

УДК 621.8-1/-9

О.Ю. Шаповалов, Ю.М. Малафеев

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

Технологічні особливості зачеплення високошвидкісних зубчастих коліс

Якщо раніше потрібно було доводити існування суцільного мастильного шару в зубчастих передачах, то сьогодні це вже очевидно для переважної більшості вчених та практиків.

У багатьох країнах у даний час існує думка, що розрахункова довговічність сучасного зубчастого зачеплення може бути гарантована лише при певному співвідношенні між товщиною мастильного шару та мікрогеометрією контактуючих поверхонь [3].

Перспективним напрямком в розробці швидкохідних зубчастих передач є створення зубчастих коліс з гідродинамічними кишнями. Найважливішою задачею у цьому напрямку є дослідження технологічних методів підвищення зносостійкості і міцності зубчастих передач важких верстатів.

Метою роботи стала розробка технологічних методів підвищення зносостійкості, міцності, довговічності зубчастих передач важких токарних верстатів.

Однією з найважливіших проблем машинобудування на сучасному етапі є підвищення якості продукції, що випускається, в тому числі крупномодульних зубчастих передач важких металорізальних верстатів, прокатних станів, рудорозмельних млинів, крокуючих екскаваторів, підйомних машин, бурової техніки, редукторів тощо. Експлуатаційні властивості таких зубчастих передач характеризуються станом поверхневого шару зубчастих коліс і визначаються технологією їх виготовлення.

Одночасно з цим, у сучасному машинобудуванні необхідно підвищувати експлуатаційні характеристики застосовуваного обладнання (межа витривалості, зносостійкість, контактна жорсткість, міцність, довговічність, вібраційні навантаження, шумові ефекти і т.д.). Всі ці характеристики в значній мірі визначаються експлуатаційними властивостями деталей і з'єднань.

Гідродинамічна теорія змащення, розроблена Н. П. Петровим, а потім доповнена А. Рейнольдсом, А. Зоммерфельдом, Н. Е. Жуковським, С. А.

Чаплигиним і А. Мітчелом, застосовувалася тільки як теорія змащення підшипників і під'ятників ковзання. Було проведено значну кількість досліджень для доведення того, що поверхні тертя в опорах розділені суцільним шаром мастила, здатним передавати значні зусилля, і за допомогою гідродинаміки можна правильно пояснити процес тертя в зубчастих передачах. У цьому питанні дуже великі заслуги Н. П. Петрова [1].

Подальший розвиток гідродинамічної теорії змащування протягом кількох десятиріч було пов'язано в основному з питаннями зубчастих передач.

Разом з тим практика машинобудування на ряді прикладів показала, що між зубами зубчастих передач часто є суцільний мастильний шар. Зокрема, багато дослідників неодноразово відзначали випадки багаторічної експлуатації добре змащених швидкохідних, важконавантажених зубчастих передач з збереженими на робочих поверхнях зубів слідами обробки при їх виготовленні.

Якщо раніше потрібно було доводити існування суцільного мастильного шару в зубчастих передачах, то в даний час це підтверджено і при сполученні плоских поверхонь і тіл обертання.

Проведені експерименти, які виконані чотирма різними методами (за допомогою рентгенівських променів, інтерференційним методом, електропробоєм і методом електроопору), показали, що виміряні товщини мастильного шару в багато разів перевищують середньоквадратичну висоту нерівностей поверхонь, що труться. Це доводить існування чисто рідинного тертя при контактній-гідродинамічному режимі.

Ряд авторів доводить застосовність контактної гідродинаміки для аналізу працездатності зубчастих передач. В даний час існує точка зору, що розрахункова довговічність зубчастого зачеплення може бути забезпечена тільки при певному співвідношенні між товщиною мастильного шару і мікрогеометрією контактуючих поверхонь.

Основними показниками динамічних характеристик важких верстатів є:

1) максимально допустимий режим стійкого різання при можливих відхиленнях його параметрів, зокрема, найбільшої ширини зрізу, яка визначає продуктивність обробки;

2) амплітуда відносних коливань інструменту і деталі по нормалі до оброблюваної поверхні при різанні і на холостому ході;

3) швидкодія виконання допоміжних рухів елементів циклу обробки деталі, наприклад, позиціонування;

4) надійність безперервної автоматичної роботи верстата протягом досить тривалого часу;

5) шум і коливання підвалини, на якому встановлений верстат.

В основу даної роботи покладено системний підхід при проведенні теоретичних і експериментальних досліджень, який заснований на фундаментальних положеннях технології машинобудування, теорій ймовірностей, моделювання і математичної статистики. Математична обробка результатів досліджень виконувалась з використанням сучасного прикладного програмного забезпечення (пакета MathCAD, Excel, КОМПАС 3-D V18, Inventor, SolidWorks). Експериментальні дослідження проводилися у виробничих і лабораторних умовах на діючому технологічному обладнанні (ТОВ «КЗМО», м. Костянтинівка, АТ «ПКМЗ» м. Київ).

