

УДК 515.2+563.3

ГРАФОАНАЛІТИЧНИЙ СПОСІБ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТОГО ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ

Ісмаїлова Н.П., д.т.н.

Військова академія (м. Одеса, Україна),

Елісєєв І.М.

Національний університет «Одеська морська академія» (Україна),

Трушков Г.В., к.т.н.

Військова академія (м. Одеса, Україна)

У складних реаліях існування сучасної промисловості України, важливим напрямком науково-технічного розвитку, є розробка нових технологій автоматизованого проектування підвищеними вимогами щодо ступеня складності проектування конструкцій і скорочення термінів виконання замовлень. Незважаючи на серйозний тиск кризових явищ в економіці і в умовах посилення конкурентної боротьби на ринку, ці складові змушують здійснювати роботи на найсучаснішому технічному рівні.

Аналіз переваг і недоліків найбільш поширених на практиці типів зубчастих передач, технічних вимог і технологічних можливостей при їх проектуванні і виготовленні на сучасному етапі розвитку показує, що актуальними є розробки в області створення передач з нетрадиційними профілями зубів.

В статті запропоноване технічне рішення яке відноситься до циліндричних зубчастих механізмів зовнішнього зачеплення, форма зубів коліс яких утворюється початковим контуром що огинає зубчасту рейку, а числа зубів призначаються залежно від призначення механізму необхідного передатного відношення і діаметральних розмірів. Такі механізми використовуються в різних галузях машинобудування у вигляді зубчастих коліс редукторів, лебідок, планетарних і хвилевих передач, а також в якості робочих органів насосів, гідродвигунів, компресорів і двигунів внутрішнього згорання. У нафтогазовій промисловості зубчасті передачі знайшли широке застосування в редукторах верстатів-гойдалок, силових приводах основних агрегатів бурових установок, робочих органах гідравлічних забійних двигунів і об'ємних насосів, допоміжних механізмах. У статті розроблені і дослідженні тільки деякі основні параметри замкового з'єднання що забезпечують працездатність замкової передачі.

Ключові слова: замкова передача, замкові з'єднання, моделювання спряжених поверхонь, кінематичні поверхні,

евольвентні поверхні.

Постановка проблеми. Розглядається геометричне проектування евольвентного циліндричного замкового з'єднання графічним способом.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Переваги і недоліки поширених на практиці типів зубчастих передач, технічних вимог і технологічних можливостей при їх проектуванні і виготовленні на сучасному етапі розвитку, з'явилися розробки в області створення передач з нетрадиційними профілями зубів.

Формування цілей статті. Розробити геометричне моделювання спряженості робочих елементів замкового з'єднання циліндричного зубчастого зачеплення в вигляді двох рейок, які здатні передавати обертальний рух з одного колеса на друге.

Основна частина. Важливим завданням для зубчастої передачі замкового з'єднання є дослідження залежності взаємного повороту зустрічних вкладишів від повороту шестерні і колеса, так як це залежність впливає на плавність передачі руху. Для вирішення цього завдання необхідно визначити кути повороту φ_1 і φ_2 шестерні і колеса від відповідних вертикальних осей при передачі руху замковим з'єднанням [1] (рис. 1).

