

*Пилипенко О.І., Колесник Д.М., Березняк А.М. Державний науково-дослідний інститут
випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки*

РОЗВИТОК КОНСТРУКЦІЙ ЗУБЦІВ І ЗУБЧАСТИХ КОЛІС АВІАЦІЙНИХ РЕДУКТОРІВ

Представлений розвиток конструкцій зубців і зубчастих коліс, які знайшли застосування у редукторах літаків та вертольотів. Розглянуто особливості геометрії, що відрізняють їх від зубчастих передач загального машинобудування. Представлені параметри різних типів початкових виробляючих контурів, їх модифікації та приклади застосування відповідних зубчастих коліс у редукторах літаків та вертольотів.

Ключові слова: *зубці, зубчасті колеса, розвиток конструкцій, їх модифікації, застосування.*

Постановка проблеми. Найбільш розповсюдженим символом машинобудування є зубчасте колесо. Від правильності вибору параметрів зубчастих коліс передач і приводів залежать у вирішальній мірі працездатність літаків, вертольотів, автомобілів, тракторів, верстатів і багато інших виробів машинобудування. Безперервні потреби у збільшенні несучої здатності зубчастих передач зумовлюють відшукувати нові резерви у вигляді раніш незастосовуваних параметрів. Вдосконалення конструкцій зубців і зубчастих коліс авіаційних редукторів – підвищення несучої здатності, зниження маси і габаритних розмірів, збільшення термінів служби і ККД – є завданнями у галузі авіаційного редукторобудування, що не втрачають своєї актуальності [1].

Аналіз досліджень і публікацій. Контактна і згинальна міцність зубчастих коліс підвищується при збільшенні кута початкового контуру. Проте, застосування кутів профілю більше 25° обмежується загостренням зубців. Застосування зубчастих коліс з кутом профілю 28° можливо тільки при коефіцієнті висоти голівки зубців $ha^* = 0.9$, але такі колеса мають менший коефіцієнт перекриття, що погіршує динамічні характеристики передач. Не вирішує проблему також підвищення міцності шляхом застосування коригованих зубчастих коліс. При великих коефіцієнтах зміщення початкового контуру або зрізається вершина профілю зубців, або зменшується їх висота. У порівнянні з зубчастими колесами несиметричного профілю зубчасті колеса з симетричним профілем мають невисокий коефіцієнт перекриття і це дає більший шум і меншу міцність. Вирішується ця проблема за допомогою застосування зачеплень з зубцями несиметричної форми [2].

В основу проектування і технології виробництва зубчастих передач покладено так званий початковий контур згідно ГОСТ 13755-81 (СТ СЭВ 308-76), на основі параметрів якого створено велику кількість ефективно працюючих та надійних машин і обладнання. У більшості випадків початковий виробляючий контур (ПВК) приймається у відповідності з наступними даними: кут профілю $\alpha_p = 20^\circ$; висота голівки зуба стандартного початкового контуру $h_{ap} = 1 m$; радіальний зазор між стандартним початковим контуром і співпадаючим початковим контуром $c_p = 0,25 m$; висота ніжки зуба стандартного початкового контуру $h_{fp} = 1,25 m$; радіус кривини перехідної кривої початкового контуру $\rho_{fp} = 0,38 m$, де m – модуль зачеплення [1].

Збільшена висота ніжки $h_{fp} = 1,4m$ та збільшений радіус перехідної кривої $\rho_{fp} = 0,39$ забезпечують максимальний радіус перехідної кривої без інтерференції. Якщо фактична форма перехідної кривої з піднутренням не створює концентрації напружень, то цей тип

контур рекомендується для високоточних зубчастих коліс, що передають високі крутні моменти і, отже, з боковими поверхнями зуба, оброблені шліфуванням або шевінгуванням.

Високонапружені зубчасті колеса мають піднутрену основу зубців, що підвищує їх міцність та надійність. Зубчастим колесам з піднутреною основою зубців відповідає початковий контур з вибраним піднутренням U_{FP} і кутом піднутрення α_{FP} . У таких зубчастих коліс після термічної обробки шліфується лише евольвентний профіль зуба, а у основи ніжки абразивний круг має вільний вихід – перехідна поверхня залишається нешліфованою і зберігає геометрію, отриману після зубофрезерування. Таким зубчастим колесам відповідає складний початковий виробляючий рейковий контур – так званий ПВРК з протуберанцем. Використовується для нарізання зубчастих коліс інструментом з протуберанцем і остаточним шліфуванням або шевінгуванням. Значення U_{FP} та α_{FP} залежать від методу виробництва і стандартом не визначені.

Рекомендації по застосуванню різних типів модифікованого початкового контуру зуба рейки [1] є додатковими відносно рекомендацій міжнародного стандарту ISO 53:1998 і приведені для врахування параметрів, що використовувалися в раніше діючих міждержавних і національних стандартах, що встановлювали рекомендації в частині параметрів початкового контуру і профільної модифікації, а також інші рекомендації.

