СХІДНО-УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

МУНАДЖЕД Моваффак

УДК 629.4.06:621.833

ДОСЛІДЖЕННЯ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ ЗУБЧАТОЇ ТЯГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ВАНТАЖНИХ МАГІСТРАЛЬНИХ ТЕПЛОВОЗІВ

05.02.02 - Машинознавство та деталі машин

05.22.07 - Рухомий склад та тяга поїздів

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Луганськ - 1994

Робота виконана в Східно-українському державному університеті на кафедрах "Вища математика" та "Деталі машин"

Науковий керівник - доктор технічних наук,
професор Грібанов В.М.

Офіційні опоненти - доктор технічних наук,
професор Кириченко А.Ф.
- кандидат технічних наук,
доцент Крамарь М.М.

Провідне підприємство - ПО "Луганськтепловоз"

Захист відбудеться 19 Мая 1994р. в 14.00 годин на засіданні спеціалізованої ради в Східно-українському державному університеті за адресою: 348034, м. Луганськ, квартал Молодіжний, 20а

Довідки по телефону: (0642) 46-42-28

Спеціалізована вчена рада Д 18.02.01 "Рухомий склад залізниць та тягло по

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Східно-українського державного університету

Автореферат розіслано 19 апреля 1994 р.

Вчений секретар
Спеціалізованої ради,
кандидат технічних наук С.О. Єданов

А к т у а л ь н І с т ь . Традиційні (евольвентні) зубчаті тягові передачі вантажних магістральних тепловозів, що випускаються в даний час промисловістю, в цілому, не відповідають кращим світовим зразкам по шумових характеристиках, несучій здатності, надійності, довговічності, економічності та конкурентноздатності. Недостатня довговічність традиційної зубчатої передачі являється причиною значних витрат на ремонт та заміну шестерень і коліс, які вийшли з ладу; на мережі залізниць на долю колісно-моторних блоків тепловозів припадає до 30% пошкоджень, зумовлених виходом з ладу зубчатої тягової передачі. При проектуванні ж перспективних локомотивів підвищеної секційної потужності та швидкості руху проблема надійності стає ще більш актуальною.

Вищезгадана невідповідність тягових редукторів кращим зарубіжним аналогам уже зараз приводить до значних втрат та до неухильного збільшення відставання від світового рівня. Далі цей розрив збільшиться, що в умовах неперервного росту вимог до технічного рівня редукторів та їх конкурентноздатності робить необхідним пошук шляхів вирішення цієї складної науково-технічної та економічної проблеми. Технічний же прогрес не може мати місця без альтернативних нетрадиційних досліджень та притоку свіжих ідей.

Одним з найбільш реальних шляхів забезпечення прогресу в області тепловозної тяги локомотивів нового покоління являється застосування зачеплення Новікова, можливості якого дуже великі.

Передачі Новікова ДЛЗ (дві лінії зачеплення) забезпечують значне підвищення технічно-економічних показників редукторів, несуча здатність та ресурс яких вище аналогічних евольвентних передач. Полеміка з питання доцільності застосування нового зачеплення в локомотивобудуванні, відсутність норм точності на передачі Новікова все ще стримують впровадження цього прогресивного зачеплення.

М е т а д и с е р т а ц і й н о г о д о с л і д ж е н н я - обгрунтування доцільності, актуальності та перспективності застосування зачеплення Новікова в локомотивобудуванні; розробка норм точності та системи допусків альтернативної зубчатої тягової передачі вантажних магістральних тепловозів.

Н а у к о в а н о в и з н а . Основними новими науковими результатами, які виносяться на захист, являються наступні положення.

Обгрунтована актуальність та перспективність застосування зачеплення Новікова в локомотивобудуванні. Побудована математична модель реальної зубчатої передачі, яка включає системи розрахункових рів-

нянь, аналітико-ймовірносні та числові алгоритми обчислення координат точок контакту зубців, кінематичної похибки передачі та спектру її частотних складових, інших якісних показників працездатності (динаміка переспряження зубців, навантажувальна здатність, масляний клин, тертя, знос, припрацювання). Досліджена точність альтернативної тягової передачі вантажних магістральних тепловозів: виявлені неістотні та домінуючі похибки, степінь та характер їх впливу на контакт зубців, кінематичну точність та плавність роботи, на динаміку переспряження, на локальну кінематику та гідродинаміку. Розроблені: методика розрахунку допусків, а також норми точності та система допусків альтернативної тягової передачі.

Практична цінність. Головним практичним результатом дисертаційного дослідження являються згадані норми точності та системи допусків, розроблені у відповідності до міжнародної практики з стандартизації. Крім того в дисертації рекомендовані та обгрунтовані методи то засоби контролю точності зубчатих коліс та тягової альтернативної передачі.

Апробація. Матеріали роботи доповідались, обговорювалися та одержали схвальну оцінку на науково-технічних конференціях Східно-Українського державного університету (1990-1993р.р.), на об'єднаних науково-технічних семінарах кафедр "Локомотивобудування", "Деталі машин" та "Вища математика" СУДУ (1992-1994р.р.), на республіканській науково-технічній конференції "Проблеми підвищення міцності та надійності елементів конструкцій та приводів в машинобудуванні" (Харків, 1990р.), на республіканській науково-технічній конференції "Проблеми міцності, надійності та довговічності зубчатих передач та редукторів" (Харків, 1991р.), на республіканській науково-технічній конференції "Проблеми зубчатих передач та редукторобудування" (Харків, 1993р.), на міжнародному симпозіумі "Розвиток геометричної теорії зубчатих зачеплень" (Іжевськ, Росія - США, 1993 р.).