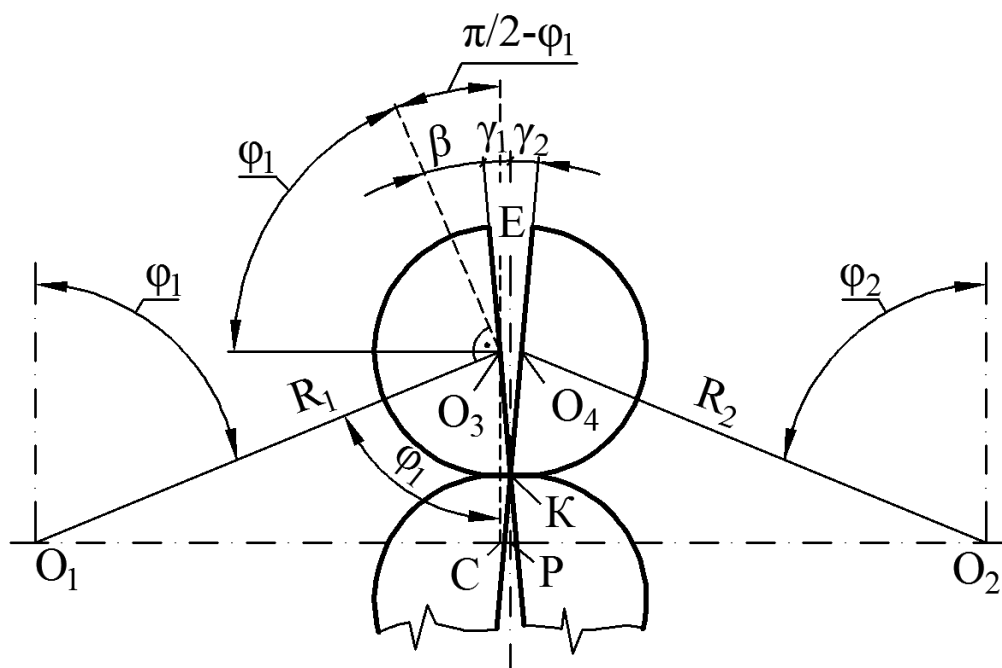


Рис. 1. Схема до визначення кутів положення γ_1, γ_2 вкладишів в залежності від кута повороту φ_1, φ_2 шестерні і колеса

$$\begin{aligned} O_1P &= O_1C_1 + C_1P & O_2P &= O_2C_2 + C_2P \\ \text{або } R_1 &= R_1 \sin \varphi_1 + r_B \sin \gamma_1; & R_2 &= R_2 \sin \varphi_2 + r_B \sin \gamma_2. \end{aligned} \quad (1)$$

де R_1, R_2 - радіуси ділительних кіл шестерні і колеса;

φ_1, φ_2 - кути повороту шестерні і колеса;

r_B - радіус вкладиша;

γ_1, γ_2 - кути положення вкладишів шестерні і колеса.

Кути положення (орієнтації) вкладишів можна визначити з (1):

$$\sin \gamma_1 = \frac{R_1(1 - \sin \varphi_1)}{r_B}; \quad \sin \gamma_2 = \frac{R_2(1 - \sin \varphi_2)}{r_B}.$$

Таким чином,

$$\gamma_1 = \arcsin \frac{R_1(1 - \sin \varphi_1)}{r_B}; \quad \gamma_2 = \arcsin \frac{R_2(1 - \sin \varphi_2)}{r_B}. \quad (2)$$

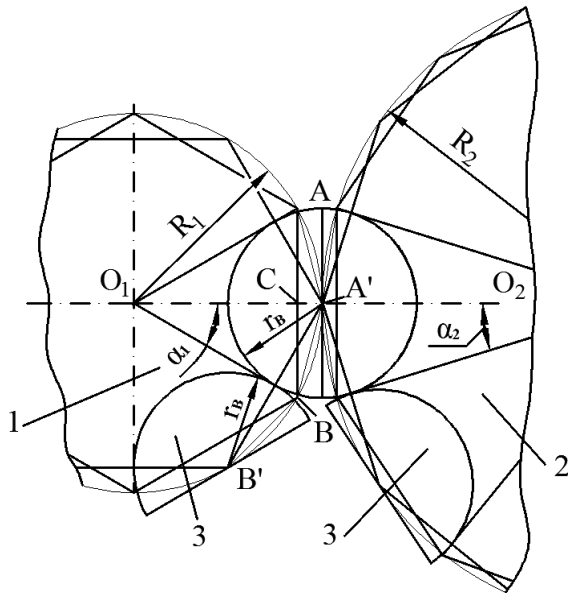


Рис. 2. Геометрична модель замкового з'єднання до визначення радіусу вкладиша і кута передачі

Виходячи з цього побудова $AB=A'B'$, як сторони рівних багатогранників, вписаних в одне і теж коло.