Дослідження показали [3], що модифіковане зачеплення, утворене початковим контуром, окресленим дугою кола на голівці або по всьому профілю є більш раціональним, тому що дозволяє повністю виключити удари під час переспряжень зубців під навантаженням і суттєво зменшити циклічну погрішність при належному виборі величини модифікації. Проте, для отримання такого профілю під час нарізання колеса черв'ячною фрезою необхідне викривлення ріжучої крайки, а це ускладнює виготовлення інструменту і знижує його точність.

Бажана модифікація профілю зубчастого колеса може бути отримана зміною положення осі фрези по відношенню до осі зубчастого колеса. В [4] показано, що за рахунок вибору відповідних значень числа зубців і кута нахилу зуба інструменту можна отримати бажану величину модифікації профілю зуба колеса окресленою дугою кола на голівці або по всьому профілю, не змінюючи при цьому початкову форму профілю інструменту.

Мета статті. Дослідити розвиток конструкцій зубців і зубчастих коліс авіаційних редукторів для виявлення найбільш прогресивних з них.

Виклад основного матеріалу. За призначенням авіаційні зубчасті передачі поділяються на чотири великі групи: 1) зубчасті передачі основного кінематичного ланцюга головних і проміжних редукторів вертольотів; 2) редукторів турбовентиляторних двигунів; 3) приводів двигунів, агрегатів літаків і вертольотів; 4) трансмісій літаків і вертольотів, а також інші передачі, у тому числі кінематичні. Перші дві групи і частково третя група передач є високонапруженими, а частина з них – також і високошвидкісними [1].

Геометрія авіаційних евольвентних циліндричних зубчастих передач має наступні особливості, які відрізняють її від зубчастих передач загальномашинобудівного застосування: 1) особливий початковий контур; 2) особливий виробляючий контур, який у загальному випадку не співпадає з початковим; 3) модифікація профілю, в результаті чого він значно відрізняється від номінального.

Ці особливості, а також ряд інших вносять значні корективи в традиційне уявлення про можливі параметри евольвентного зачеплення. Їх інтервал більше, ніж у передач загальномашинобудівного застосування. До головних параметрів передачі відносяться кут

зачеплення α_w , коефіцієнт торцевого ε_α і сумарного перекриття, а також параметри і конфігурація основи зуба при достатній його товщині на колі вершин.

Модифікація – це цілеспрямоване внесення змін у геометрію зубців з метою компенсації деформацій під навантаженням. Модифікований початковий контур зуба рейки застосовують для досягнення у зубчастих передачах високих експлуатаційних характеристик за рівнем шуму, низької віброактивності і високої несучої здатності. Відмінними елементами модифікованого початкового контуру є: збільшені або несиметричні кути початкового контуру, що забезпечують високу контактну міцність зубців; пригранична зона і притуплена вершина контуру забезпечують виключення інтерференції крайок зубців і зменшення концентрацій напружень; нормована товщина вершини початкового контуру збільшує міцність і дозволяє максимально використовувати несучу поверхню зубців.

В залежності від основних експлуатаційних характеристик альтернативно стандартному початковому контуру зуба і початковим контурам з кутом головного профілю $\alpha_p = 20^\circ$ можуть бути використані наступні типи модифікованих початкових контурів, основні параметри яких приведені на рисунку 1 і в таблиці 1 [5]:

- початковий контур зуба 1 з вибраним піднутренням U_{FP} забезпечує стійку реалізованість піднутрення зубців при мінімальній висоті h_{fp} ніжки зубців, рекомендовано використовувати для зубчастих коліс, оброблених шліфуванням, з високим крутним моментом і підвищеними вимогами до віброактивності;

- початковий контур зуба 2 забезпечує найбільш високу згинальну міцність зубців 6-7 ступеня точності, рекомендовано використовувати для зубчастих коліс з високим крутним моментом без підвищених вимог до віброактивності;

- початковий контур зуба 3 забезпечує високий коефіцієнт перекриття, рекомендовано використовувати для високоточних зубчастих передач з високими вимогами до рівня шуму та вібрації;

- початковий контур зуба 4 забезпечує найбільшу товщину шару мастила, рекомендовано використовувати для коліс планетарних передач.

Таблиця 1

Параметри різних типів початкових контурів

Позначення параметра	Типи модифікованих початкових контурів			
	1	2	3	4
α_p	25°	28°	22°	33°
α_{pN}	25°	28°	22°	20°
h_{ap}^*	1	0,9	-	-
c_p^*	0,20328	0,18438	0,25	0,3
g_p^*	0,02	0,02	0,02	0,02
h_{fp}^*	1,20328	1,08438	-	-
ρ_{fp}^*	0,35208	0,34754	0,37	0,3
ρ_{fpN}^*	0,35208	0,34754	0,37	0,3
s_{ap}^*	-	-	0,35	0,35
ρ_k^*	0,25	0,25	0,2	0,25
U_{fp}^*	0,02	0,02	0	0,02