Публікації. Результати дисертаційного дослідження опубліковані в шести роботах.

Об'єм. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку літератури (139 найменувань), додатків. Викладена на 232 сторінках машинописного тексту, має 23 таблиці, 41 малюнки.

ЗМІСТ РОБОТИ

Перший розділ - "Аналітико-Інформаційний огляд робіт по дослідженню напрямів покращення товарних властивостей тягового редуктора".

1.1. Викладені загальні відомості про зубчаті тягові передачі та актуальність їх дослідження. Великий вклад в вирішенні численних проблем локомотивобудування внесли Біляев О.І., Біляев І.В., Вериго М.Ф., Вершинский С.В., Голубенко О.Л, Голубятніков С.М., Іванов В.М., Камаев О.Д., Камаев В.О., Кочан О.Я., Коротенко М.Л., Коняев О.М., Кузьмич В.Д., Кулікова Ю.А., Куценко С.М., Львов А.А., Пахолов М.П., Ушкалов Б.Ф., Шестаков В.М., Інші вчені.

1.2. Проаналізовані основні напрямки в дослідженнях з покращення традиційних (евольвентних) редукторів: вплив зовнішніх динамічних навантажень на динаміку переспряження зубців, вплив поздовжнього контакту зубців, їх зносу та міцності.

1.3. Згадані напрямки не дозволяють радикально покращити техніко-економічні показники традиційних редукторів, так як евольвентне зчеплення уже не містить в собі істотних резервів подальшого розвитку та вдосконалення. Зокрема доведено, що основним напрямком підвищення навантажувальної здатності редукторів являється збільшення твердості зубців. Але можливості цього напрямку для евольвентних передач в значній мірі вичерпані оскільки подальше підвищення твердості неминуче супроводжується застосуванням ще більш дорогих матеріалів, технологій та збільшення трудо- та енергоємкості. Як результат, відносна ціна $\alpha = Ц/T$ зменшується повільніше, ніж відносна маса $\gamma = m/T$ (T - момент скруту). Існує критичне значення $\gamma_{кр.}$ при якому α досягає свого мінімума, і подальше зниження γ стає економічно невигідним.

1.4. Сформульовані висновки першого розділу.

Другий розділ ."Зачеплення М.Л. Новікова - альтернатива евольвентному зачепленню".

2.1. Аналіз розвитку теорії зубчатих зачеплень дозволяє стверджувати, що принципово нове зачеплення, яке з'явилося в кінці 50-х років (автор Михайло Леонтійович Новіков - професор ВПА ім. М.Е. Жуковського) - закономірний результат еволюції наукової та технічної думки.

2.2. Викладені особливості та переваги передач Новікова, активні поверхні зубців (АПЗ) яких являються спряженими. Первісне точкове

контактування опукло-гнутих АПЗ (рис. I) пІд навантаженням перетворюється в контактування по пружним площинкам, якІ перемІщуються вздовж лІнІї зубцІв зІ швидкІстю значно (в 4...I0 раз) бІльшою окружноI швидкостI, що збільшує (в I0...I5 разІв порІвняно з евольвентними передачами) товщину гІдродинамІчного шару змащення. Останнє сприяє пІдвищенню ККД передачI та зменшенню зносу. НезмІннІсть же швидкостI ковзання в любІй фазІ зачеплення сприяє гарному припрацюванню АПЗ, зниженню нерІвномірностI розподІлу навантаження мІж зубцями та подальшому пІдвищенню контактноI витривалостI, яка в 3...4 рази вище, нІж у евольвентних передач як наслІдок опукло-гнутого контакту АПЗ, який забезпечує бІльшI площинки миттевого контакту (ПМК, рис. I-3).

2.3. ПроаналІзований попереднІй досвІд впровадження передач НовІкова в трансмІсІях тепловозІв, результати якого характеризують зачеплення НовІкова, в цІлому, позитивно. МожливІсть та доцІльнІсть використання передач НовІкова в механІзмах тепловозІв пІдтверджена випробуваннями. АналІз окремих результатІв, якІ не дали очІкуваного задовІльного ефекту, свІдчить: причина не в зачепленI НовІкова, а в нерозробцI питань Iх технологII виготовлення.

2.4. ВикладенI вІдомостI по многовиду вихІдних контурІв (ВК) для передач НовІкова.

2.5. ВикладенI особливостI взаемодII I напружного стану зубцІв в передачах НовІкова та ІнформацІя про розрахунки на мІцнІсть.

2.6. Викладена ІнформацІя про промислове використання нового зачеплення.

2.7. СформульованI висновки другого роздІлу.

Т р е т І й р о з д І л - "Математичне моделювання задач дисертацІйного дослІдження.