Висота BC' рівностороннього трикутника $\Delta A'B'B$ ділить його підставу на рівні частини $A'C'=C'B'=r_B$, які рівні радіусу вкладиша. Оскільки $A'C'=CB$, то $CB=r_B$. Таким чином, доведено, що грань $A'B'$ багатогранника дорівнює діаметру вкладиша, тобто $A'B'=2r_B$, а половина цієї межі дорівнює радіусу вкладиша (рис. 2).

$$\frac{A'B'}{2} = r_B. \quad (3)$$

Визначимо кут зачеплення передачі, (рис.2):

Визначимо (2) кути положення вкладишів, які залежать від радіусів ділительних кіл і кутів повороту шестерні і колеса. Радіус вкладиша r_B , визначаємо на підставі побудови вписаних в ділительну окружність багатогранників, кількість граней дорівнює технічним вимогам вкладиша.

Для цього в задані ділительні кола шестерні і колеса вписуються багатогранники (рис.2). Причому в кожне ділительне коло вписуються два рівних багатогранника, повернених відносно один одного на відстань, рівну половині межі.

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{n_1}; \quad \alpha_2 = \frac{\pi}{n_2}. \quad (4)$$

де n_1, n_2 - кількість вкладишів шестерні і колеса.

З формули (4) випливає, що зі зменшенням числа вкладишів кут передачі зростає:

$$r_B = R_1 \sin \alpha_1 = R_2 \sin \alpha_2. \quad (5)$$

Виходячи з формули (5) визначимо діаметр ділильного кола шестерні і колеса:

$$d_1 = \left(\frac{r_B}{\sin \frac{\pi}{n_1}} \right) \cdot 2; \quad d_2 = \left(\frac{r_B}{\sin \frac{\pi}{n_2}} \right) \cdot 2. \quad (6)$$

Підставляючи значення радіуса вкладиша (5) в формулу (2) отримаємо рівняння, що визначають кути положення вкладишів шестерні і колеса, які залежні від кутів передачі:

$$\gamma_1 = \arcsin = \frac{(1 - \sin \varphi_1)}{\sin \alpha_1}; \quad \gamma_2 = \arcsin = \frac{(1 - \sin \varphi_2)}{\sin \alpha_2}. \quad (7)$$

Кути положення вкладишів (2), (7) шестерні і колеса визначили кут випередження $\gamma_{оп}$ замкового з'єднання, так як орієнтація зубів рейок вкладишів і зустріч (контакт) останніх при русі залежить від кутів γ_1 і γ_2 . Звідси випливає, що кут випередження замкового з'єднання визначається як результат суми кутів вкладишів (8), (рис. 1):

$$\gamma_{оп} = \gamma_1 + \gamma_2. \quad (8)$$

В рівняння (8) підставимо значення в формулу (1), та отримаємо:

$$\gamma_{оп} = 2 \arcsin \frac{R_1(1 - \sin \varphi_1) + R_2(1 - \sin \varphi_2)}{r_B}. \quad (9)$$

З формули (9) випливає, що кут випередження замкового з'єднання залежить від кутів положення вкладишів, їх радіусу r_B і діаметра ділильного кола. Зі збільшенням цих параметрів контакт зустрічних вкладишів в точці К настає раніше (рис.1). У зв'язку з цим збільшуються кути контакту $\varphi_{1К}, \varphi_{2К}$, кути зачеплення $\varphi_{1З}, \varphi_{2З}$ (рис.1) і кут передачі α замкового з'єднання (рис. 2), в результаті чого підвищується коефіцієнт перекриття зубчастого замкового з'єднання, що дозволяє підвищити передачу зусилля в механізмах.

Після вступу вкладишів в контакт в точки К (рис.1) відбувається їх подальший обертальний рух навколо цієї точки контакту. При зростанню кутів повороту φ_1, φ_2 , відповідно, шестерні і колеса, відбувається накладення в полюсі зачеплення в точки Р діаметральні

площини KO_3K_1 і KO_4K_1 вкладишів.

У цей момент точки O_1, O_2, O_3 і O_4 будуть розташовані на одній лінії (на лінії центрів коліс O_1O_2), що відповідає повному закриття замка. При подальшому зростанні кутів повороту φ_1 і φ_2 триває поворот вкладишів, але вже до іншої точки K_1 , розташованої діаметрально протилежно, щодо точки K . В цьому випадку кути положення γ_1 і γ_2 вкладишів зростають зі збільшенням кута повороту шестерні φ_1 .

Висновки. У замковій передачі постійно в контакті зачеплення входять з обох сторін полюса кілька пар зубів. Це свідчить про те, що в замковій передачі здійснюється до заплюсне зачеплення, що приймає зусилля з підвищеним числом зубів і покращує надійність зачеплення і передачу зусиль в механізмах.

