

УДК 621.833

**УЛУЧШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ РЕДУКТОРНЫХ МЕХАНИЗМОВ
АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ**

Мацей Р.А., к.т.н., доцент,
Одесская государственная академия строительства и архитектуры,
matzey1946@mail.ru

Ковра А.В., старший преподаватель,
Одесский Национальный политехнический университет,
kov@mbei.opu.ua

Добринский, А.Г., к.т.н., научный сотрудник
Университет г. Штутгарта, Германия
alexander.dobrinski@ifw.uni-stuttgart.de

Аннотация. В статье рассмотрено улучшение эксплуатационных характеристик цилиндрических эвольвентных зубчатых зацеплений редукторных механизмов приводов сельскохозяйственной автотракторной техники за счет оптимизации геометро-кинематических характеристик цилиндрических зубчатых передач. Для цилиндрических эвольвентных передач с арочными зубьями, нарезаемых пальцевой фрезой поставленная цель достигается за счет арочно-винтовой формы зубьев вдоль ширины венца колеса. Предложенная геометрия эвольвентных арочных зубьев позволяет при увеличении коэффициента осевого перекрытия зубчатой передачи повысить изгибную прочность арочно-винтовых зубьев у торцов за счет увеличения их толщины в направлении действия контактной нагрузки. Получены уравнения, описывающие геометрию рабочих поверхностей арочно-винтовых зубьев.

Ключевые слова: цилиндрическая эвольвентная передача, арочные зубья, геометро-кинематические характеристики, нарезание зубьев пальцевой фрезой.

**ПОЛПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЧАСТИХ
ЗАЧЕПЛЕНЬ РЕДУКТОРНИХ МЕХАНІЗМІВ
АВТОТРАКТОРНОЇ ТЕХНІКИ**

Мацей Р.О., к.т.н., доцент,
Одеська державна академія будівництва і архітектури
matzey1946@mail.ru

Ковра О.В., старший викладач,
Одеський Національний політехнічний університет

kov@mbei.opu.ua

Добрінський, О.Г., к.т.н., науковий співробітник
Університет м. Штутгарту, Германія
alexander.dobrinski@ifw.uni-stuttgart.de

Анотація. У статті розглянуто поліпшення експлуатаційних характеристик циліндричних евольвентних зубчастих зачеплень редукторних механізмів приводів сільськогосподарської автотракторної техніки за рахунок оптимізації геометро-кінематичних характеристик циліндричних зубчастих передач. Для циліндричних евольвентних передач з арковими зубцями, що нарізуються пальцевою фрезою, поставлена мета досягається за рахунок арково-гвинтової форми зубців уздовж ширини вінця колеса. Запропонована геометрія евольвентних аркових зубців дозволяє при збільшенні коефіцієнта осьового перекриття зубчастої передачі підвищити міцність при вигині арково-гвинтових зубців поблизу торців за рахунок збільшення їх товщини у напрямі дії контактної навантаження. Отримані рівняння, що описують геометрію робочих поверхонь арково-гвинтових зубців.

Ключові слова: циліндрична евольвентна передача, аркові зубці, геометро-кінематичні характеристики, нарізування зубців пальцевою фрезою.

THE IMPROVEMENT OF PERFORMANCE SPECIFICATIONS ACTUATORS' GEARING OF THE AUTOTRACTOR ENGINEERING

Matsey R.A., Ph.D., Assistant Professor,
Odessa State and Academy Civil Engineering Architecture
matzey1946@mail.ru

Kovra A.V., Senior Lecturer,
Odessa National Polytechnic University
matzey1946@mail.ru

Dobrinski A.G., Candidate of Engineering Sciences, Research Officer
University of Stuttgart
alexander.dobrinski@ifw.uni-stuttgart.de

Abstract. It was considered in this article the improvement of performance specifications of the cylindrical involute' gearings for actuators with reducing motions of the building automotive engineering due to the optimization of the geometrical-kinematic characteristics of cylindrical gearings. The assigned aim is achieved due to the arch-screw teeth shape along the gear face width for the cylindrical involute gearing with arch teeth cutting by a manual mill.