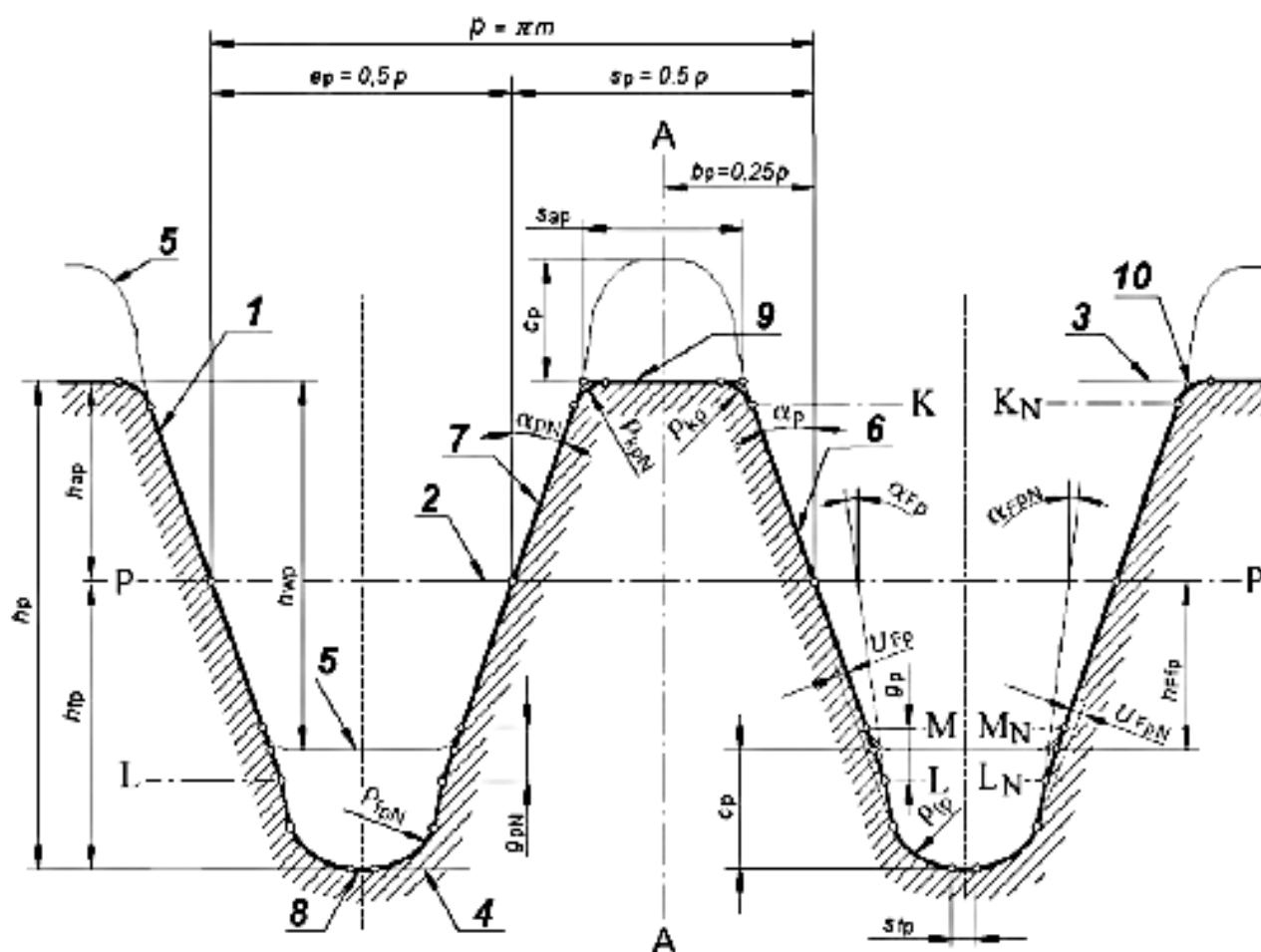


Рис.1. Модифікований початковий контур

і співпадаючий модифікований початковий контур

- 1 – початковий контур; 2 – ділильна лінія ($P-P$); 3 – лінія вершин; 4 – лінія западин;
5 – співпадаючий початковий контур; 6 – основний головний профіль початкового контура;
7 – суміжний головний профіль початкового контура; 8 – лінія, що з'єднує основну і суміжну
перехідні криві; 9 – лінія, що з'єднує лінії притуплення крайок вершин основного і
суміжного профілів; 10 – лінія притуплення крайок вершин; (L, L_N) – лінії, що проходять
через точки, що з'єднують перехідні криві з головним профілем початкового контура;
(M, M_N) – лінії, що проходять через точки дотику заокругленої вершини
співпадаючого початкового контура з головним профілем зуба; ($M-L$) – пригранична зона
головного профілю зуба; ($K-L, K_N-L_N$) – відрізки прямих від точки дотику кривої
притуплення крайки вершини до точки перетину головного профіля з перехідною кривою

