

$$ds^2 = dqdp,$$

де узагальнений імпульс

$$\mathbf{p} = \mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{a},$$

а частина імпульсу пов'язана з нестационарністю в'язей

$$\mathbf{a} = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{q}} \mathbf{M} \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial t}.$$

Таким чином, якщо прийняти динамічну природу метрики фізичного простору, її можна узагальнити на абстрактні багатовимірні простори, якими є простір конфігурацій і фазовий простір.

Література

1. Сучасна фізика як новітня натуральна філософія/ О.В. Біловол, Харків: ФОП Панов А,М., 2019. 116 с.

УДК 62-2

Воропай Олексій Валерійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, voropay.alexey@gmail.com

Шарапата Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, phd.sharapata@gmail.com

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КУТА ЗАЧЕПЛЕННЯ НА ПАРАМЕТРИ ПРЯМОЗУБОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Пропонується дослідження залежності деяких геометричних параметрів зачеплення, а також контактної міцності від кута зачеплення. Кут профілю α рейки (ріжучого інструмента) стандартизовано, найчастіше його значення $\alpha=20^\circ$. Якщо зубчасті колеса виготовлені без зміщення ріжучого інструмента, кут рейки співпадає з кутом зачеплення. Зазначимо, що в сучасній англійській літературі кут α називають кутом тиску (pressure angle), бо його значення суттєво впливає на розподіл сил у зачепленні. Традиційні методи виготовлення зубчастих коліс не можуть забезпечити активне варіювання кута профілю рейки на відміну від аддитивних технологій (3D друк), де кут зачеплення можна легко

змінювати. Тому дослідження та оптимізація параметрів з урахуванням сучасних можливостей виготовлення зубчастих коліс набуває актуальності.

Будемо використовувати відомі розрахункові аналітичні залежності з теорії евольвентного беззазорного зовнішнього циліндричного зачеплення [1, 2] для аналізу параметрів.

Прийmemo наступні початкові вихідні дані: $h_a^* = 1.0$; $c^* = 0.25$; $u_{12} = 5$; $x_1 = 0$; $x_2 = 0$; $m = 3$ мм. Де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зубця; c^* – коефіцієнт радіального зазору; u_{12} – передатне відношення зубчастої передачі; x_1, x_2 – коефіцієнти зміщення рейки при нарізанні шестерні і колеса відповідно. Досліджувалась величина кута зачеплення від $\alpha_{min}=15^\circ$ до $\alpha_{max}=35^\circ$, кількість кроків у дослідженні $M = 200$.

Перш за все кут рейки впливає на мінімальне число зубців шестерні.

Розглянемо зміну z_{min} в залежності від кута профілю рейки $z_{min} = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2(\alpha)}$.

На рис. 1,а показані дві криві. Червона крива показує функціональну залежність z_{min} від кута профілю рейки. Звісно, що число зубців це ціле число, тому синя крива показує як змінюється мінімальне число зубців, якщо ввести функцію округлення до більшого цілого числа. Тому ми бачимо пилоподібну (дискретну) форму графіка. У всіх розрахунках $u_{12}=const$. Прийmemo, що z_1 буде дорівнювати z_{min} , а значить і z_2 буде залежати від кута α ($z_2 = z_1 \cdot u_{12}$).

Радіуси основного кола $r_b = r \cdot \cos(\alpha)$ також залежать від кута α , результати обчислень зображені на рис. 1,б. Суцільними кривими показано залежності радіусів основного кола, які розраховані аналітично, а хрестиками показані дискретні результати з результатами розрахунків відповідної величини в Autodesk Inventor [3] для зіставлення.

Останнє розрахункове значення було отримано при значенні кута профілю $\alpha = 35^\circ$, тому що в Autodesk Inventor [3] є певні обмеження стосовно цього кута для уникнення загострення вершин зубців. У дослідницьких цілях отримати профіль зубців з кутом $\alpha > 35^\circ$ в Autodesk Inventor неможливо.