The offered geometry of involute arch teeth allows to raise the flexural durability of arch and screw teeth ends due to the increasing of teeth thickness

towards of the contact loading action with increasing of the coefficient of axial overlapping of a tooth gearing. There is an opportunity at a design stage of gearing to use already available blocking contour which have been developed for evolvent straight-toothed and helical wheels. It allows to vary in certain limits, both as the choice of working sites of the evolvent profile, as the tooth geometry along the wheel wreath width, influencing for the quality indicators of the tooth gearing with evolvent arch and screw teeth for the purpose of optimization of its geometrical - kinematics and strength characteristics, raising the resource of geared mechanisms in general. Due to the possible increase of the axial overlapping coefficient the total length of contact lines increases, therefore, the specific contact loading in the gearing decreases, the smoothness of reinterface of arch teeth improves and, therefore, vibroactivity of the gearing decreases.

Keywords: a cylindrical involute gearing, arched teeth, geometrical-kinematic characteristics, pencil milling.

Введення. Сучасне конструювання механічних приводів і трансмісій сільськогосподарської автотракторної техніки вимагає постійного вдосконалення зубчастих зачеплень редукторних механізмів з метою підвищення їх навантажувальної здатності і експлуатаційної надійності. Вартість, маса і експлуатаційні характеристики редукторних механізмів, які входять до складу приводів та трансмісій і роблять істотний вплив на тягові, швидкісні, якісні і економічні показники автотракторної техніки і технологічних сільськогосподарських машин, значною мірою визначаються довговічністю і надійністю зубчастих зачеплень. Циліндричні прямозубі і косозубі зачеплення з лінійним контактом є найбільш поширеними видами передач, що використовуються в редукторних механізмах. У ряді випадків відмова таких видів зачеплень відбувається в результаті пошкоджень робочих поверхонь зубців. Ці пошкодження виникають в передачах з лінійним контактом в певних місцях активних поверхонь, в основному в результаті нерівномірного розподілу контактної навантаження уздовж контактних ліній. Причинами такої концентрації навантаження є нерівномірний розподіл сумарної жорсткості уздовж ліній контакту, технологічні і деформаційні погрішності у зоні сполучення зубців зубчастого зачеплення. Незважаючи на досягнутий високий технологічний рівень точності виготовлення і монтажу деталей зубчастих передач і корпусів редукторів, в результаті їх деформації під дією зовнішнього навантаження, яке змінюється в широкому інтервалі величин, номінальні геометричні умови в контакті зубців, що сполучаються, порушуються, що приводить до концентрації контактної навантаження, а отже, до зменшення ресурсу зубчастих передач механізмів редукторів.

Цілі і завдання. Аналіз робіт в області розрахунку, проектування, виготовлення і експлуатації зубчастих передач дозволяє виділити три основні напрями їх вдосконалення за рахунок: поліпшення фізико-механічних характеристик матеріалу зубчастих коліс, підвищення точності виготовлення, поліпшення геометро-кінематичних характеристик зачеплення. Найбільш економічним є підвищення навантажувальної здатності зубчастого зачеплення

за рахунок оптимізації геометро-кінематичних характеристик. В зв'язку з цим використання циліндричних евольвентних зачеплень з модифікованими арковими зубцями представляє один з доцільних напрямів конструювання передач з покращеними показниками. Оптимальний вибір геометричних, конструктивних і технологічних параметрів зачеплення, що впливають на їх якісні показники, є багатокритерійною задачею і залежить від конкретного виду і призначення передачі. Область існування відомих циліндричних евольвентних передач, аркові зубці яких нарізуються різцевими головками оснащеними лезвійним інструментом, істотно обмежена у зв'язку з відсутністю можливості нарізування аркових зубців з необхідним зсувом початкової утворюючої поверхні, що не дозволяє на стадії проектування передачі варіювати за рахунок зсуву ріжучого інструменту якісними показниками зубчастого зачеплення [1]. Окрім цього, спосіб нарізування лезвійним інструментом має технологічні обмеження на величину радіусу обертання лез різцевої головки. При нарізуванні коліс різцевими головками з малими радіусами обертання лезвійного інструменту виникає зворотне різання, що не дозволяє досягти підвищених коефіцієнтів осьового перекриття в передачі. У разі нарізування аркових зубців пальцевою фрезою [2] з такою ж геометрією як і при нарізуванні лезвійним інструментом, зубчаста передача при значних коефіцієнтах осьового перекриття має знижену вигинисту витривалість аркових зубців поблизу торців, оскільки основна їх товщина в перетинах у напрямі дії розподіленого контактного навантаження, істотно зменшується в порівнянні з їх основною товщиною в перетинах площинами перпендикулярними осям обертання коліс.