У таблиці 1: a_p – кут профілю; α_{pN} – кут профілю суміжної сторони; h_{ap}^* – висота голівки зуба стандартного початкового контура в долях модуля; c_p^* – радіальний зазор між стандартним початковим контуром і співпадаючим початковим контуром в долях модуля; g_p^* – пригранична зона головного профілю – зазор (в долях модуля), що забезпечує відсутність інтерференції вершини співпадаючого початкового контура з перехідною кривою основного початкового контура; h_{fp}^* – висота ніжки зуба стандартного початкового контура в долях модуля; ρ_{fp}^* – радіус кривини перехідної кривої початкового контура в долях модуля; ρ_{fpN}^* – збільшений радіус перехідної кривої, що забезпечує формування

максимального радіусу перехідної кривої без інтерференції; s_{ap}^* – товщина вершини зуба початкового контуру; ρ_k^* – радіус кривини лінії притуплення крайки вершини зуба початкового контуру; U_{fp}^* – величина піднутрення. Всі параметри з зірочкою вказані в долях модуля.

Перевага досягається заміною стандартної висоти голівки зубців h_{ap}^* на стандартну товщину вершин зубців s_{ap}^* . При роботі зубців по всій активній частині лінії зачеплення з профільним кутом $\alpha = 25^\circ$ забезпечується висока контактна і згинальна міцність, а також стійкість проти заїдання поверхонь зубців високонапружених передач. Подальше збільшення контактної міцності та ресурсу забезпечується застосуванням ПВК (початкового виробляючого контуру) з профільним кутом $\alpha = 28^\circ$.

Розглянемо, які переваги дає застосування збільшених профільних кутів у порівнянні зі стандартними ($\alpha_w = 20^\circ$), що застосовуються у загальному машинобудуванні.

1. Збільшення профільного кута α ПВК, що супроводжується збільшенням кута зачеплення α_w , призводить до зменшення коефіцієнта перекриття ε_α , тобто, зони двопарного зачеплення (Рис.2). Для забезпечення працездатності більш жорстких зубців у зоні двопарного зачеплення необхідно, щоб погіршеності зубчастих коліс були менше їх деформацій.

2. Вплив коефіцієнта перекриття ε_α на несучу здатність передачі проявляється слабкіше, ніж вплив кута зачеплення (до певного моменту). Тому важливо забезпечити більш м'який, безударний вхід в зачеплення, більш раціональну геометрію вершини голівки зуба з врахуванням радіусів, фасок і хіміко-термічної обробки, ніж виготовлення зуба з підвищеним коефіцієнтом перекриття.

3. Збільшення профільного кута α ПВК супроводжується збільшенням товщини гідродинамічної плівки, зростанням контактної міцності зубців, стійкості їх поверхонь проти заїдання і, в більшості випадків, зменшенням місцевих згинальних напружень.

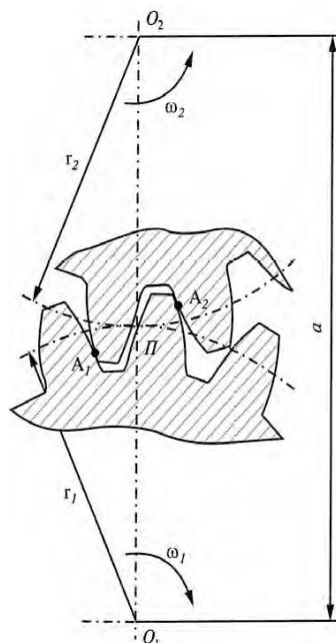


Рис.2. Двопарне зачеплення

4. Виготовлення піднутреної основи у зубчастих коліс тим легше, чим більше кут α .

Зубчасті передачі з гарантованим коефіцієнтом перекриття $\varepsilon_\alpha = 2,0$ мають суттєво менший рівень вібрацій і, в цілому, їх несуча здатність приблизно у 1,5 рази більше, ніж у передач високонапружених редукторів [5, 6]. Таке досягнення стало можливим завдяки існуючому підвищенню точності виготовлення зубчастих передач і у зв'язку з розробкою їх узагальненої теорії, яка дозволяє отримувати зубчасті передачі з гарантованим $\varepsilon_\alpha = 2,0$ при кутах зачеплення $\alpha_w > 20^\circ$ [7, 8]. ПВК, побудований на основі цієї теорії, є рівноподіленим і нерівновисоким і забезпечує отримання передач з $\varepsilon_\alpha = 2,05$, $20^\circ \leq \alpha_w \leq 24^\circ$ з рівномісними при згині зубцями (з максимальним напруженням у граничній точці евольвентного профілю), що мають товщину на колі вершин $S_a = 0,4m$.

Під час застосування початкового виробляючого контуру з цими параметрами треба враховувати наступне: для забезпечення впродовж лінії зачеплення двопарного контакту необхідно, щоб зубчасті колеса виготовлялися не грубше 4-5 ступеня точності по нормах плавності і контакту (ГОСТ 1643-72); під час шліфування евольвентної поверхні зубців разом з перехідною поверхнею не повинно бути прижогів та інших технологічних дефектів.