Якщо б значення x_1 і x_2 відрізнялися від нуля, то формули для знаходження товщини зубця по будь якому колу були б значно складнішими (див. [1, 2]). Як видно з наступної формули товщина зубця по основному колу при нульовому зміщенні залежить тільки від кута профілю рейки

$$S_{b1} = r_{b1} \cdot \left(\frac{S_1}{r_1} + \operatorname{tg}(\alpha) - \alpha \right); S_{b2} = r_{b2} \cdot \left(\frac{S_2}{r_2} + \operatorname{tg}(\alpha) - \alpha \right) \quad (1)$$

Формули (1) не враховують явище підрізання ніжки зубця. Тому ми тут загострюємо увагу, що потрібно додатково перевіряти і контролювати це явище. У випадку підрізання зубця його реальна товщина по основній окружності буде меншою ніж у розрахунках за формулами (1). Якщо використовувати майстер Autodesk Inventor для моделювання зачеплення, то перший результат не демонструє цього явища, якщо воно виникає.

На рис. 1,в показано зміну параметрів S_{b1} і S_{b2} . Можна побачити, що для шестерні товщина зубців S_{b1} майже стала (зростає ледве помітно), а для

більшого зубчастого колеса S_{b2} зростає швидше. Така поведінка цих кривих (товщини не зменшуються) свідчить, що напруження згину не будуть збільшуватись.

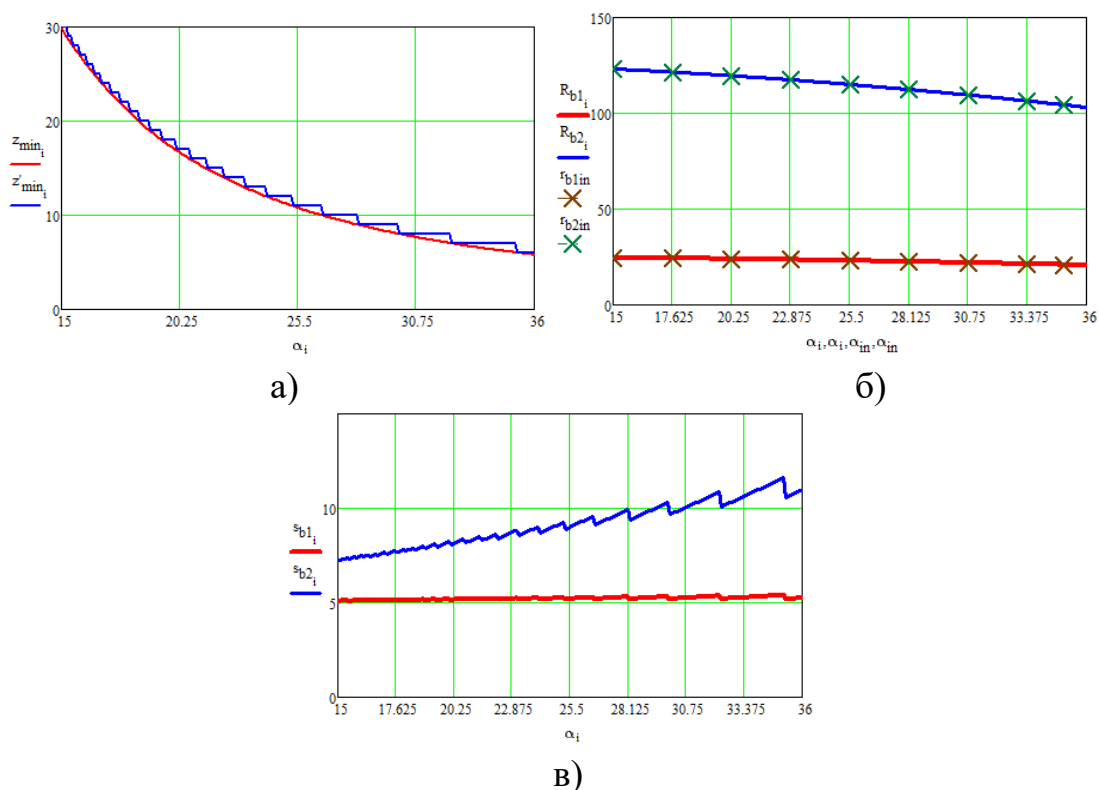


Рис. 1 – Мінімальне число зубців шестерні:

a – мінімальне число зубців z_{min} ; b – радіус основного кола;
 v – товщина зубця за основним колом.

На рис. 2,а показані контактні напруження, які були розраховані за стандартною методикою [4] при всіх незмінних параметрах за винятком параметра α .

