

І.С. Дмитрієва, Е.О. Сухойван

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ТА ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

Анотація. Робота присвячена дослідженню параметрів зубчастого зачеплення та їх проектування. Розглянуто евольвентні та косозубі циліндричні передачі та виконано порівняння параметрів зубчатих зачеплень.

Ключові слова: зубчасте зачеплення, евольвента кола, косозубі циліндричні передачі.

В багатьох галузях життя використовується твердотільне моделювання. Під твердим тілом розуміється заповнена «матеріалом» замкнута область простору. Тверде тіло характеризується багатограним поданням. Багатогранне уявлення тіла відображається у вигляді прозорого або непрозорого об'єкту, межі якого складаються з сукупності ліній ребер і поверхонь граней.

Всі тверді тіла поділяються на базові та складові. Базові тіла, або твердотільні примітиви - це паралелепіпед, циліндр, куля, конус та ін. Вони будуються із зазначенням формотворчих ліній і контурів або за допомогою значень параметрів. Складові тіла формуються в результаті топологічних операцій (бульові функції об'єднання, віднімання, перетин) над базовими тілами. В цьому випадку базові тіла називають конструктивними елементами складного тіла.

Швидкість твердотільного моделювання скорочує термін виконання проектування об'єкта.. Створення твердотільних моделей як ніколи сьогодні актуально. Важливо не тільки швидко створювати об'єкт, але й так само швидко редагувати його. Твердотільне моделювання володіє даними якостями, тому воно вважається найдосконалішою технологією. Методи уявлень, а саме граничний і конструктивний забезпечують максимально реалістичні моделі. Володіючи такими істотними перевагами, твердотільне моделювання визнано найшвидшим, якісним і ефективним методом при проектуванні складних об'єктів.

© Дмитрієва І.С., Сухойван Е.О., 2016

Одним з найбільш поширених завдань, яке стоїть перед конструктором-машинобудівником, є проектування зубчастого зачеплення. Широке поширення таких передач обумовлено скромними габаритами, високою кінематичною точністю, що не залежить від зміни переданого крутного моменту, і великою величиною допустимого моменту. Незважаючи на простоту конструкції, геометрія зубчастого колеса є досить складною.

Властивості зубчастого зачеплення описуються для кожного випадку десятками різних параметрів. У зв'язку з цим актуальною є задача автоматизованого проектування зубчастого зачеплення при розробці машин і агрегатів [1].

Програм, призначених для твердотільного моделювання в наш час безліч. Вони відрізняються деякими функціями, які більше підходять до певних видів робіт.

В даній роботі розглядається комп'ютерне моделювання механізму з евольвентним та косозубим зубчатим зачепленням.

Виконання задачі автоматичного проектування зубчастих коліс можливо різними способами:

- 1) за допомогою ескізу;
- 2) за допомогою завдання параметрів циліндру.

В роботі розглядалися питання розрахунку параметрів зубчастого колеса, порівняльного аналізу параметрів евольвентного та косозубого зачеплення та автоматичного розрахунку і побудови циліндричних передач.

При побудові зубчастого колеса виконується розрахунок усіх його параметрів, для того, щоб у подальшому мати змогу прорахувати максимально можливу дію сил та робити і мати можливість зробити висновки щодо експлуатації даного об'єкта.

Евольвентою кола називається крива яка є траєкторію точки прямої, що котиться по колу без ковзання [2].

Стандартом ГОСТ 13755-81(Основні норми взаємозамінності. Передачі зубчасті циліндричні евольвентні. Вихідний контур) встановлені наступні параметри і коефіцієнти вихідного контуру: кут головного профілю $\alpha=20^\circ$; коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1,0$; коефіцієнт висоти ніжки $h_f^* = 1,25$; коефіцієнт граничної висоти (тобто висота прямолінійної ділянки профілю) $h_l^* = 2h_a^*$; коефіцієнт радіуса

кривизни перехідної кривої $\rho_f^* = 0,38$; коефіцієнт радіального зазору $C^* = 0,25$. Для аналітичного розрахунку зубчатого колеса необхідні ще деякі параметри. В даній роботі це: кількість зуб'ів ведучої шестерні $z_1 = 49$; кількість зуб'ів відомої шестерні $z_2 = 49$.

Модуль зубчастих коліс – це геометричний параметр зубчастих коліс. Для прямозубих циліндрових зубчастих коліс модуль m дорівнює відношенню діаметру ділильного кола d до зубів z : $m = d/z$. В даній роботі $m = 4\text{мм}$

Коефіцієнти зміщення: $x_1 = 0,046$; $x_2 = 0,208$.