Параметри несиметричних зубців були вибрані так, щоб збільшити густину потужності, що передається, зменшити динамічні навантаження і вібрації зубчастих коліс [9]. Дослідженнями, проведеними ЦІАМ (Центральний інститут авіаційного моторостроєння), доведено, що міцність зубчастих передач за введеним в дію Міждержавним стандартом ГОСТ 13755-2015 (не є чинним в Україні) суттєво перевищує міцність передач за ГОСТ 13755-81. Але найбільш суттєву перевагу (більше, ніж у два рази) отримано за рівнем шуму, що характеризується добутком динамічних сил в зачепленні на швидкість коливань коліс.

ПВК з параметрами $\alpha = 25^\circ$, $h_\alpha^* = h_f^* = 1,0$ застосовується в ряді редукторів і приводів авіаційних двигунів; ПВК з $\alpha = 28^\circ$, $h_\alpha^* = h_f^* = 0,9$ пройшов багатолітнє випробування в зубчастих передачах редукторів турбовентиляторних двигунів АІ-20, АІ-24, головному редукторі Р-26 вертольоту та ін. ПВК визначає в результаті огинання заготовки форму і розміри зубців нарізаних коліс без піднутрення у основи. Такі ПВК називаються простими. Зуб такого контуру має дві виробляючі прямі і скруглення на голівці і ніжці, є рівновисоким і рівноподіленим [6]. Знаходять застосування ПВК з профільними кутами $\alpha = 22,5^\circ$, 23° , 25° при коефіцієнті висоти ПВК $h_\alpha^* = 1,0$; $\alpha = 28^\circ$, 30° , у яких $h_\alpha^* = 0,9$, а для $\alpha = 28^\circ$ ще й $h_\alpha^* = 0,95$.

Простий ВПК використовується при виготовленні коліс з тепломісних сталей за спеціальною технологією, що виключає прижоги та інші дефекти на поверхнях зубців. Проте, для переважної більшості прості рівновисокі і рівноподілені ВПК визначають геометрію і робочі профілі зубчастих коліс евольвентного зачеплення, але не відповідають інструменту, що остаточно формує зубці. Таким інструментом є шліфувальний круг (інструмент, в даному випадку, рейкового типу), параметри якого, як правило, істотно відрізняються від параметрів ВПК. У цьому випадку неможливо отримати перехідні поверхні основи зубців коліс, аналогічні перехідним поверхням, що відповідають ВПК. Окрім цього, зубошліфування вносить невизначеність у величину і характер розподілу залишкових напружень у основи зубців, що визначають їх згинальну міцність.

Високонапружені зубчасті колеса мають піднутрену основу зубців, що підвищує їх міцність і надійність. Зубчастим колесам з піднутреною основою зубців відповідає складний початковий виробляючий рейковий контур або так званий виробляючий контур з протуберанцем.

Під час вирішення задач по зменшенню маси деталей авіаційних двигунів були знайдені нові параметри початкового контуру, які не відповідали ГОСТ 13755-81, але відрізнялись істотними перевагами.

На рисунку 3 [10] показано розвиток конструкцій зубців авіаційних зубчастих коліс, розроблених у ЦІАМ.

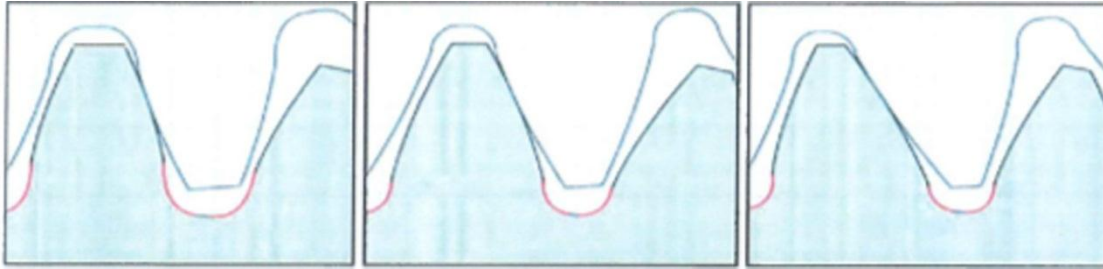


Рис.3. Розвиток конструкцій зубців авіаційних зубчастих коліс

Однією з перших запропонованих робіт були зубчасті колеса з піднутреною основою зубців (Рис.3 ліворуч). У цій конструкції перехідна поверхня (галтель) не шліфується, на поверхні галтелі не утворюються дефектні шари, що забезпечує високу згинальну міцність зубців. У наступній конструкції було запропоновано застосувати початковий контур з кутом 25° (Рис.3 середній). Це забезпечило не тільки більш високу міцність, але і дозволило уникнути похибок проектування, властивих ГОСТ 13755-81. Зубчасті колеса з кутом початкового контуру 25° з піднутреною основою застосовуються практично в усіх авіаційних двигунах, таких, наприклад, як АЛ-31Ф (літак СУ-27). Наступним кроком було запровадження несиметричного початкового контуру (Рис.3 праворуч). Несиметричний початковий контур дозволив отримати збільшену товщину масляної плівки між контактуючими поверхнями зубців при підвищенні коефіцієнта перекриття. Ця конструкція застосовується в редукторі двигуна ТВ7-117 літака Іл-114, забезпечуючи неперевершену довговічність двигуна.

