

Братченко О.В.

Український державний університет залізничного транспорту

Громов В.І.

Український державний університет залізничного транспорту

ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНІВ ЗНОСУ ТЯГОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ МОТОРВАГОННОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

Показано, що зношування активних поверхонь зубців шестерень і коліс є основним фактором впливу на ресурс тягових зубчастих передач моторвагонного рухомого складу. Розглянуто сучасні підходи до експериментального визначення ступенів зносу шестерень і коліс в експлуатації, які передбачають контроль величини ділільних хорд. З метою забезпечення допустимої величини бокового зазору в передачі запропоновано в якості параметру контролю зносу зубців розглядати зміну їх товщини за постійними хордами. Приведені допустимі значення зміни таких параметрів, при яких забезпечуються прийнятні значення бокового зазору в зачепленні тягових зубчастих передач. Розглянуті особливості використання запропонованого підходу на прикладі тягової зубчастої передачі електропоїздів серії EP2.

Ключові слова: моторвагонний рухомий склад, тягова зубчаста передача, ступінь зносу, експериментальне визначення, зубці шестерень і коліс, ділільна хорда, постійна хорда, боковий зазор.

Постановка проблеми. Досягнення високого рівня техніко-економічних показників перевізного процесу мережею залізниць України нерозривно зв'язано з рішенням проблеми забезпечення надійності та довговічності основних модулів конструкції залізничного рухомого складу, до яких слід віднести тяговий привод в цілому та функціонуючу в його складі тягову зубчасту передачу (ТЗП) [1, с. 105]. У відповідності до нормативних документів, ресурс коліс і шестерень ТЗП, що встановлюються на новий тяговий рухомий склад, повинний бути не менш ніж 1800 тис. км. при імовірності безвідмовної роботи 0,95 (з дотриманням користувачем правил експлуатації та збереження) [2, с. 5]. У той же час досвід проведення ремонтів ТЗП засвідчив, що із причин досягнення граничних зносів зубців передчасно відбраковуються понад 90% шестерень і близько 60% коліс [3, с. 217]. Таким чином, зношування активних поверхонь зубців слід вважати основним фактором впливу на технічний ресурс тягових передач. Тому особливу роль відіграє експериментальне визначення в умовах локомотиворемонтних підприємств ступенів зносу профілів зубців ТЗП із метою оцінювання можливості їх подальшої експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Традиційні підходи та методи, що використовуються під час проведення відповідних ремонтів тягового рухомого складу [4, с. 69], передбачають вимірювання за допомогою кромкового штангензубоміру товщини зубців шестерні \bar{S}_{1E} та колеса \bar{S}_{2E} за ділільною хордою (заміряються відповідно на відстанях \bar{h}_1 і \bar{h}_2 від вершин, які встановлюються на вертикальній шкалі штангензубоміру). Поточні зноси шестерні Δ_1 і колеса Δ_2 визначаються як різниці товщини зубців за ділільною хордою нових шестерні \bar{S}_1 і колеса \bar{S}_2 та встановлених параметрів \bar{S}_{1E} і \bar{S}_{2E} . При цьому загальноприйнятою вимогою, яка дозволяє подальшу експлуатацію ТЗП є виконання умов $\Delta_1 \leq \Delta_{1max}$, $\Delta_2 \leq \Delta_{2max}$ (Δ_{1max} , Δ_{2max} – максимальні допустимі зноси зубців шестерні та колеса за ділільними хордами). Тобто ступінь зносу ТЗП оцінюється за величинами ступенів зносів шестерні Δ_1 і колеса Δ_2 . При цьому не контролюється величина бокового зазору в зачепленні зубців δ_σ (умова $\delta_\sigma \leq \delta_{\sigma max}$), величина якого суттєво впливає на кінематичні та динамічні характеристики ТЗП.

Разом із тим за результатами проведеного аналізу були встановлені випадки, коли під час дотримання вимог $\Delta_1 \leq \Delta_{1max}$ і $\Delta_2 \leq \Delta_{2max}$ умова $\delta_\sigma \leq \delta_{\sigma max}$ не виконувалась [5, с. 61]. Це визначило доцільність удосконалення технології експерименталь-

ного визначення ступенів зносу зубців шестерні та колеса ТЗП за параметрами, при яких забезпечується виконання вимоги $\delta_6 \leq \delta_{6max}$.