У ряді випадків, поліпшення якісних характеристик таких передач може бути досягнуте за рахунок використання арково-гвинтової форми зубців з подовжньою і профільною модифікацією, що нарізуються пальцевою фрезою. Геометро-кінематичні характеристики таких передач дозволяють збільшити коефіцієнт осьового перекриття і товщину зубців на торцях у напрямі дії розподіленого контактного навантаження, понизити концентрацію навантаження в зачепленні, що забезпечує підвищення контактної і вигинистої міцності зубців. За рахунок подовжньої і профільної модифікації робочих поверхонь, що легко забезпечується технологією нарізування аркових зубців пальцевою фрезою, зменшується вплив на концентрацію контактної тиску, а отже на навантажувальну здатність, технологічних і деформаційних погіршень зачеплення, внаслідок чого підвищується ресурс редукторних механізмів в цілому.

Об'єкт і метод дослідження. На рис. 1 показано зачеплення з симетричними полушевронами і центральною симетричною арковою частиною евольвентних зубців.

У основу запропонованої циліндричної евольвентної передачі зовнішнього зачеплення з арково-гвинтовими зубцями, формоутворення робочих і перехідних поверхонь яких здійснюється пальцевою фрезою, поставлено завдання розробити таку геометрію зубчастого зачеплення, що залежно від цільового призначення передачі і прийнятих при проектуванні якісних

критеріїв, забезпечить на основному циліндрі уздовж ширини вінця колеса, можливість різного поєднання довжин сполучених ділянок теоретичної гвинтової лінії арково-гвинтового зубця, яка має на ділянках поблизу торців постійний, а між полушевронами змінний крок гвинтової лінії. При цьому довжини і кути нахилу полушевронів, форма і довжина арочної ділянки в загальному випадку можуть мати різні поєднання величин.

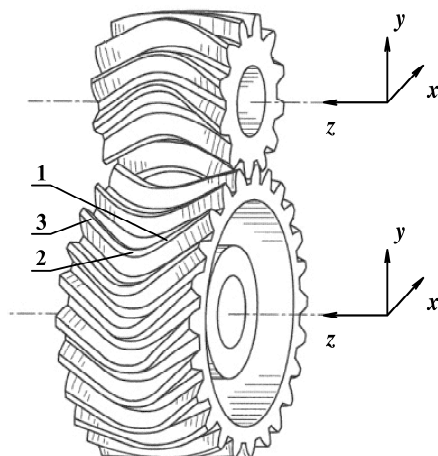


Рис. 1. Циліндрична евольвентна передача з арково-гвинтовими зубцями:
1, 3 – косозубі ділянки; 2 – аркова ділянка зуба

Просторова форма бічних, опуклої і увігнутої поверхонь арково-гвинтових зубців циліндричної евольвентної передачі в параметричному вигляді утворюється шляхом двох, кінематично зв'язаних - поступального і обертального рухів жорстко зв'язаних між собою двох плоских кривих (рис. 2), кожна з яких складається із зв'язаних евольвентної і перехідної ділянок. Плоскі криві є однойменним 1 і різнойменним 2 профілями плоского перетину арково-гвинтового зуба площиною, паралельною торцю.