Одночасно з розробкою несиметричного початкового контуру проводилась робота по початковому контуру для зубчастих коліс з великим коефіцієнтом перекриття. Застосування такого контуру дає можливість зменшити вібрації коліс у п'ять разів порівняно з зубчастими колесами з коефіцієнтом перекриття менше 2.

На рисунку 4 показані зубці несиметричного початкового контуру (застосовані на двигуні ТВ7-117), на рисунку 5 – зубці з коефіцієнтом перекриття більше 2 (застосовані на двигуні НК-93, літак ІЛ-76). На літаку АН-70 транспортної авіації Повітряних Сил України встановлено двигун Д-27, розроблений Запорізьким машинобудівним конструкторським бюро “Прогрес” ім. акад. А.Г. Івченко. Виробник – ВАТ “Мотор-Січ”. У редукторі цього двигуна застосовано 28-градусні модифіковані зубчасті колеса з високою міцністю на злам.



Рис.4. Зубці несиметричного початкового контуру



Рис.5. Зубці з коефіцієнтом перекриття більше 2

У процесі розробки нового стандарту виконувались дослідження з оптимізації параметрів початкового контуру. При зменшенні кута профілю прямої евольвенти, тобто, $\alpha_{nN} < \alpha_n$, діаметр основного кола збільшується, а кут профілю α_{nN} в точці, що лежить на початковому колі, зменшується. При цьому пряма евольвента змінює своє положення, в результаті чого товщина зубців на вершині збільшується. Важливою умовою у зв'язку з необхідністю забезпечити рівність кроків, щоб зачеплення було спряженим, є проходження прямої евольвенти через точку, що лежить на початковому колі.

Товщину s_w несиметричних зубців можна змінювати, застосовуючи для розрахунку стандартні формули з врахуванням коефіцієнта зміщення x початкового контуру і параметри основного профілю [2]. Методика розрахунку напружень і деформацій, а також аналіз динамічних процесів у зубчастих передачах міститься в [9]. Промислове використання зубчастих коліс з несиметричним профілем для авіаційного редуктора двигуна ТВ7-117 подано в [11]. У цьому двигуні, встановленому в літаку ІЛ-114, застосовувались кути початкового контуру 33° для основного профілю і 25° для прямого профілю (Рис.6) [2].

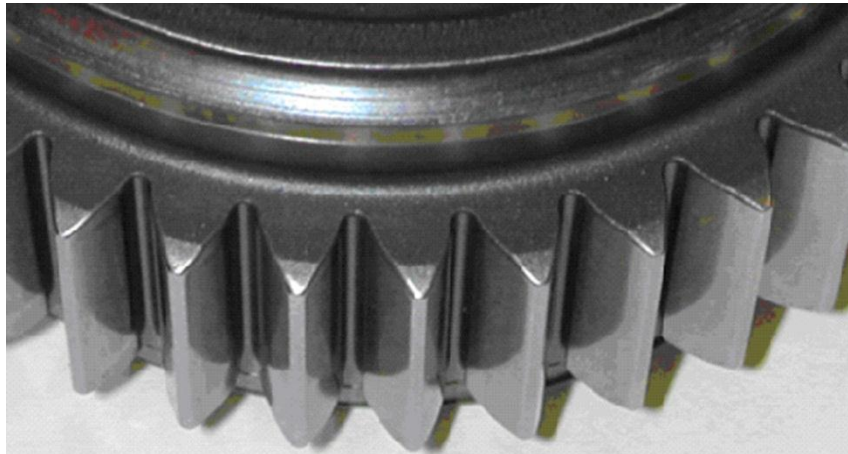


Рис.6. Зубці колеса з несиметричними профілями: основний профіль 33° , прямий 25°

Було доведено, що для початкового несиметричного контуру найкращий кут нахилу основної сторони дорівнює 33° , а для суміжної сторони – 20° . На основі досвіду заводів у початковий контур введено новий параметр, названий приграничною зоною, що забезпечує відсутність інтерференції з перехідною кривою зубців коліс. Також додана заокруглена вершина зуба і багато інших параметрів, що покращують міцність зубчастих передач при одночасному зменшенні вібрацій.

Дорофєєвим Д.В. [12] розроблено метод аналізу контактної витривалості зубчастих передач, який може застосовуватися як до симетричних, так і до несиметричних зубців, в основі якого новий метод побудови блокувальних контурів з відображенням на них коефіцієнтів контактної витривалості.

Розроблений ЦІАМ у 2015 році стандарт ГОСТ 13755-2015 отримав статус міждержавного, але не є чинним в Україні. Цей стандарт не призначений для кінцевих зубчастих коліс, але виявилось, що на його основі можуть бути створені і кінцеві зубчасті передачі з круговими зубцями, показані на рисунку 7 [10].