Постановка завдання. У статті наведено результати досліджень особливостей експериментального визначення зносу ТЗП, коли в якості контрольованих параметрів шестерні та колеса додатково розглядаються значення товщини їх зубців за величинами постійних хорд [3, с. 227].

Викладення основного матеріалу дослідження. У теоретичному плані постійна хорда зубчатого колеса дорівнює відстані між точками дотикання профілів зубців і бокових сторін зуборізної рейки при їх симетричному розташуванні відносно осі симетрії зубця (рис. 1) [6, с. 21]. За своєю суттю при однакових модулях зубців m і коефіцієнті зміщення x величина \bar{S}_C є постійною для зубчатих коліс з різними числами зубців.

При зовнішньому зачепленні зубців величина \bar{S}_C визначається за формулою

$$\bar{S}_C = (0,5\pi \cdot \cos^2 \alpha + x \cdot \sin 2\alpha) \cdot m, \quad (1)$$

де α – кут профілю вихідного контуру.

Відстань від \bar{S}_C до кола вершин, виміряна за прямою, проведеною через середину постійної хорди і перпендикулярно до неї визначається за формулою

$$\bar{h}_C = 0,5(d_a - d - \bar{S}_C \cdot \operatorname{tg} \alpha), \quad (2)$$

де d_a – діаметр кола вершин;

d – ділительний діаметр.

Слід відмітити, що у відповідності до нормативних вимог з проектування ТЗП [3; 6, с. 20], величину постійної хорди зубців необхідно контролювати при їх виготовленні. Також рекомендується контролювати зміну її величини в експлуатації.

При цьому значення ступенів зносу профілів за постійними хордами Δ_{C1} і Δ_{C2} слід визначати як різницю параметрів \bar{S}_{C1} і \bar{S}_{C2} нових шестерні

та колеса, і величин \bar{S}_{C1E} і \bar{S}_{C2E} , заміряних на відстанях \bar{h}_{C1} і \bar{h}_{C2} від вершин після певного пробігу рухомого складу. Граничними вимогами до зміни цих параметрів в експлуатації ТЗП є $\Delta_{C1max} = 2,5$ мм, $\Delta_{C2max} = 3,0$ мм (при виконанні умови $\delta_6 \leq \delta_{6max} = 3,0 \dots 3,5$ мм) [3, с. 217].

Нижче розглянуто реалізацію запропонованого підходу на прикладі ТЗП електропоїзду серії EP2, які експлуатуються в регіональній філії «Південна залізниця» ПАТ «Українська залізниця». Параметрами такої передачі є: модуль зубців $m=10$ мм; числа зубців шестерні та колеса $z_1=23$, $z_2=73$; коефіцієнти зміщення $x_1=0,478$, $x_2=0,041$; параметри ділительних хорд – $\bar{S}_1=18,9$, $\bar{h}_1=14,6$, $S_{C2} = 16,3$ мм, $\bar{h}_2=10,7$, параметри постійних хорд за формулами (1), (2) – $S_{C1} = 16,94$ мм, $h_{C1} = 11,5$ мм, $S_{C2} = 14,13$ мм, $h_{C2} = 7,63$ мм.

Досліджувався варіант із граничними ступенями зносу зубців шестерні та колеса, які визначались за ділительними хордами у відповідності до нормативних вимог ремонту [5, с. 119]. При цьому $S_{1E} = 15,5$ мм, $S_{2E} = 11$ мм, $\Delta_2 = \Delta_{2max} = 16,3 - 11 = 5,3$ мм.

Для отримання точних координат профілів зубців, характеристик зачеплення, визначення величини бокового зазору δ_6 в розглянутому варіанті ТЗП було проведено відповідне експериментально-розрахункове дослідження [7–9]. В якості фрагменту отриманих результатів на рис. 2, 3 показані профілі зубців та графічна інтерпретація особливостей зачеплення.