3.I. Постановка задач. Для забезпечення вимог норм точностI необхІдно знати залежнІсть координат точок контакту та залежнІсть закону передачI обертання вІд похибок $\varepsilon_i\ (i=1,\overline{r})$ виготовлення. Математично задача формулюється так. ВІдома геометрІя зачеплення вузлІв механІзму, яка описується рІвняннями

$$\vec{r}_m = r_m(\varphi^{(m)}, \vartheta^{(m)}; \varepsilon_1, \varepsilon_2, \ldots),\ \vec{e}_m = \vec{e}_m(\varphi^{(m)}, \vartheta^{(m)}; \varepsilon_1, \varepsilon_2, \ldots) \quad (2)$$

робочих поверхонь та ортІв нормалей ведучоI $(m=1)$ та веденоI $(m=2)$ ланок ($\varphi^{(m)}$, $\vartheta^{(m)}$ - криволІнІйнI координати). Відоме номІнальне положення осей обертання, яке характеризується ку- γ та вІдстаню a_w мІж осями, вІдомI похибки ε_i ба- ння ланок в передачI. ВІдомою величиною є кут $\alpha^{(i)}$ повороту

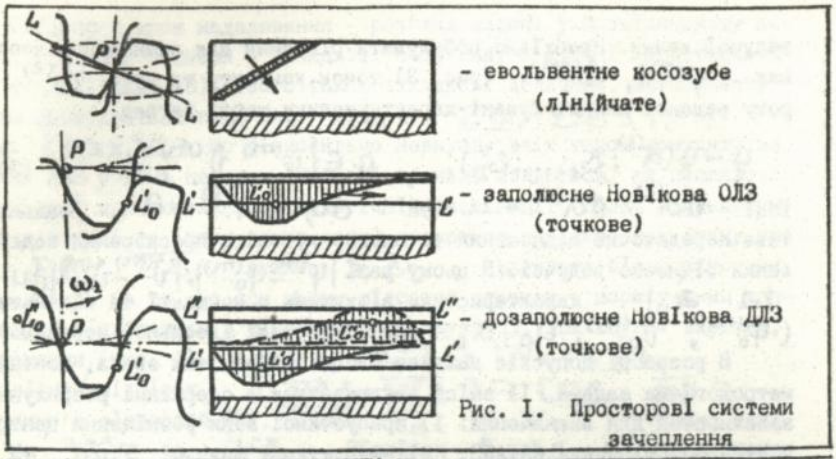


Рис. I. Просторові системи зачеплення

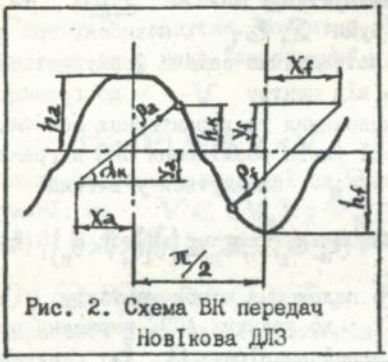


Рис. 2. Схема ВК передач Новікова ДЛЗ

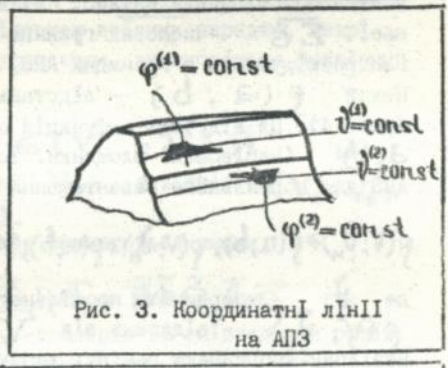


Рис. 3. Координатні лінії на АПЗ

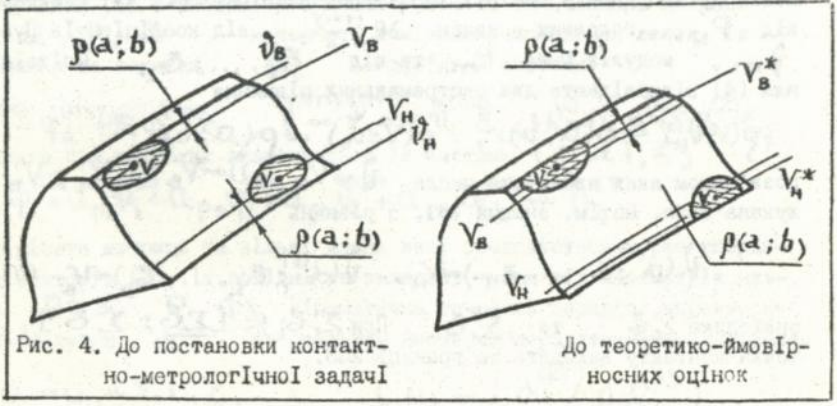


Рис. 4. До постановки контактно-метрологічної задачі

До теоретико-ймовірносних оцінок

ведучої ланки. Необхідно побудувати рівняння для визначення координат $\varphi^{(m)}$, $\vartheta^{(m)}$ (рис. 3) точок контакту та кута $\alpha^{(2)}$ повороту веденої ланки. Шукані характеристики мають вигляд

$$g = g(\alpha^{(1)}; \varepsilon_1, \ldots, \varepsilon_r), \qquad g \in \{\varphi^{(m)}, \vartheta^{(m)}, \alpha^{(2)}\} \quad (3)$$

Тоді $d\alpha^{(2)}/d\alpha^{(1)} = u$ та $du/d\alpha^{(1)} = a$ - реальне миттєве передаточне відношення та аналог кутового прискорення веденої ланки відносно ведучої. В цьому разі $|\varphi^{(m)} - \varphi_0^{(m)}|$, $|\vartheta^{(m)} - \vartheta_0^{(m)}|$, $|u - u_0|$, $|a - a_0|$ - характеристики відхилень в контакті та кінематиці ($\varphi_0^{(m)}$, $\vartheta_0^{(m)}$, u_0, a_0 - характеристики ідеальної передачі).