Застосування кінцевих зубчастих коліс з початковим контуром за вказаним стандартом дозволяє багатократно підвищити вібраційну міцність дисків коліс також за рахунок застосування демпферів. Причина в тому, що рух таких коліс в зачепленні відрізняється високою плавністю і низькими динамічними навантаженнями.

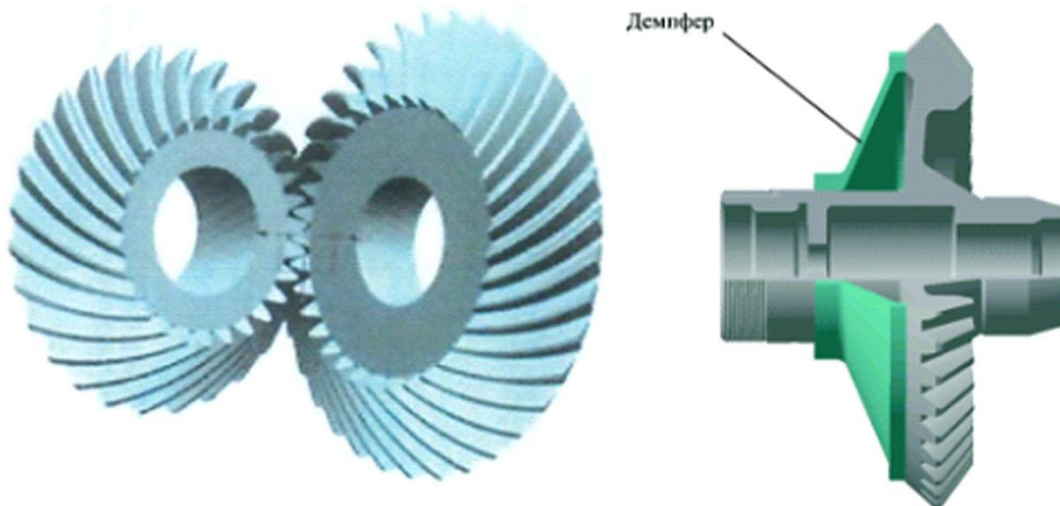


Рис.7. Конструкція конічної зубчастої передачі з зубцями, що відповідають ГОСТ 13755-2015

У вказаному стандарті дані рекомендації по застосуванню модифікації профілю зубців у параметрах початкового контуру, приведені правила не тільки призначення, але і виміру параметрів модифікації.

Циліндричні колеса з арочними зубцями (Рис.8), як і косозубі, мають збільшений коефіцієнт перекриття і, як шевронні, не передають на опори осьове навантаження. У той же час, завдяки арочній формі, зубці мають найбільш високу жорсткість з усіх можливих конструкцій. Власне, така ґрунтовна якість забезпечує арочним зубчастим передачам високу довговічність і навантажувальну здатність, завдяки чому можна проектувати редуктори зі зменшеними масогабаритними характеристиками [13].



Рис.8. Циліндричні колеса з арочними зубцями

Висновки. Розвиток конструкцій зубців і зубчастих коліс в авіаційних редукторах призвів до застосування зубчастих передач із зубцями несиметричного профілю. Використання таких зубчастих передач підвищує міцність зубців за рахунок збільшення приведених радіусів кривини і збільшеній товщині зубців. Несиметричні зубці мають більшу товщину на вершині, що зменшує сколи зубців і, завдяки їх більшій висоті, досягається більша плавність зачеплення, зменшуються згинальні та контактні напруження.

Наявний досвід серійного виробництва і експлуатації авіаційних зубчастих коліс з несиметричними профілями зубців свідчить, що найбільш висока міцність зубчастих коліс з кутом основного контуру $\alpha_n = 33^\circ$ має місце при куті напрямного контуру $\alpha_{nN} = 20^\circ$.