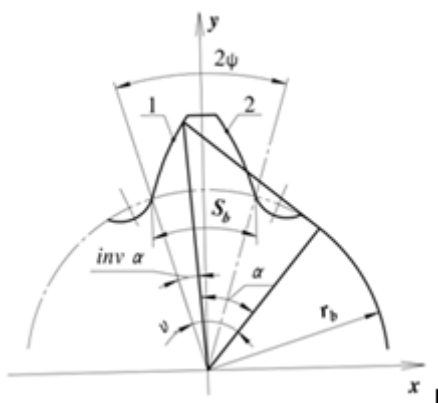


Рис. 2. Плоский перетин арково-гвинтового зуба площиною перпендикулярною осі обертання колеса:

2ψ – центральний кут, відповідний основній окружній товщині;
 S_b – основна окружна товщина, $\text{inv } \alpha$ – евольвентний кут; α – кут профілю;
 v – кут розвернутості; r_b – радіус основного кола

Профілі, здійснюючи одночасно поступальне, уздовж осі обертання колеса, і обертальне навколо цієї осі рухи, описують опуклу і увігнуту бічні поверхні арково-гвинтового зуба. Взаємозв'язок поступального і обертального рухів

плоского перетину арково-гвинтового зуба обумовлений формою гвинтової лінії, лежачої на основному циліндрі, при цьому на ділянках, поблизу торців, крок гвинтової лінії постійний, а між цими ділянками змінний. Розгортка з основного циліндра гвинтової лінії, що є теоретичною підставою евольвентної робочої поверхні арково-гвинтового зуба на площину робочого зачеплення є контактною лінією арково-гвинтових зубців в зачепленні, яка складається з двох прямолінійних і криволінійного (зокрема дугового) ділянок, сполучених між собою в точках s, s' (рис. 3). Тут: $as, a's'$ – прямолінійні ділянки; ss' – криволінійна ділянка; r – радіус криволінійної ділянки; b_w – ширина вінця колеса; s, s' – точки сполучення прямолінійних і криволінійної ділянки; z_t – поточна координата контактної лінії уздовж осі z на площині зачеплення в перетині паралельному торцю; y_t – параметр, чисельно рівний дузі відносного окружного зсуву на основному колі жорстко зв'язаних між собою профілів 1, 2 в перетині з координатою z_t . Форма і розміри ділянок контактної лінії, параметри подовжньої і профільної модифікації вибираються так, щоб забезпечити номінальні геометричні умови в контакті, компенсуючи технологічні і деформаційні погрішності зачеплення, наприклад деформації закручування вал-шестерні з боку підведення обертаючого моменту. При цьому на геометрію контактної лінії накладений ряд обмежень: у площині зачеплення, в точці сполучення, прямолінійні і криволінійні ділянки повинні мати загальну дотичну; радіус пальцевої фрези повинен задовольняти технологічній умові не підрізування.

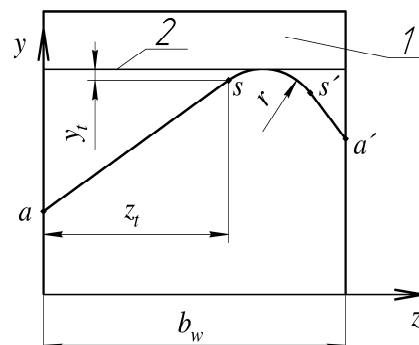


Рис. 3. Розгортка гвинтової лінії з основного циліндра на площину зачеплення, що є контактною лінією пари сполучених арково-гвинтових зубців:

1 – площина зачеплення; 2 – дотична до дугової ділянки контактної лінії

Положення на площині зачеплення прямолінійних $as, a's'$ і криволінійної ss' ділянок контактної лінії, їх розміри і кути нахилу прямолінійних ділянок по відношенню до осі z встановлюються так, щоб найкращим чином задовольнити прийнятним при проектуванні зубчастої передачі, критеріям, залежним від її цільового призначення, деформаційних і технологічних похибок, враховуючи при цьому геометро-кінематичні і технологічні обмеження.