В розробці допусків важливе місце займає, так звана, контактно-метрологічна задача. Її зміст заключається в одержанні розрахункових залежностей для визначення: 1) припустимої зони розміщення центру V контактної площинки на АПЗ; 2) припустимих нижньої $\underline{\Sigma\varepsilon}$ та верхньої $\overline{\Sigma\varepsilon}$ числових границь суми $\Sigma\varepsilon_i$ похибок, при яких ПМК розміщується в границях АПЗ. Математично задача формулюється так. Нехай $\rho(a; b)$ - відстань від центру V до границь АПЗ (рис. 4). Ця відстань - функція положення та характерних величин a, b (напівосей) площинки. Тоді умови розміщення ПМК в границях АПЗ для нормального навантаження P_N запишуться у вигляді

$$\rho(V; \vartheta_н) \geq \rho(a; b), \ \rho(V; \vartheta_в) \geq \rho(a; b), \ V = V(P_N; \varepsilon_1, \ldots, \varepsilon_r) \in \{\vartheta \mid \vartheta_н < \vartheta < \vartheta_в\}, \quad (4)$$

де ϑ - координата профільного положення точок контакту; $\rho(V; \vartheta_н)$, $\rho(V; \vartheta_в)$ - відстань від V до границь АПЗ, виражена через невідому координату центру; характерні розміри a, b залежать від P_N, головних кривизн $\varkappa_{I,II}^{(m)}$, від коефіцієнтів Пуасона ν_m, модулів Юнга E_m та від $\varepsilon_1, \ldots, \varepsilon_r$. Співвідношенням (4) відповідають два екстремальних рівняння

$$\rho(V; \vartheta_н) = \rho(a; b), \quad \rho(V; \vartheta_в) = \rho(a; b)$$

розв'язком яких являються числа $\vartheta = V_н$, $\vartheta = V_в$: $[V_н; V_в]$ - шукана зона. Потім, знаючи (3), з рівнянь

$$\vartheta(\alpha^{(1)}; \varepsilon_1, \ldots, \varepsilon_r) = V_н, \quad \vartheta(\alpha^{(1)}; \varepsilon_1, \ldots, \varepsilon_r) = V_в \quad (5)$$

знаходимо $\underline{\Sigma\varepsilon}$ та $\overline{\Sigma\varepsilon}$. При $\Sigma\varepsilon_i \notin [\underline{\Sigma\varepsilon}; \overline{\Sigma\varepsilon}]$, точки контакту виходять за границі АПЗ.

СлІдуючий крок моделювання - розгляд задачІ у ймовІрносному аспектІ, оскІльки похибки - випадковІ величини, а шуканІ характеристики - функцІІ виду (3), тобто також випадковІ величини. Математично задача формулюється так. Якщо $\Sigma\varepsilon_i \in [\underline{\Sigma\varepsilon};\ \overline{\Sigma\varepsilon}]$, то $V \in [V_н;\ V_в]$, що рІвносильно невиходу всІх точок контакту за границІ АПЗ у 100% передач. ВказанІ границІ являються, як правило, "жорсткими" при монтажно-технологІчнІй реалІзацІІ. БІльш прийнятним (з економІчноІ та Інших точок зору) являється варІант, при якому границІ $\underline{\Sigma\varepsilon}$, $\overline{\Sigma\varepsilon}$ змІни $\Sigma\varepsilon_i$ являються бІльш широкими, не дивлячись на те, що при цьому вІдсоток передач з нормативним контактом та вІдхиленням в кІнематицІ зменшується. РеалІзуємо варІант, припускаючи (рис. 4) $V \in [V_н^*;\ V_в^*] \supset [V_н;\ V_в]$. ВІдповІдний вІдрІзок $[\underline{\Sigma^*\varepsilon};\ \overline{\Sigma^*\varepsilon}] \supset [\underline{\Sigma\varepsilon};\ \overline{\Sigma\varepsilon}]$ знаходимо з рІвностей (5), в яких $V_н$ та $V_в$ необхІдно замІнити на $V_н^*$ та $V_в^*$. ВІдрІзок $[\underline{\Sigma^*\varepsilon};\ \overline{\Sigma^*\varepsilon}]$ визначає менш "жорсткІ" допуски. Можливий вІдсоток якІсних передач, котрІ виготовляються з менш "жорсткими" допусками, визначається ймовІрнІстю

$$P_V = P(V_н \leqslant V \leqslant V_в \mid V \in [V_н^*;\ V_в^*]) \qquad (6)$$

попадання значень випадковоІ величини V в вІдрІзок $[V_н;\ V_в]$ при умовІ, що $V \in [V_н^*;\ V_в^*]$.

3.2. В точках контактування ланок виконуються умови,

$$\Omega_1 P_1 \vec{r}_1 = \Pi\Phi\Omega_2 P_2 \vec{r}_2, \quad \tilde{\Omega}_1 \tilde{P}_1 \vec{e}_1 = \tilde{\Pi}\tilde{\Phi}\tilde{\Omega}_2 \tilde{P}_2 \vec{e}_2, \qquad (7)$$

якІ виражають зв'язок-рІвнІсть радІус-векторІв та спІвпадання ортІв Іх нормалей (2) в системІ координат робочого зачеплення. МатрицІ Π, Ω, P, Φ моделюють номІнальне положення ланок, Іх обертання та похибки ε_i. Розв'язки системи:

$$\varphi^{(m)} = \varphi_0^{(m)} + \Sigma\varphi_i^{(m)}\varepsilon_i, \quad \vartheta^{(m)} = \vartheta_0^{(m)} + \Sigma\vartheta_i^{(m)}\varepsilon_i, \quad \alpha^{(2)} = u_0\alpha^{(1)} + \Sigma\alpha_i^{(2)}\varepsilon_i$$