Література

1. Подкоритов А.М., Ісмаїлова Н.П. Основи формування поверхонь. *Прикладна геометрія та інженерна графіка. Технічні науки.* Мелітополь, 2008. Вип. 7, Т. 38. С.16-20.
2. Ісмаїлова Н. П. Графічний спосіб профілізації евольвентного аrochenого зачеплення того, що виключає інтерференцію. *Прикладна геометрія та інженерна графіка.* К. : КНУБА, 2012. Вип. 89. С.184–187.
3. Ісмаїлова Н.П., Єлісеєв І.М. Параметричне моделювання спряжених гвинтових поверхонь : Монографія. ФОП ФАКТ Харків. 2018. 174 с.

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ СПОСОБ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТОГО ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Исмаилова Н.П., Елисеев И.М., Трушков Г.В.

В сложных реалиях существования современной промышленности Украины, важным направлением научно-технического развития, является разработка новых технологий автоматизированного проектирования повышенными требованиями по степени сложности проектирования конструкций и сокращение сроков выполнения заказов. Несмотря на серьезное давление кризисных явлений в экономике и в условиях усиления конкурентной борьбы на рынке, эти составляющие заставляют осуществлять работы на самом современном техническом уровне.

Анализ преимуществ и недостатков наиболее распространенных

на практике типов зубчатых передач, технических требований и технологических возможностей при их проектировании и изготовлении на современном этапе развития показывает, что актуальными являются разработки в области создания передач с нетрадиционными профилями зубьев. Предлагаемое в статье техническое решение относится к цилиндрическим зубчатым механизмам внешнего зацепления, форма зубьев колес которых образуется как огибающая исходного контура зубчатой рейки, а числа зубьев назначаются в зависимости от назначения механизма, требуемого передаточного отношения и диаметральных размеров. Такие механизмы используются в различных отраслях машиностроения в виде зубчатых колес редукторов, лебедок, планетарных и волновых передач, а также в качестве рабочих органов насосов, гидродвигателей, компрессоров и двигателей внутреннего сгорания. В нефтегазовой промышленности зубчатые передачи нашли широкое применение в редукторах станков-качалок, силовых приводах основных агрегатов буровых установок, рабочих органах гидравлических забойных двигателей и объемных насосов, вспомогательных механизмах.

В работе разработаны и исследованы только некоторые основные параметры замкового соединения обеспечивающих работоспособность замковой передачи.

Ключевые слова: замковая передача, замковые соединения, моделирование сопряженных поверхностей, эвольвентные поверхности.

GRAPHIC ANALYTICAL METHOD FOR DESIGNING A CAMBLE LOCK COMPOUND

Ismailova N., Yelisyeyev I., Trushkov G.

In the complex realities of the modern industry of Ukraine, an important area of scientific and technological development is the development of new technologies for computer-aided design with increased requirements for the degree of complexity of designing structures and reducing lead times. Despite the serious pressure of the crisis in the economy and in the face of increased competition in the market, these components force us to carry out work at the most advanced technical level.

Analysis of the advantages and disadvantages of the most common types of gears in practice, technical requirements and technological capabilities in their design and manufacture at the present stage of development shows that developments in the field of creating gears with non-traditional tooth profiles are relevant. The technical solution proposed in the article relates to cylindrical gears of external gearing, the shape of the teeth of the wheels of which is formed as the envelope of the initial contour of the gear rack, and the number of teeth is assigned depending on the purpose of the mechanism, the required gear ratio and the diametrical dimensions. Such mechanisms are used in various engineering industries in the form of gear wheels of gearboxes, winches, planetary and wave transmissions, as well as working bodies of pumps, hydraulic motors, compressors and internal combustion engines with straight and helical teeth. In the oil and gas industry, gears are widely used in gearboxes of rocking machines, power drives of the main units of drilling rigs, working bodies of downhole hydraulic motors and volumetric pumps, auxiliary mechanisms.

In the work, only some basic parameters of the lock connection were developed and investigated that ensure the operability of the lock transmission.

Keywords: locking gear, locking joints, modeling of mating surfaces, involute surfaces.