З метою зниження тертя контактуючих зубчастих передачах і , як наслідок, зниження контактних навантажень сполучаються важконавантажених високошвидкісних зубчастих коліс і на підставі теорії гідродинаміки вперше запропоновано використовувати гідродинамічні кишені на евольвентній поверхні ведучого зубчастого колеса (рис. 1)

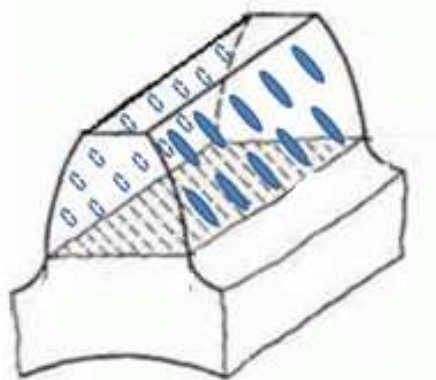


Рис. 1. - Гідродинамічні кармани на евольвентній поверхні зубів ведучого зубчастого колеса

Визначаючи найменшу розрахункову критичну товщину масляного шару h_1 слід враховувати мікро - та макронерівності робочих евольвентних поверхонь, що контактують із зв'язаними зубчастими колесами заданої площі і їх температурні і пружні деформації. Для зубчастих коліс верстатів велике

значення мають температурні деформації контактуючих поверхонь в радіальному перерізі.

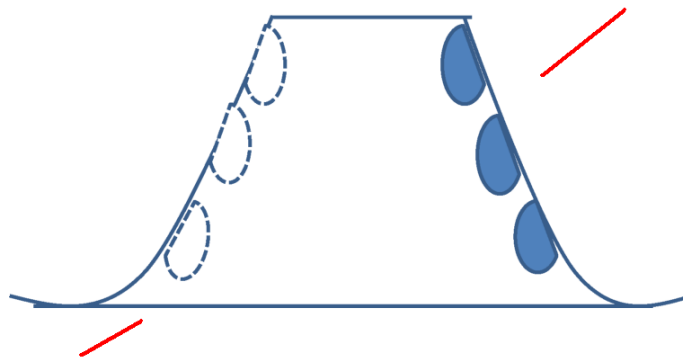
Як критичної товщини умовно приймається товщина масляного шару на діаметрі ділильного кола [1]:

$$h_{кр} = h'_1 + \frac{B}{2} \times tgQ \quad (1)$$

де $h'_1 = 0,01 \div 0,02$ мм – найменша товщина масляного слою біля кромки зубів, B – гарантований зазор, Q – кут нахилу зубів.

При розрахунку можна приймати значення $h_{кр}$, які отримані експериментально при температурі зубчастих коліс до 40°C $h_{кр} \approx 0,07 \div 0,08$ мм; при температурі від 40 до $70-80^\circ \text{C}$ $h_{кр} \approx 0,09 \div 0,11$ мм. Допускається для зубчастих передач з коловою швидкістю $10-18$ м/с збільшення $h_{кр}$ на $30-50\%$.

Форма виконання гідрокарманів на евольвентній поверхні ведучого зубчастого колеса відповідає епюрі навантажень при переході робочої рідини в



неньютонівський стан для забезпечення утримання пружно нестисливої робочої рідини і може виконуватися в один, два або три ряди (рис. 2)

Рис. 2. – Форма виконання гідрокарманів на евольвентній поверхні зубчастого колеса

Для зубчастих передач з системою охолодження робочої рідини, температурні деформації великого значення не мають. Найбільш істотними є відхилення від прямолінійності по довжині зуба, які обумовлені неточністю

виготовлення і збірки зубчастих коліс на робочих осях. При відхиленнях за нормами точності по ГОСТ 1643-81 і сумарної величини мікронерівностей 0,02 мм $h_{кр}$ має орієнтовно такі значення, прийняті з коефіцієнтом запасу 1,25:

ступінь точності.....	6	7	8	9-12
$h_{кр}$ в мм	0,06	0,08	0,09	0,10

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що на базі глибокого аналізу існуючої теорії гідродинаміки і технологічного забезпечення параметрів шорсткості поверхневого шару гідродинамічних карманів важконавантажених зубчастих коліс, розроблені наукові напрямки технологічного забезпечення підвищення надійності, зносостійкості, плавності зачеплення зубчастих передач при неньютонівському стані робочої рідини [2].

Практичне значення отриманих результатів для машинобудівної галузі полягає в розробці перспективних технологічних процесів виготовлення циліндричних зубчастих коліс із забезпеченням довговічності та експлуатаційних характеристик.

Запропоновано універсальну методику розрахунку параметрів товщини мастильного шару з урахуванням поверхневого стану евольвентної поверхні зубчастих коліс при неньютонівському стані робочої рідини.

Виконаний розрахунок розмірів гідродинамічних кишень з урахуванням технологічного забезпечення неньютоновського стані рідини в зоні контакту елементів зубчастих передач і рекомендації щодо розрахунку технологічних параметрів поверхневого шару і забезпечення мастильних канавок клиноутворюючих скосів.

Виконано експериментальні дослідження реологічних властивостей неньютонівського стану рідини зубчастих передач технологічними методами.

Результати роботи впроваджені на: ТОВ «Костянтинівський Завод Механічної Обробки» (м. Костянтинівка) та АТ «Перший Київський Машинобудівний Завод» (м. Київ)

Список використаних джерел

1. Ключко А. А. Повышение эффективности гидродинамических свойств высокоскоростных тяжело нагруженных зубчатых цилиндрических передач / А. А. Ключко, Д. А. Кравченко, Т. В. Терещенко. – Харьков: Лира, 2016. – 171 с. – (Физические и компьютерные технологии. Труды 22-й Международной научно-

практической конференции.).

2. Клочко О. О. Технологічні параметри розрахунку товщини шару мастила в косозубих циліндричних зубчастих колесах з гідродинамічними карманами / О. О. Клочко, Д. О. Кравченко, Т. В. Терещенко. – Луцьк: Вип., 2016. – 78 с. – (Наукові нотатки).

3. Машиностроение [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://dlja-mashinostroitelja.info>.