При описі просторових бічних, опуклих і увігнутих евольвентних робочих поверхонь арково-гвинтового зубця в координатній формі, в параметричному вигляді, вибрані два незалежні параметри: ν – кут розвернутості евольвенти плоского однойменного і різнойменного евольвентного профілю (рис.2) і координата положення плоского перетину арково-гвинтового зубця z_t ,

відлічувана від лівого торця (рис.3). Рівняння, що описують координати жорстко зв'язаних між собою профілів 1, 2 арково-гвинтового зубця у довільному плоскому перетині уздовж ширини вінця колеса, площиною, паралельною торцю (рис. 2), в плоскій системі координат x, y , як функції параметра v , мають вигляд:

$$x_{1,2} = \text{sign} \cdot r_b \cdot [\cos(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) - \sin(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)] \quad (1)$$

$$y_{1,2} = r_b \cdot [\sin(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) + \cos(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)], \quad (2)$$

де sign – константа, якої привласнюється значення $+1$ або -1 залежно від профілю 1 або 2, що розглядається (рис. 2);

r_b, ψ, v – параметри, представлені на рис. 2.

Одноточасний поступальний рух уздовж осі обертання колеса плоского перетину, обмеженого двома бічними профілями 1, 2 арково-гвинтового зубця, описуваний координатою z_t і його обертальний рух (кут повороту як функція параметра y_t) навколо осі обертання колеса, утворюють просторову бічну, евольвентну, опуклу і увігнуту поверхню арково-гвинтового зуба і зв'язані між собою співвідношеннями, що витікають з розгляду геометрії контактної лінії (рис. 3) на площині зачеплення. Враховуючи співвідношення $\Delta = y_t / r_b$, рівняння, що описують координати евольвентних, бічних, опуклих і увігнутих поверхонь просторового арково-гвинтового зуба в перетині z_t контактної лінії на інтервалі $0 < z_t < b_w$ уздовж ширини вінця колеса, виражаться в наступному вигляді:

$$x_{\Delta} = \text{sign} \cdot r_b \cdot [\cos(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) - \sin(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)] \times \\ \times \cos \Delta(z_t) + r_b \cdot [\sin(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) + \cos(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)] \times; \quad (3) \\ \times \sin \Delta(z_t)$$

$$y_{\Delta} = -\text{sign} \cdot r_b \cdot [\cos(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) - \sin(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)] \times \\ \times \sin \Delta(z_t) + r_b \cdot [\sin(\psi) \cdot (\sin v - v \cdot \cos v) + \cos(\psi) \cdot (\cos v + v \cdot \sin v)] \times; \quad (4) \\ \times \cos \Delta(z_t)$$

$$z_{\Delta} = z_t. \quad (5)$$

На технологічно-експериментальному етапі були проведені роботи по виготовленню дослідних зразків циліндричного евольвентного зачеплення з симетричною арковою формою зубців [3]. Координати тривимірного сіткового каркаса оброблюваної поверхні для верстата з програмним управлінням розраховувалися по рівняннях (3), (4), (5) з кроком 0,2 мм.

Операція фрезерування аркових зубців проводилася на 5-ти координатному фрезерному оброблювальному центрі типу DMU 85 monoblock з програмним управлінням з використанням програмного пакету <Gear Mill> фірми DMG, що забезпечують точність виготовлення циліндричних зубчатих коліс від 1 до 6 ступеня точності за стандартом DIN (залежно від діаметру ділільного кола) з твердістю 60...65 HRC.

Фрезерна обробка робочих і перехідних поверхонь аркових зубців виконувалася стандартними циліндричними твердосплавними фрезами з різними формами ріжучих поверхонь (рис. 4). Заготовки коліс заздалегідь

пройшли термічну обробку – поліпшення до твердості 45 HRC. Після завершення всього циклу зубообробки (рис. 5), проводився контроль геометрії зубчастого вінця вимірювальною системою оброблювального центра DMU 85. Вимірювання шорсткості робочих поверхонь зубців на приладі Talysurf фірми Taylor Hobson склали 0,18...0,20 одиниць за шкалою Ra.