Видно, що при розглянутих ступенях зносу за ділительними хордами в межах $\Delta_1 = 3,4$ мм, $\Delta_2 = 5,3$ мм величина бокового зазору в ТЗП складає $\delta_6 = 4,8$ мм, що суттєво перевищує наведені вище рекомендації.

Отримані цифрові зображення профілів забезпечують точне визначення їх товщини за хордами відповідних кіл за всією висотою зубців. З рис. 2 видно, що товщина зубців за постійними хордами розглянутого варіанту комплектації ТЗП електропоїзду EP2 для шестерні складає $\bar{S}_{C1E} = 13,7$ мм, а для колеса – $\bar{S}_{C2E} = 9,457$ мм.

Співставлення даних величин з відповідними параметрами нових шестерні та колеса показали, що експлуатаційні зноси за постійними хордами досягають $\Delta_{C1} = 16,94 - 13,7 = 3,24$ мм (на 30% перевищує граничний знос Δ_{C1max}), $\Delta_{C2} = 14,13 - 9,45 = 4,68$ мм (на 56% перевищує граничний знос Δ_{C2max}) і як слідство боковий зазор δ_6 перевищує на 40% величину δ_{6max} .

Таким чином, під час використання в якості параметрів контролю експлуатаційних зносів

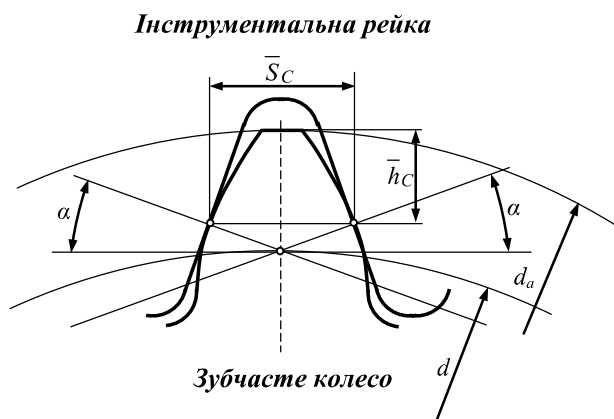


Рис. 1. Схема вимірювання постійної хорди для зубчастих коліс із зовнішніми зубцями

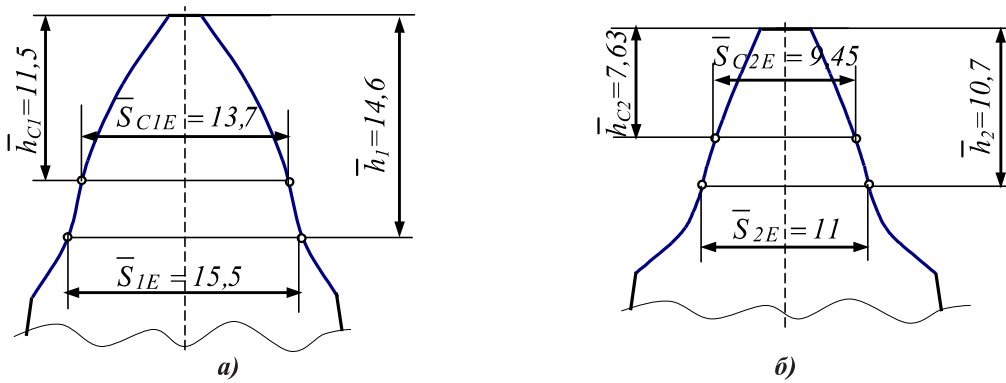


Рис. 2. Профілі зубців шестерні (а) і колеса (б) ТЗП електропоїзду EP2 з граничними зносами профілів за ділильними хордами

