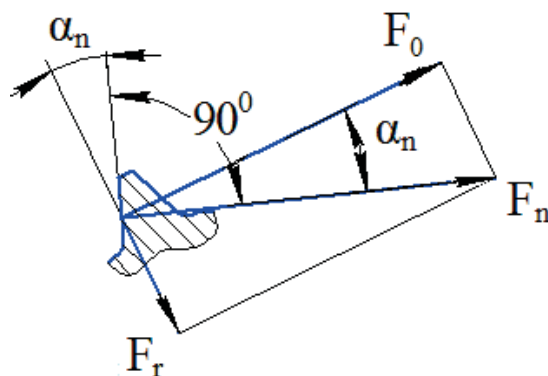


Рисунок 4 – Нормальний переріз витка черв'яка

На відміну від зубчастих передач тут необхідно враховувати дотичну силу тертя $F_n f$, спричинену ковзанням уздовж зубців і розташовану в площині, паралельній осям черв'яка і колеса.

На рис. 5 при ведучому черв'яку суцільною лінією показана сила $F_n f$, прикладена до його витка; при веденому черв'яку ця сила показана пунктиром.

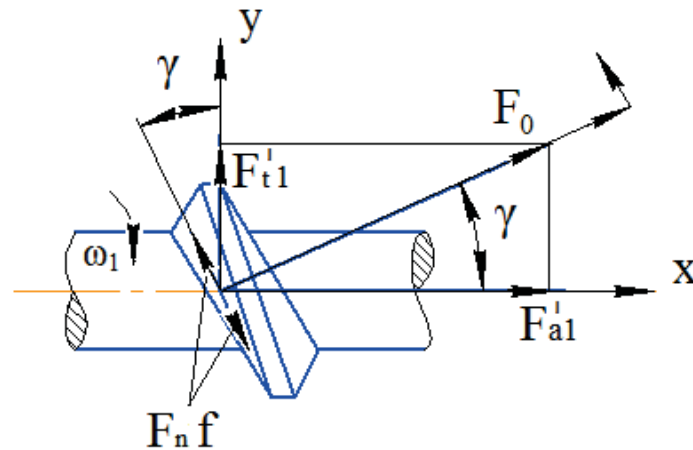


Рисунок 5 – Розкладання сил в площині, дотичній до дільного циліндра черв'яка

Нормальне зусилля F_n , як і в косозубій передачі, розкладається на три взаємно перпендикулярні складові (рис. 6): F_t' , F_{a1}' і F_r . Зусилля F_t' і F_{a1}' , представляють собою в умові відсутності сил тертя відповідно колове (осьове зусилля черв'ячного колеса) і осьове (колове зусилля черв'ячного колеса) зусилля черв'яка, а зусилля F_r є радіальним зусиллям.

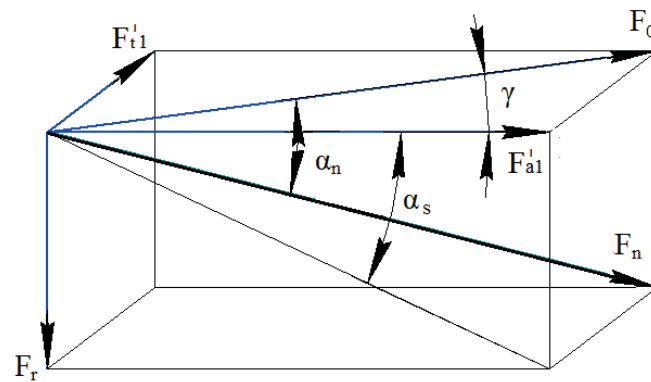


Рисунок 6 – Паралелепіпед сил

При наявності тертя колове зусилля $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$ черв'ячного колеса (осьове зусилля F_{a1} черв'яка) дорівнює алгебраїчній сумі (верхній знак застосовується при ведучому черв'яку, нижній - при веденому) проєкцій діючих сил на вісь x (рис. 5):

$$F_{t2} = F_{a1}' \mp F_n f \sin \gamma = F_{a1},$$

оскільки

$$F_n = \frac{F_0}{\cos \alpha_n} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_n \cos \alpha} \quad (2)$$

після перетворення отримаємо:

$$F_{a1}' = \frac{F_{t2}}{1 \mp \frac{f}{\cos \alpha_n} \operatorname{tg} \gamma} = \frac{F_{t2}}{1 \mp \operatorname{tg} \varphi' \operatorname{tg} \gamma}, \quad (3)$$