Множники при похибках визначаються Із системи $(p = \overline{1,5})$

$$a_{p1}\varphi_i^{(1)} + a_{p2}\vartheta_i^{(1)} + a_{p3}\varphi_i^{(2)} + a_{p4}\vartheta_i^{(2)} + a_{p5}\alpha_i^{(2)} = b_i^{(p)}$$

коефІцІенти матриць та вІльнІ члени якоІ обчислюються через координати векторІв (2), Іх похІднІ та залежать також вІд параметрІв матриць Π, Ω, P, Φ. КІнематична точнІсть передачІ характеризується кутом $\alpha^{(2)}$ та реальним миттевим передаточним вІдношенням

$$u = u_0 + \Sigma u_i\varepsilon_i \qquad (u_i = d\alpha_i^{(2)}/d\alpha^{(1)}).$$

Характеристика плавності роботи - кутове прискорення

$$a = a_0 + \Sigma a_i \xi_i \qquad (a_i = du_i / d\alpha^{(1)};\ a_0 = 0).$$

Множники при степенях похибок названі коефіцієнтами впливу: більший коефіцієнт характеризує більший вплив тієї похибки ξ_i, при котрій він записаний, та навпаки.

Для одержання розрахункових залежностей контактно-метрологічної задачі (п.3.1) використовується метод Герца-Біляева. Аналітичний алгоритм, реалізуючий даний цикл задач, в дисертації викладений.

Ймовірність (6) обчислюється як ймовірність попадання значень нормальної випадкової величини V в відрізок $[V_н ; V_в]$

$$P(V_н \leq V \leq V_в) = \Phi\left(6\frac{V_в - \lambda_к}{V_в^* - V_н^*}\right) - \Phi\left(6\frac{V_н - \lambda_к}{V_в^* - V_н^*}\right),$$

де Φ - інтегральна функція Лапласа.

Для дослідження впливу похибок на динаміку переспряження зубців розроблений динамічний критерій

$$\frac{[\Delta_э]}{[\Delta_н]} = \frac{\Sigma \bar{q}_{iэ} \bar{\xi}_i}{\Sigma \bar{q}_{iн} \bar{\xi}_i} \approx \frac{\Sigma \bar{q}_{iэ}}{\Sigma \bar{q}_{iн}} = G \gtrless 1,$$

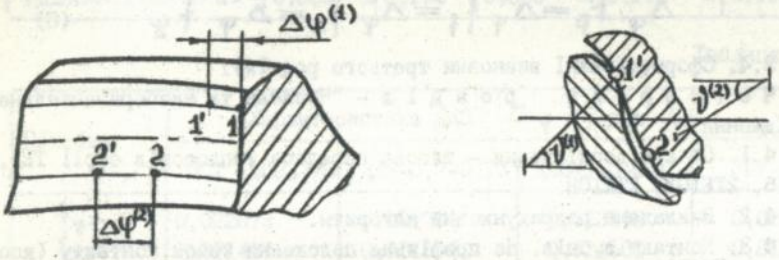
який дозволяє через найбільшу кінематичну похибку передачі порівнювати динамічні навантаження, котрі отримують зубці у вигляді ударів в момент їх переспряження в передачах з евольвентного та новіковською системами зачеплення.

Розроблені алгоритми та розрахункові залежності дослідження впливу похибок на якісні показники працездатності передачі, прийняті в ТММ для оцінки навантажувальної здатності тертя, зносу, припрацьованності АПЗ та умов утворення масляного клину: ϑ - кут; питомі $\eta^{(1)}$, $\eta^{(2)}$ та відносні швидкості $V^{(12)}$ ковзання; сумарна швидкість $V^{(\Sigma)}$ та відносні швидкості вертіння $\Omega^{(верт)}$ та перекочування $\Omega^{(пкр)}$ АПЗ.

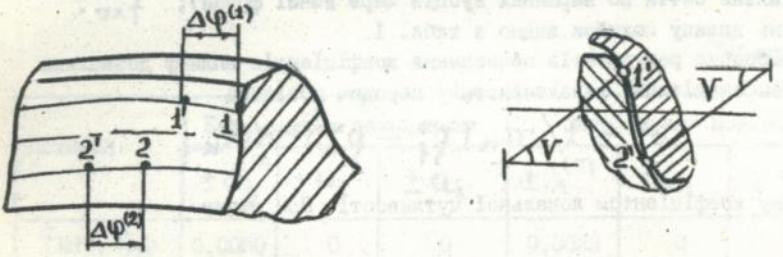
3.3. Досліджена геометрія станочного та робочого зачеплення. Одержані розрахункові алгоритми, викладена методика їх застосування.

Навантажувальна здатність передач Новікова тісно пов'язана з положенням ПМК по висоті АПЗ і з рівномірністю розподілу навантаження між ПМК. Порушення двоточкового контакту (ДКЗ, рис. 5) приводить до того, що повне навантаження приймається лише однією ПМК, котра пере-

а) $\Delta\varphi^{(1)}=\Delta\varphi^{(2)}=0$, $\Delta\vartheta^{(1)}=\Delta\vartheta^{(2)}=0$;



б) $\Delta\varphi^{(1)}-\Delta\varphi^{(2)}\neq const$, $\Delta\vartheta^{(1)}-\Delta\vartheta^{(2)}\approx const\neq 0$;



в) $\Delta\varphi^{(1)}-\Delta\varphi^{(2)}=const\neq 0$, $\Delta\vartheta^{(1)}-\Delta\vartheta^{(2)}=0$.