Рис. 4. Чорнове фрезерування аркових зубців



Рис. 5. Дослідні зразки зубчастих коліс з симетричними арковими зубцями

Вимірювання точності геометрії зубців проводилися на трьохкоординатній вимірювальній машині Carl Zeiss Prismo і показали, що погрішність евольвентного профілю і погрішність форми і розташування контактної лінії аркового зубця лежить в інтервалі 0.002...0.009 мм, що відповідає допускам It5 - It6 за стандартом DIN і ISO 286.

Збільшення контактної і вигинистої витривалості, коефіцієнта осьового перекриття, плавності пересполучання, зниження віброактивності зубчастого зачеплення за рахунок варіації кутів нахилу полушевронів, величини і співвідношення зв'язаних довжин шевронних і аркової частин арково-гвинтового зуба залежить від вибраних при проектуванні якісних критеріїв з урахуванням цільового призначення передачі.

Порівнюючи різні підходи підвищення довговічності зубчастих зачеплень бачимо, що, найбільш доцільною є оптимізація форми і розмірів плями контакту під навантаженням за рахунок арково-гвинтової форми і модифікації робочої поверхні зубців. При нарізуванні зубців пальцевою фрезою мала продуктивність вказаного способу компенсується універсальністю отримання зубців довільної форми, робочі поверхні яких можуть бути виконані з будь-якою просторовою модифікацією без використання додаткових інструментів. Технологія виготовлення передач з арково-гвинтовими зубцями на верстаті

моделі DMU 85 може бути виправдана для механізмів редукторів, що мають підвищену податливість у зв'язку з їх обмеженою матеріаломісткістю, що впливає на геометричні умови в контакті, а, отже, і концентрацію навантаження в зачепленні, зубці якого необхідно модифікувати для отримання номінальної форми плями контакту під навантаженням.

Результати дослідження.

1. Для циліндричних евольвентних передач з арковими зубцями, що нарізуються пальцевою фрезою, виведені рівняння і запропонована геометрія бічних поверхонь зубців, яка дозволяє при збільшенні коефіцієнта осьового перекриття підвищити вигинисту міцність евольвентних аркових зубців поблизу торців за рахунок збільшення товщини зубців зачеплення у напрямі дії контактного навантаження.

2. За рахунок можливого збільшення коефіцієнта осьового перекриття збільшується сумарна довжина контактних ліній, отже, знижується питоме контактне навантаження в зачепленні, поліпшується плавність пересполучання зубців і, отже, знижується віброактивність передачі.

3. З'являється можливість на стадії проектування передачі використовувати вже наявні блокуючі контури, розроблені для евольвентних прямозубих і косозубих коліс. Це дозволяє варіювати в певних межах, як вибором робочих ділянок евольвентного профілю, так і геометрією зуба уздовж ширини вінця колеса, впливаючи тим самим на якісні показники зубчастої передачі з евольвентними арково-гвинтовими зубцями з метою оптимізації її геометро-кінематичних і міцнісних характеристик, підвищуючи ресурс редукторних механізмів в цілому.

4. Забезпечується досягнення значних величин коефіцієнта осьового перекриття передачі, незалежно від технологічних обмежень, що регламентуються величиною радіусу обертання лезвійного інструменту при нарізуванні аналогічних зачеплень різцевими головками.

5. Отримані рівняння евольвентних робочих поверхонь арково-гвинтових зубців дозволяють розрахувати координати просторового сіткового каркаса для їх фрезерування на оброблювальному центрі.

Література

1. Сидоренко А. К. Зубчатая передача "70-НКМЗ" / А.К. Сидоренко. М.: Машиностроение, 1984. - 78 с.

2. Плахтин В.Д. Изготовление зубчатых колес с арочными зубьями с применением пальцевых фрез / В.Д. Плахтин, А.П. Давыдов, А.Н. Паршин // Технология машиностроения. – 2008. – № 6. – С. 12-15.

3. Мацей Р.О. Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями /Мацей Р.О., Томас Штеле, Добринский А.Г., Ковра О.В. // Вестник НТУ ХПИ. Харьков, 2015. – С. 88-95.