де

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n}.$$

Колове зусилля F_{t1} черв'яка дорівнює сумі проєкцій сил, які діють на вісь y :

$$F_{t1} = F_1' \mp F_n f \cos \gamma.$$

Враховуючи рівняння (2) та (3), а також те, що $F_1' = F_{a1}' \operatorname{tg} \gamma$, після перетворень отримаємо:

$$F_{t1} = F_{a1}' (\operatorname{tg} \gamma \pm \operatorname{tg} \varphi') = F_{t2} \operatorname{tg} (\gamma \pm \varphi') = F_{a2}. \quad (4)$$

Радіальне зусилля визначається рівністю

$$F_r = F_{a1}' \operatorname{tg} \alpha_s = \frac{F_{a1}' \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n}{(1 \mp \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi') \cos \gamma} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_s}{1 \mp \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'}. \quad (5)$$

У випадку архімедових черв'яків, при $\alpha_s = \alpha = 20^\circ$, з незначною похибкою можна прийняти $F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_s = 0,37 F_{t2}$

Кути α_n , α_s та γ пов'язані між собою залежністю (рис. 6) $\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}$.

Висновок. Досліджуючи швидкості ковзання в черв'ячних передачах було встановлено, що швидкість переміщення контактної лінії щодо зуба черв'ячного колеса мала, в порівнянні з коловою швидкістю V_1 черв'яка. Величини кутів, утворених контактними лініями з напрямками $V_{ков}$ для різних точок черв'яка, змінюються в широкому діапазоні. Встановлено, що умови для утворення масляного клину погіршуються із зменшенням кута підйому витка черв'яка γ .

Рекомендуємо, використовувати в черв'ячних передачах черв'яки з увігнутих профілем витків різьби, такі передачі забезпечують більшу поверхню контакту з зубами черв'ячних коліс, мають більшу зносостійкість, більш стійкі проти заїдання та мають більшу навантажувальну здатність. І тому, хоча передачі з цими черв'яками з'явилися порівняно недавно, в майбутньому, треба думати, вони знайдуть широке застосування.

Список літератури

1. Павлище, В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] : підручник / В.Т.

- Павлице . – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин [Текст] : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д.Н. Решетов.- 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
 3. Надеин, В.С. О проектом расчете червячных передач с локализованным контактом [Текст] / В.С. Надеин, Хамуйела Жоаким Аугушто Герра // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип.32. – Кіровоград: КДТУ, 2002 р.– С. 75 – 79.
 4. Івасечко, Р. Особливості змащування великогабаритних відкритих модифікованих черв'ячних передач [Текст] / Р. Івасечко / Зб. тез матеріалів Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 21–22 грудня 2010 р., Тернопіль.: ТНТУ. – 2010.– С. 45.
 5. Гевко, Р. Розрахунок профілю зуба черв'яка з умови рівномірності обертання зубчастого колеса [Текст] / Р. Гевко, Ю. Гладь, Р. Івасечко // Вісн. ТНТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ. – 2012. – Т. 17, №1. – С. 69–75.
 6. Гурик, О.Я. Особливості конструкцій спеціальних черв'ячних передач / О. Я. Гурик, Л. М. Данильченко, Р. Р. Івасечко // Вісн. ТДТУ імені Івана Пулюя. – Тернопіль: ТДТУ. – 2009. – Т. 14, № 2. – С. 67–72.
 7. Івасечко, Р. Конструктивні особливості модифікованої черв'ячної передачі та вплив тертя на процес її роботи [Текст] / Р. Івасечко, Р. Гевко / Зб. тез XV наукової конф., 14-15 грудня 2011 р., Тернопіль: ТНТУ. – 2011. – С. 27.

Yuriy Nevdaха, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Viktor Dubovik, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Andriy Nevdaха, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Viktor Pukalov, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

To the Determination of the Sliding Speed and the Forces That Act in the Engagement of the Worm Gear

The purpose of the article is to investigate ways to increase the durability and tractive ability of worm gears. Improve the durability of worm gears by improving the working environment, as well as by applying an oil wedge. One of the ways to increase the pressure in the oil wedge, as well as increasing the loading capacity of the transmission is to change the geometry of the clutch.

The article considers the value of the slip speed and its direction relative to the line of contact of the worm and worm wheel. The sliding speeds and forces that are in contact are determined. The peculiarity of a worm gear is slipping along the teeth. The magnitude of the slip velocity and its direction relative to the line of contact between the two bodies moving relative to each other, as well as the shape of the tangential surfaces, largely determine the hydrodynamic conditions of the engagement and, consequently, affect the performance of the transmission.

Investigating the speed of sliding in worm gears it was found that the speed of movement of the contact line relative to the tooth of the worm wheel was small compared with the speed of the worm worm. The values of the angles formed by contact lines with directions for different points of the worm vary in a wide range. It was established that conditions for the formation of an oil wedge deteriorate with a decrease in the angle of recovery of a worm turn.

worm gear, tooth, contact line, slip, oil wedge, force

Одержано 26.10.17