Косозубі колеса застосовують для відповідальних передач при середніх і високих швидкостях. Обсяг їх застосування – більше 30% обсягу застосування усіх циліндричних коліс в машинобудуванні і цей відсоток безперервно зростає. Косозубі колеса з твердими поверхнями потребують підвищеного захисту від забруднень для запобігання нерівномірного зношування по довжині контактних ліній і небезпеки викришування.

Косозубі циліндричні передачі нарізуються тим самим різальним інструментом, на тих самих верстатах, за тією самою технологією, що і прямозубі. Профіль косого зубця в нормальному перетині $n-n$ збігається з профілем прямого зубця. Модуль у цьому перетині повинний бути стандартним.

Циліндричні косозубі передачі застосовують у відповідальних конструкціях при середніх і високих (більше 15 м/с) швидкостях. Позитивними якостями косозубих передач у порівнянні з прямозубими є: зменшення шуму при роботі; менші габаритні розміри; висока плавність зачеплення; велика навантажувальна спроможність; значно менші додаткові динамічні навантаження. У косозубій передачі нормальну силу розкладають на три складові колову силу, осьову, радіальну силу [3].

У високонавантажених редукторах для передачі крутного моменту з вала на вал використовують подвоєний ступінь з рознесеними на валах шестернях та колесах.

Згідно з діючими стандартами параметри початкового контуру для циліндричних косозубих передач регламентовані такими значеннями (для зубчастих коліс із модулем $m \geq 1\text{ мм}$): кут головного профілю $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнти – висоти головки зубця $h_a^* = 1$, радіального

зазора $c^* = 0,25$, висоти ніжки зубця $hf^* = ha^* + c^* = 1,25$, радіуса кривини перехідної кривої $pf^* = 0,38$.

Модулі стандартизовані в діапазоні $0,05 \div 100$ мм. Для косозубих циліндричних коліс стандартними є нормальні модулі. Параметри початкового контуру циліндричних зубчастих коліс стандартизовані (ГОСТ 13755); кут профілю $\alpha_w = 20^\circ$.

Для аналітичного розрахунку зубчатого колеса необхідні ще деякі параметри. В даній роботі це кількість зуб'їв, як і для прямозубих передач, $z_1 = z_2 = 49$; кут нахилу лінії зуба $\beta = 10^\circ$; модуль зубчастих коліс $m = m_n = 4$ мм.

Косозубі колеса виконуються, як правило, без зсуву початкового контуру ($x_1 = x_2 = 0$), тому вся розрахункова залежність відноситься до випадку, коли початкові кола співпадають з ділильними.

Для косозубих передач розглядають колові та нормальні кроки і відповідно модулі. Після закінчення розрахунків основних параметрів можна перейти до подальших розрахунків, послідовність яких описана на рисунку 1. Де m – модуль зубчастих коліс; z – кількість зуб'їв в зубчастих колесах; α – кут головного профілю; α_w – міжосьова відстань; u – передавальне відношення зубчастої передачі; y – коефіцієнт зсуву; Δy – рівняльний коефіцієнт зсуву; $\alpha_{tw} = \alpha_t$ – кут зачеплення в торцевому перетині; d_{aj} – діаметр окружності вершин зуб'їв; d_j – діаметр ділильної окружності; d_{wj} – діаметр початкових окружностей; d_{fj} – діаметр окружності впадин зуб'їв.

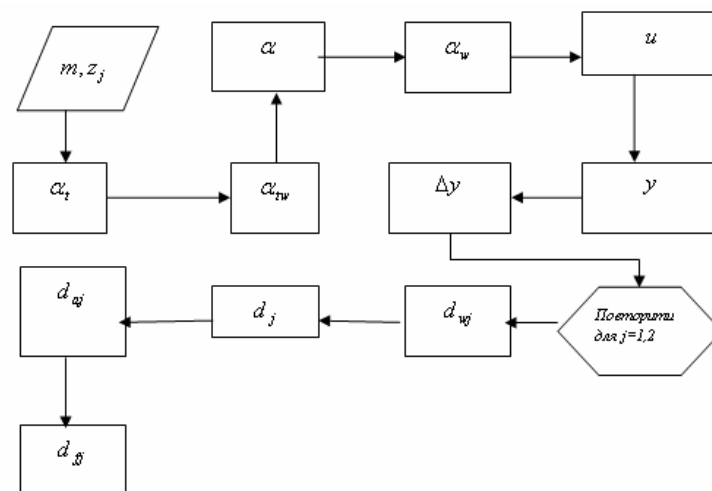


Рисунок 1 – Схема алгоритму для розрахунку основних розмірів циліндричних зубчастих передач