Габарити передачі на фронтальній проекції розраховувались за наступною формулою згідно методики наведеної в [5]:

$$S = (r_1 + 20 + a + r_2) \cdot (2 \cdot r_2 + 20) \quad (2)$$

Площа перерізу передачі суттєво знижуються з ростом кута профілю α (див. рис. 2,б).

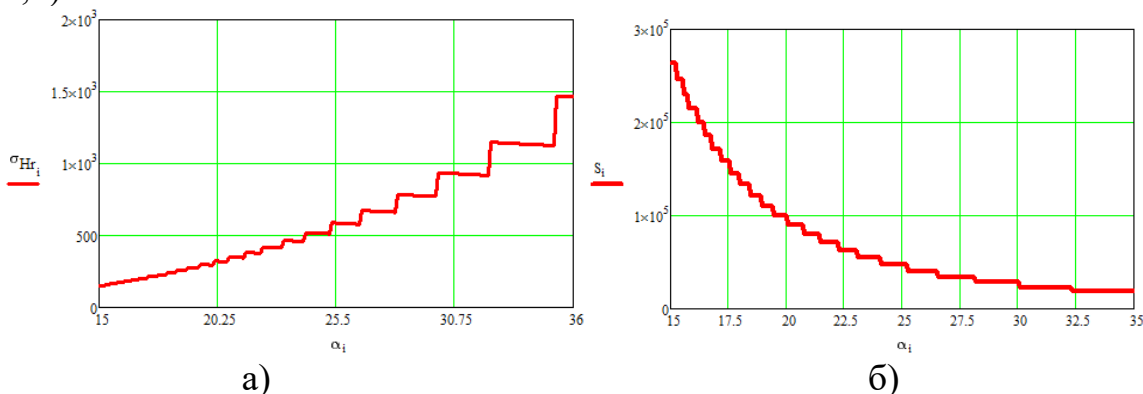


Рис. 2 – Контактне напруження і габарити передачі
 a – контактне напруження; b – габарити передачі ($z_1 = z_{min}$)

Висновки

1) З рис. 2,а видно, що при кутах α більше 28° напруження сильно зростають (величина сходинок зростає і згодом стає значно більшою), а габарити зменшуються вже незначно. Тому дослідження підтвердили відомий факт, що найбільш раціональний діапазон кутів зачеплення 20° – 28° , (до 20° може виникати підрізання та інші шкідливі явища).

2) Значення кута зачеплення α в діапазоні 20° – 25° (навіть до 28°) можна досягти використанням стандартного зубонарізного інструмента (з $\alpha=20^\circ$) та максимально допустимого зсуву $x_1=x_{\max}$.

Література

1. J. J. Uicker Jr., Gordon R. Pennock, і J. E. Shigley, Theory of Machines and Mechanisms. New York, Oxford, Oxford University Press, 2017.
2. Гречко, Л. П. Розширений конспект лекцій з теорії механізмів і машин / Л. П. Гречко, В. А. Перегон. Харків: ХНАДУ, 2023. 440 с.
3. Autodesk 3D Design, Engineering & Construction Software [Online]. Available: <https://www.autodesk.com>.
4. Курмаз Л. В. (2010) Основи конструювання деталей машин. Kurmaz L. V. (2010) Osnovy konstruyuvannya detaley mashyn [Fundamentals of designing machine parts]
5. Момот Д. І., Шарапата А. С. Передачі зачепленням. Розрахунок на міцність. Харків, ХНАДУ, 2007, 183 с.

Гогоренко Олексій Анатолійович, к.т.н., доцент, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, oleksii.gogorenko@nuos.edu.ua
Немченко Андрій Володимирович, аспірант, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, nemchenkoandrey89@gmail.com

ОЦІНКА ЙМОВІРНОСТІ УТВОРЕННЯ КОНДЕНСАТУ В ОХОЛОДЖУВАЧАХ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

При проектуванні та випробуваннях охолоджувачів наддувного повітря (ОНП) та систем охолодження ДВЗ необхідно врахувати режими роботи, при яких відбувається конденсація вологи в наддувному повітрі, щоб оцінити можливі наслідки даного процесу. Особливо важливо враховувати, що конденсація вологи супроводжується виділенням тепла в процесі фазового переходу, що тягне за собою підвищення температури повітря, яке проходить через ОНП, та збільшення теплового потоку, що передається від ОНП до охолоджуючої рідини. Це, у свою чергу, може призвести до підвищення температури масла та охолоджуючої рідини в системах двигуна. Врахування