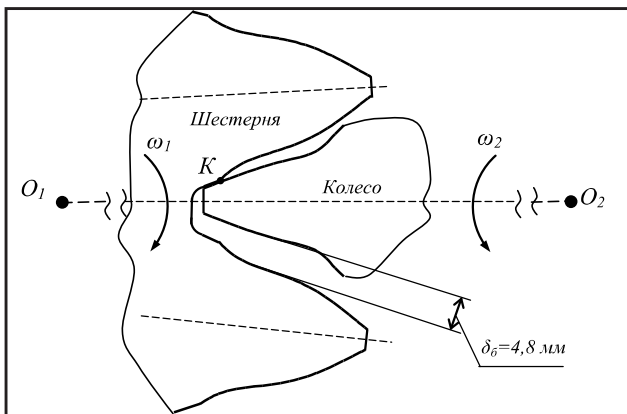


Рис. 3. Графічна інтерпретація особливостей зачеплення ТЗП з граничними ступенями зносів профілів зубців

зубців тільки товщини за ділильною хордою не завжди забезпечується виконання вимог за допустимими значеннями постійних хорд, а головне, за величиною бокового зазору.

Такий недолік може бути усунений, якщо зноси профілів зубців оцінюються за величинами їх постійних хорд. Тобто контролюються умови: $\Delta_{C1} \leq \Delta_{C1max}$, $\Delta_{C2} \leq \Delta_{C2max}$, $\delta_6 \leq \delta_{6max}$. Так, у прив'язці до розглянутого прикладу було проведено дослідження з отримання відповідних цифрових профілів зубців шестерні та колеса з граничними зносами за постійними хордами (рис. 4) та моделювання характеристик зачеплення ТЗП.

Значення постійних хорд нових шестерні та колеса складають $\bar{S}_{C1} = 16,94$ мм, $\bar{S}_{C2} = 14,13$ мм. Їх величини при граничних зносах – $\bar{S}_{C1E} = 14,44$ мм, $\bar{S}_{C2E} = 14,13 - 3,0 = 11,13$ мм. При цьому величина бокового зазору досягає $\delta_6 = 3,2$ мм.

Слід відзначити, що виконанню умов допустимого зносу ТЗП відповідають значення зносів шестерні та колеса за ділильними хордами $\Delta_1 = 18,9 - 16,7 = 2,2$ мм ($\Delta_1 = 0,65 \Delta_{1max}$) і $\Delta_2 = 16,3 - 13 = 3,3$ мм ($\Delta_2 = 0,62 \Delta_{2max}$).

Висновки. Наведені в статті результати підтверджують доцільність використання запропонованого підходу для експериментального визначення зносів контрольованих профілів ТЗП за величинами постійних хорд шестерні та колеса. Це забезпечить більш точне визначення бокових зазорів в зачепленні ТЗП, що знаходиться в експлуатації. Останнє має важливе значення для обрання прийнятних варіантів комплектації парних зубчатих коліс під час ремонту ТЗП.

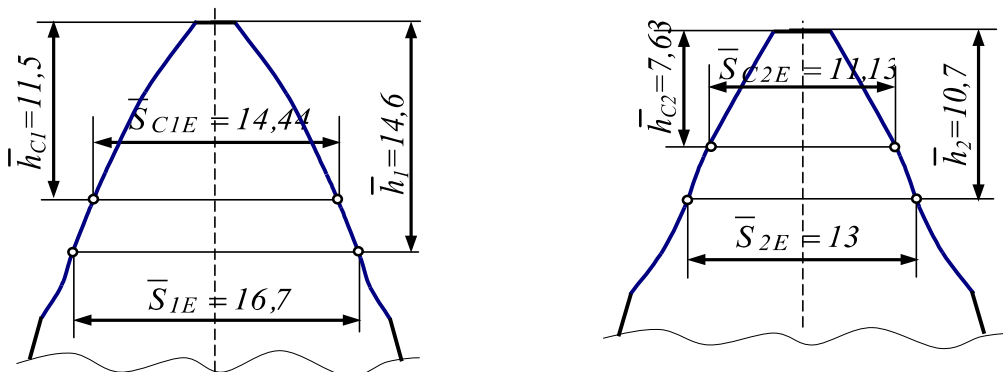


Рис. 4. Профілі зубців шестерні (а) і колеса (б) ТЗП електропоїзду EP2 з граничними зносами профілів за постійними хордами