Рис. 5. Ознаки вІдхилення та умови дотримання ДКЗ в передачІ, виготовленІй: а) без похибок; б), в) з похибками

мІщується по вершинІ зубцІв з такими негативними наслІдками, як збільшення контактних напружень.

Встановлено, що на вІдхилення ДКЗ не впливають: f_{ar} - похибка мІжосевоІ вІдстанІ; T_{hr} - змІщення ВК; F_{rr} - радІальне биття зубчатого вІнця. ДомІнуючий же вплив чинять: f_{fr} - похибка профІлю зуба; $F_{\beta r}$ - вІдхилення напряму зуба; f_{yr}, f_{xr} - перекІс та вІдхилення вІд паралельностІ осей при монтажІ (рис. 5).

При розрахунку допускІв f_f, F_β, f_y, f_x необхІдно враховувати частку впливу кожноІ з цих похибок на величину зазору Δ, яка пропорцІйна характеристицІ ПКЗ $\Delta_\varphi = \max|\Delta\varphi^{(1)} - \Delta\varphi^{(2)}|$. Отже, розрахунок допускІв повинен провадитися за наступними формулами:

$$\Delta_\varphi^{(\beta)} F_\beta = \Delta_\varphi^{(f)} f_f = \Delta_\varphi^{(x)} f_x = \Delta_\varphi^{(y)} f_y \qquad (8)$$

3.4. СформульованІ висновки третього роздІлу.

Четвертий роздІл - "Числове та експериментальне дослІдження".

4.I. Об'єкт дослІдження - тягова передача тепловозІв серІІ ТЕ3, 2ТЕІІ6, 2ТЕІ0Л, 2ТЕІ0В.

4.2. Викладено розрахунковий алгоритм.

4.3. Контакт зубцІв. На профІльне положення точок контакту (координата $v^{(m)}$) домІнуючий вплив чинять похибки: f_{ar}, T_{hr}, f_{fr}, f_{fo} (похибка профІлю черв'ячноІ фрези), F_{rr}, f_{rda} (радІальне биття по вершинах зубцІв черв'ячноІ фрези); f_{xr}. СтупІнь впливу похибок видно з табл. I.

Обробка результатІв обчислення коефІцІентІв впливу дозволила виявити аналІтичну характеристику передач НовІкова

$$\varkappa = 1/m_n(\rho_f^* - \rho_a^*)\cos\alpha_k,$$

названу коефІцІентом локальноІ чутливостІ. При цьому

$$v = \alpha_k + \varkappa\Sigma\xi_i;\ \Sigma\xi_i = T_{hr}^{(1)} + T_{hr}^{(2)} - f_{ar} \pm \frac{1}{2}F_{rr}^{(1)} \pm \frac{1}{2}F_{rr}^{(2)} \pm \frac{1}{2}f_{xr} \pm \sin\alpha_k f_{fr}. \qquad (9)$$

З (9) випливають формули для обчислення мІнІмального значення суми похибок, якщо кожна з похибок має деякий дІапазон змІни (поле допуску):

Таблиця I

Вихідний контур	Коефіцієнти ν_i впливу похибок								
	f_{ar}		f_{xr}	$T_{Hr}^{(m)}, f_{rda}^{(m)}$		$f_{fr}^{(m)}, f_{fo}^{(m)}$		$F_{rr}^{(m)}$	
ГОСТ I5023-76 -	0,935	±	0,468	0,935	±	0,425	±	0,468	
ДЛЗ-0,7-0,I5 -	0,8I2	±	0,406	0,8I2	±	0,403	±	0,406	
ДЛЗ-I,0-0,I5 -	0,770	±	0,385	0,770	±	0,385	±	0,385	
РГУ - 5А -	0,355	±	0,I78	0,355	±	0,I99	±	0,I78	
КС - 0 -	0,23I	±	0,II6	0,23I	±	0,I33	±	0,II6	
КС - I -	0,289	±	0,I46	0,289	±	0,I45	±	0,I45	
РД2Н24-II-88 -	0,383	±	0,I92	0,383	±	0,I92	±	0,I92	

Таблиця 2

Похибки	Характеристика ДКЗ $\Delta\varphi$ для ВК			
	ГОСТ I5023-76	ДЛЗ-0,7-0,I5	ДЛЗ-I,0-0,I5	РГУ-5А
$f_{\psi r}$	0,022873	0,022792	0,022968	0,022677
f_{xr}	0,0II437	0,0II396	0,0II50I	0,0II339
$F_{\beta r}$	0,022887	0,022834	0,023032	0,02268I
f_{fr}	0,045878	0,045668	0,045985	0,0455II

Таблиця 3

Похибки	Евольвентне зачеплення			Зачеплення Новікова		
	$\pm\lambda_i^{(2)}$	$\pm u_i$	$\pm a_i$	$\pm\lambda^{(2)}$	$\pm u_i$	$\pm a_i$
f_{ar}, T_{Hr}	0,0050	0	0	0,0023	0	0
f_{rda}	0,0050	0,0002	0,000001	0,0023	0,0000	0,000000
f_{fr}, f_{fo}	0,0017	0,0006	0,000007	0,0015	0,0000	0,000002
f_{xr}	0,0439	0,0528	0,000008	0,0041	0,0052	0,000006
f_{yr}	0,0447	0,0402	0,000007	0,0054	0,0086	0,000007
$F_{\beta r}, f_{pxo}$	0,0233	0,0027	0,000009	0,0024	0,0093	0,000007
F_{rr}	0,0027	0,0027	0,002700	0,0029	0,0006	0,000II6