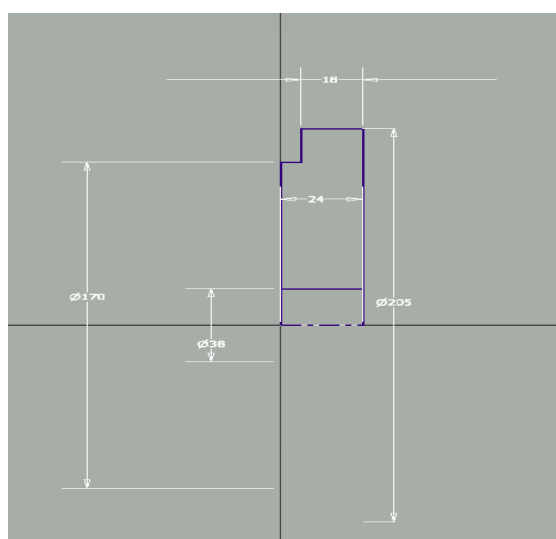
Основні параметри розрахунку зубчатих зачеплень представлені в таблиці 1 як для прямозубих так і для косозубих зачеплень.

Таблиця 1

Порівняння параметрів зубчатих зачеплень

Зачеплення	Передавальне відношення	Крок зачеплення	Дільний діаметр	Діаметр основного кола	Ділянка міжосьова відстань	Діаметр вершин зубців	Діаметр впадин зубців
Евольвентне	1	12,56	196	184,04	196	179,2 180,5	200,08
Косозубе	1	12,56	192,08	178,63	200	186,4 187,6	188,08

Після розрахунку параметрів зубчатих зачеплень та їх аналізу для різного типу зачеплення, було проведено комп'ютерне моделювання. Одним з способів комп'ютерного моделювання твердо тільних об'єктів є побудова його за допомогою ескізу.



а) - ескіз



б) – результат побудови

Рисунок 2 – Побудова евольвентного колеса

Ескіз може бути в дво- і трьо- вимірній площині. В даній роботі використовувалась двовимірна площина. Спочатку побудовано креслення половини зубчастого колеса, до осьової лінії, навколо якої потрібно виконати обертання даного ескізу, проставлено всі розміри, які є головною складовою побудови ескізу. На рисунку 2.а) представ-

лено побудову такого ескізу евольвентного зубчастого колеса. Методом обертання ескізу створено фігуру, задавши розмір фаски, сполучення та круговий масив з шести різьбових отворів. Результати представлені на рисунку 2.б).

Існує інший метод комп'ютерної побудови зубчастого колеса – за допомогою стандартних видів деталей із завданням відповідних параметрів. Обравши деталь циліндр задаємо розміри, необхідні для побудови. В результаті виконання цих кроків отримуємо аналогічну фігуру.

Виконавши автоматичні розрахунки параметрів зубчатих зачеплень, отримали результати, ідентичні проведеним раніше.

Результат комп'ютерного побудови евольвентної циліндричної зубчастої передачі представлено на рисунку 3.

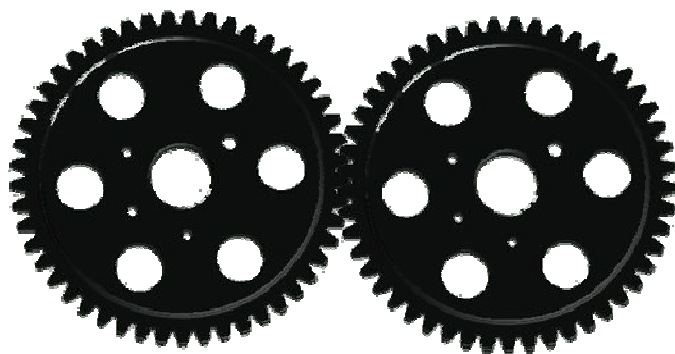


Рисунок 3 – Результат побудови евольвентного зубчастого зачеплення

Висновки. В роботі було виконано розрахунок основних параметрів евольвентного та косозубого циліндричного зачеплення. Приведена таблиця із результатами розрахунку та порівняння параметрів, необхідних для правильної побудови моделі. Подальші дослідження пов'язані із розглядом питань динаміки таких зачеплень.

ЛІТЕРАТУРА

- 1.Веркович Г.А. Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е. Н. Головенкин, В. А. Голубков // - Л.: Ленингр. отд-ние, 1989. – 192 с.
- 2.Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / под ред. И.Н.Жестковой // - М: Машиностроение, 2006. - 928 с.
- 3.Борисов С.И. Теория механизмов и детали точных приборов/ В.Ф. Комаров, В.Л. Токарев // Москва 1966.