Список літератури:

1. Бабанін О.Б., Громов В.І. Прогнозування збільшення ресурсу тягових зубчатих передач електропоїздів за рахунок удосконалення технології ремонту. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. Харків, 2014. № 147. С. 104.
2. ОСТ 24.149.03-89. Колеса зубчатые передач тягового подвижного состава магистральных железных дорог [Срок действия с 1990-01-01]. Технические условия. Изд. офиц. Москва: Издательство стандартов, 1989. 9 с.
3. Бирюков И.В., Беляев А.И., Рыбников Е.К. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог. Москва: Транспорт, 1986. 256 с.
4. Правила технічного обслуговування та поточного ремонту електропоїздів і електросекцій : ЦТ–0046. Київ, 2005. 320 с.
5. Братченко О.В., Громов В.І. Особливості експлуатаційних зносів тягових зубчатих передач залізничного рухомого складу. Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті: матеріали 78-ї міжнародній наук.-техн. конференції (26 квітня 2016 р.). У збірнику наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. Харків, 2016. № 160 (додаток). С. 61.
6. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И. Курсовое проектирование деталей машин: учебн. пособие. Ленинград: Машиностроение, 1984. 400 с.
7. Мороз В.І., Бобрицький С.В., Громов В.І., Братченко О.В. Спосіб визначення товщини зубця зубчатого колеса: пат. 103077 Україна: МПК F16H 1/06 (2006.01); заявл. 30.07.2014; опубл. 10.12.2015, бюл. № 23. 6 с.
8. Мороз В.І., Братченко О.В., Бобрицький С.В., Громов В.І., Комп'ютерна програма «Зубомір» / Свідцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63194 від 24.12.2015. Київ: Державна служба інтелектуальної власності України, 2015.
9. Братченко О.В., Громов В.І. Аналітичні залежності для математичного описання процесу зачеплення зубців тягової зубчатої передачі. Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті: матеріали 76-ї міжнародній наук.-техн. конференції (15 квітня 2014 р.). В збірнику наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. Харків, 2014. № 143. С. 249.

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНЕЙ ИЗНОСА ТЯГОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ МОТОР-ВАГОННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Показано, что изнашивание активных поверхностей зубьев шестерен и колес является основным фактором влияния на ресурс тяговых зубчатых передач мотор-вагонного подвижного состава. Рассмотрены современные подходы к экспериментальному определению степеней износа шестерен и колес тяговых зубчатых передач в эксплуатации, предполагающие контроль величины делительной хорды. С целью обеспечения допустимой величины бокового зазора в передаче предложено в качестве параметра контроля износа зубьев рассматривать изменение их толщины по постоянным хордам. Приведены допустимые значения изменения этих параметров, при которых обеспечиваются приемлемые значения бокового зазора в зацеплении тяговых зубчатых передач. Рассмотрены особенности использования предложенного подхода на примере тяговой зубчатой передачи электропоездов серии ЭР2.

Ключевые слова: мотор-вагонный подвижной состав, тяговая зубчатая передача, степень износа, экспериментальное определение, зубья шестерен и колес, делительная хорда, постоянная хорда, боковой зазор.

PECULIARITIES OF THE EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE DEGREES OF WEAR OF DRIVING GEAR TRANSMISSIONS OF MOTOR-CARGO ROLLING STOCK

It is shown that wear of the active surfaces of the teeth of gears and wheels is the main factor affecting the resource of traction gears of motor-car rolling stock. Modern approaches to the experimental determination of the degrees of wear of gears and wheels of traction gears in operation are contemplated, suggesting control of the value of the division chord. In order to ensure the permissible value of the lateral clearance in the transmission, it is proposed to consider the change in their thickness for constant chords as a parameter of the wear control of the teeth. Permissible values of the variation of these parameters are given, at which acceptable values of the lateral clearance in the meshing of traction gears are provided. Features of the proposed approach are considered using the example of traction gear transmission of ER2 series.

Key words: motor-car rolling stock, traction gear, wear level, experimental determination, gear and wheel teeth, pitch chord, chord constant, side gap.