Таблиця 4

Позначення	Ступінь точності							
	5		6		7		8	
	шест.	колесо	шест.	колесо	шест.	колесо	шест.	колесо
F_r	28	36	45	56	63	80	80	I0
$\pm f_a$	± 32		± 5I		± 72		± 90	
$T_{\bar{H}}$	+28	+I8	+45	+30	+65	+40	+80	+50
$T_{\underline{H}}$	-36	-46	-60	-75	-80	-I05	-I00	-I30
f_x	I2		I6		20		32	
f_y	6		8		I0		I6	
F_β	6		8		I0		I6	
f_f	3		4		-		-	
F_{pxn}	± 9	± II	± I3	± I6	± I8	± 20	± 28	± 32
F_i'	37	6I	58	96	82	I36	II8	I96
F_{i0}'	98		I54		2I8		3I4	
F_p	28	50	45	80	63	II2	90	I60
f_{pt}	± II	± II	± I6	± I6	± 22	± 30	± 32	± 32
F_{vw}	I8	28	28	45	40	60	50	80
F_c	I8	28	28	45	40	60	50	80
f_i'	20	22	30	32	40	50	60	7I
f_{i0}'	28		40		63		90	
f_{zz}, f_{zz0} та f_{zk}, f_{zk0} - з табл. 9 та I0 за ГОСТ I643-8I								

Таблиця 5

Ступінь точності	$\Sigma^* \varepsilon$, мкм	P_N, кН	$\Sigma \varepsilon$, мкм	p_J
5	I36	25	332	0,999999
		30	299	0,999999
6	2I6	25	332	0,999997
		30	299	0,999997
7	299	25	332	0,999I49
		30	299	0,997348
8	376	25	332	0,992049
		30	299	0,983233

$$\left.\begin{aligned}
&\underline{\Sigma\xi} = T_H^{(1)} + T_H^{(2)} - f_a - \tfrac{1}{2}F_r^{(1)} - \tfrac{1}{2}F_r^{(2)} - \tfrac{1}{2}f_x - \sin\lambda_k f_f \\
&\overline{\Sigma\xi} = T_H^{(1)} + T_H^{(2)} + f_a + \tfrac{1}{2}F_r^{(1)} + \tfrac{1}{2}F_r^{(2)} + \tfrac{1}{2}f_x + \sin\lambda_k f_f \\
&T_{Hr}^{(m)} \in [T_H^{(m)}; T_H^{(m)}],\ f_{ar} \in [-f_a; f_a],\ F_{rr}^{(m)} \in [0; F_r^{(m)}],\ f_{fr} \in [0; f_f]
\end{aligned}\right\}$$

В таблиці 2 - Інформація з розрахунку характеристики Δ_φ. При призначенні допусків f_y, f_x, F_β необхідно керуватися залежністю $f_y - F_\beta = 0{,}5 f_x$, що випливає з формул (8) і табл. 2, і дозволяє витримати раціональні (з точки зору рівномірності розподілення навантаження поміж головкою та ніжкою зуба) допуски.

4.4. Кінематика та динаміка зачеплення. На кінематичну точність та плавність роботи домінуючий однопорядковий вплив чинять похибки f_{xr}, f_{yr}, F_{rr}, $F_{\beta r}$, F_{pxnr}, f_{pxo} (табл. 3). При призначенні допусків необхідно взяти до уваги, що f_{yr} чинить в 1,2-1,7 рази, а $F_{\beta r}$, F_{pxnr}, f_{pxo} в 1,3-1,8 рази більший вплив на характеристики, що розглядаються, ніж f_{xr}. Ступінь же впливу F_{rr} складає 20-60% від ступеня впливу f_{xr}. Отже, допуски на похибки, що розглядаються, необхідно призначати в пропорції оберненій до вказаних чисел. Кінематика передач Новікова та аналогічних евольвентних передач являється, в цілому, в рівному ступені сприйнятливою до похибок, що дозволило рекомендувати (п. 4.5) допуски ГОСТ 1643-81 на деякі показники кінематичної точності та плавності роботи евольвентних передач в якості таких і для аналогічних передач Новікова.

Основний висновок дослідження локально-кінематичних та гідродинамічних явищ в зоні контакту зубців: одні і ті ж похибки викликають суттєво більше тертя, збільшення зносу АПЗ та зменшення ККД при евольвентній системі зачеплення, ніж при новіковській.

Дослідження динаміки переспряження зубців свідчить (табл. 4): віброакустика альтернативної передачі в 2...5 разів нижча, ніж аналогічних традиційних передач.

4.5. Таблиця 6 - анотаційне викладення результатів дослідження та методики розрахунку допусків на основні контролюючі параметри альтернативної передачі. З таблиці видно:

1) ГОСТ 1643-81 на допуски евольвентних передач в частині норм кінематичної точності розповсюджується і на альтернативну передачу;

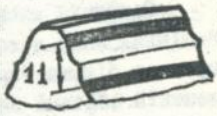
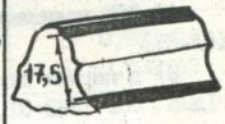
2) 75% показників плавності роботи нормуються також за ГОСТ 1683-81;

3) в нормах контакту зубців лише допуски f_x вибираються згідно ГОСТ 1643-81.