Найбільша жорсткість арочних зубців з усіх конструкцій забезпечує арочним зубчастим передачам високу довговічність і навантажувальну здатність, завдяки чому можна проектувати редуктори зі зменшеними масогабаритними характеристиками.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы; под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1982. – 375 с.
2. Dorofeev V. Повышение прочности зубчатых колес путем применения несимметричных зубьев / V. Dorofeev, K. Arnaudov, D. Dorofeev // Scientific proceedings VIII International Congress “Machines, technologies, materials” year XIX, volume 3, P. 83-87 (2011), Varna, Bulgaria.
3. Генкин М.Д. Повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач / М.Д. Генкин, М.А. Рыжов, Н.М. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1981.
4. Либуркин Л.Я. Профильная модификация зубьев цилиндрических колес, нарезанных зуботочением / Л.Я. Либуркин // Машиноведение. – М.: Машиностроение, 1985. – № 5.
5. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур: ГОСТ 13755-1981. – [Взамен ГОСТ 13755-68; дата введения 1981-07-01]. – М.: Издательство стандартов, 1981. (Государственный стандарт Союза ССР).
6. Вулгаков Э.Б. Виброактивность зубчатых передач с коэффициентом перекрытия больше двух / Э.Б. Вулгаков, В.М. Ананьев, В.В. Голованов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 1974. – №6. – С. 26-31.
7. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. – М.: Машиностроение, 1974. – 264 с.
8. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1985. – 330 с.
9. Ананьев В.М. Новые подходы к проектированию зубчатых передач авиационных редукторов / В.М. Ананьев, В.Л. Дорофеев, А.Л. Капелевич // Вісник НТУ “ХПІ”. – Харків: ХПІ, 2009. – Вип. № 20. – С. 19-29.
10. Применение достижений авиационной техники для развития промышленности России, на примере разработанного в ЦИАМ межгосударственного стандарта ГОСТ 13755-2015: конкурсная работа представленная коллективом авторов: д.т.н. Дорофеев В.Л., В.В. Голованов, С.Г. Гукасян, к.т.н. Дорофеев Д.В. в номинации: За вклад в разработку нормативной базы в авиации и авиастроении. – Рег. № 016 – 813 от 15.06.2016.
11. Novikov A.S. Application of Gears With Asymmetric Teeth in Turboprop Engine Gearbox / A.S. Novikov, A.P. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich // Gear Technology, January/February. – 2008. – P.60-65.
12. Дорофеев Д.В. Анализ методов оценки контактной выносливости зубчатых передач для повышения эффективности проектирования с использованием нового метода построения блокировочных контуров / Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ “ХПІ”. – Вип. № 20. – Харків: ХПІ, 2009. – С. 59-66.
13. Паршин А.Н. Изготовление цилиндрических колёс с арочными зубьями резьбовыми головками на станках с ЧПУ и опыт их внедрения / А.Н. Паршин // Сборник трудов международного симпозиума “Теория и практика зубчатых передач”, Ижевск, 21-23.01.2014. – С.151-159.

Пилипенко Олег Иванович

доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки, Чернігів, Україна.
ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0590-0107>
E-mail: opilip@ukr.net

Oleg Pilipenko

Doctor of Technical Sciences, Professor, Lead Researcher of State Scientific Research Institute of Armament and Military Equipment Testing and Certification, Chernihiv, Ukraine.
ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0590-0107>
E-mail: opilip@ukr.net

Колесник Денис Миколайович

начальник науково-дослідної лабораторії
Державного науково-дослідного інституту
випробувань і сертифікації озброєння та
військової техніки, Чернігів, Україна.

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8833-570X>

E-mail: denis1971@ukr.net

Анатолій Миколайович Березняк

начальник науково-дослідного відділу
Державного науково-дослідного інституту
випробувань і сертифікації озброєння та
військової техніки, Чернігів, Україна.

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4081-9152>

E-mail: berezniak80@ukr.net

Denis Kolesnyk

Chief of Laboratory of State Scientific
Research Institute of Armament and Military
Equipment Testing and Certification,
Chernihiv, Ukraine

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8833-570X>

E-mail: denis1971@ukr.net

Anatoli Berezniak

Chief of Section of State Scientific Research
Institute of Armament and Military Equipment
Testing and Certification, Chernihiv, Ukraine

ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4081-9152>

E-mail: berezniak80@ukr.net

**TEETH AND GEAR WHEELS DESIGN DEVELOPMENT FOR
AIRCRAFT REDUCTION TRAINS**

O Pilipenko, D Kolesnik and A Berezniak

The development of designs of teeth, gear wheels and gears, which have found application in gearboxes of aircraft and helicopters, is presented. Parameters of different types of initial generating circuits, their modifications and examples of application corresponding gear wheels in gearboxes of airplanes and helicopters are considered.

The main attention is paid to GOST 13755-2015, developed by CIAMD (Central Institute of Aviation Motor Development) and having a number of advantages over the old GOST 13755-81. The main advantage is achieved by replacing the standard tooth head height with a standard tooth tip thickness. When the teeth work along the entire active part of the gearing line with a profile angle of 25° , high contact and bending strength is provided, as well as resistance against galling of the surfaces of the teeth of highly stressed gears.

A further increase in contact strength and resource is ensured by using the initial generating circuit with a profile angle of 28° . Gear trains with a guaranteed overlap ratio of 2.0 have a vibration level five times lower and, in general, their bearing capacity is approximately 1.5 times higher than that of highly stressed reduction trains with an overlap ratio less than 2.0. The asymmetrical teeth parameters were chosen to increase the density of the transmitted power, as well as to reduce the dynamic loads and vibration of the gear wheels.

The strength of gear trains according to GOST 13755-2015 significantly exceeds the strength of gear trains according to GOST 13755-81, but the most significant advantage (more than twice) is obtained in terms of noise level. The highest strength of gears with a main circuit angle of 33° occurs at a guide circuit angle of 20° .

The highest stiffness of arched teeth of all designs provides arched gear trains with high durability and load capacity, which makes it possible to design reduction trains with smaller weight and size specifications.

Keywords: *teeth, gear wheels, design development, their modifications, application.*