Таблиця 6

Норма	Показники точності, позначення (означення за ГОСТ I643-8I)	Джерело, формула
Кинематич. точності	F_r, F'_{i0}, F'_i, F_p, F_c, F_{vw}	ГОСТ I643-8I
Плавності роботи	Граничні відхилення осевого ходу по нормалі, F_{pxn} Граничні відхилення ходу, f_{pt} f'_{i0}, f'_i, f_{zz0}, f_{zz}, f_{zk0}, f_{zk}	$F'_i - F_p$ $(F_{pxn} \leq 2F_p)$ $f'_i - \lvert F_{pxn} \rvert$ ГОСТ 1643-81
Контакту зубців	Допуск на паралельність осей, f_x Допуск на перекіс осей, f_y F_p f_a f_f	ГОСТ I643-8I $0,5 f_x$ $0,5 f_x$ $0,5(F_r^{(1)} + F_r^{(2)})$ $0,5 F_p$
Бокового зазору	Гарантований боковий зазор Допуск на зміщення ВК, T_H, T_H Допуск на довжину спіл. нормалі, T_w	$j_{n\,min}$ $\pm f_a + E_{HS}$ ОСТ I05-III0-85

Таблиця 7

Похибки, мкм							l, мм		Ескіз ССК
f_{ar}	f_{xr}	f_{yr}	$T_{Hr}^{(1)}$	$T_{Hr}^{(2)}$	$F_{rr}^{(1)}$	$F_{rr}^{(2)}$	розр.	факт.	
-80	30	30	+50	-I30	70	90	I0,9	II	
+60	I8	I8	+20	-20	55	65	I3,8	I4	
-90	I0	I0	+65	+70	60	60	I7,3	I7,5	

Показниками точностI для альтернативноI передачI являються: при контролI кIнематичноI точностI колIс - F_{cr} I F_{rr}, або F_{ywr} I F_{rr}, або F'_{ir}, або F_{pr}, передачI - F'_{ior}; при контролI плавностI роботи колIс - F_{pxnr}, або f'_{ir}, або f_{zzr}, або f_{zkr}, або f_{ptr}, передачI - f'_{ior}, або f'_{zzor}, або f_{zkor}; при контролI контакту зубцIв - $F_{\beta r}$, або f_{ar}, f_{xr} I f_{yr}, або $F_{\beta r}$ I f_{fr}, зубчатоI передачI - ССК; при контролI бокового зазору - T_{nr}, або T_{wr}.

4.6. АдекватнIсть теоретичноI моделI реальному зачепленню перевIрялась на експериментальному матерIалI Луганського машзаводу Iм. Пархоменка. Контролювались: контактування зубцIв - за положенням та формою ССК (табл. 7); рIвень вIброакустичних характеристик - за загальним рIвнем шуму. Для виявлення характеру первIсного контакту редуктори пIддавались припрацюванню. Перед випробуванням перевIрялась точнIсть Iх виготовлення та складання. ПравильнIсть теоретичних передумов експериментально перевIрялась контролем вIдстанI ℓ мIж серединами контактних смужок та порIвнянням цIеI вIдстанI з розрахунковою. В цIлому, результати теоретичного дослIдження добре узгоджуються з результатами експерименту. НадIйнIсть же розроблених допускIв (табл. 4), практично, дорIвнює одиницI (табл. 5).

4.7. СформульованI висновки четвертого роздIлу.

За результатами роботи робляться наступнI основнI висновки.

I. Недостатня довговIчнIсть традицIйноI тяговоI передачI локомотива являється причиною значних матерIальних витрат на ремонт та замIну зубчатих колIс, що вийшли з ладу. ЩорIчно на мережI залIзниць на долю колIсно-моторних блокIв тепловозIв припадає до 30% пошкоджень зумовлених виходом з ладу тяговоI передачI. При проектуваннI перспективних локомотивIв пIдвищеноI секцIйноI потужностI та швидкостI руху проблема надIйностI стає ще бIльш актуальною.

2. Наукова та технIчна думка вчених зосереджена на конструкторсько-технологIчному полIпшеннI класичних передач. Однак евольвентне зачеплення вже не мIстить в собI суттєвих резервIв для якIсноI змIни темпIв росту технIчного рIвня редукторIв, подальшого Iх розвитку та удосконалення.

3. Значний досвIд використання зачеплення НовIкова свIдчить про перспективнIсть застосування цього зачеплення в важконавантажених приводах рIзних машин. Нагромаджено великий, в цIлому, позитивний досвIд застосування зачеплення НовIкова в механIзмах тепловозIв, в тому числI в рIзних ступенях тягових редукторIв.

4. Відсутність норм точності та системи допусків на зачеплення Новікова все ще стримує впровадження цього прогресивного та перспективного зачеплення.

5. Сформульовані задачі дослідження, для розв'язування яких розроблена математична модель, аналітико-геометричний та аналітико-ймовірностний алгоритми її числової реалізації, що дозволяють досліджувати ступінь та характер впливу похибок на умови контактування зубців та динаміку їх переспряження, на кінематичну точність та плавність роботи, на умови утворення масляного клину, на навантажувальну здатність, тертя та знос АПЗ.

6. Досліджена точність альтернативної зубчатої тягової передачі вантажних магістральних тепловозів. При цьому:

6.1. Виявлені похибки, що чинять домінуючий вплив на умови контактування зубців. Вивчені ступінь та характер їх впливу, які дозволили одержати практичні рекомендації з розрахунку граничних відхилень та дупусків на згадані похибки.

6.2. Досліджені ступінь та характер впливу похибок на кінематику та динаміку зачеплення, на локально-кінематичні та гідродинамічні явища в зоні контакту зубців. Обгрунтовані практичні рекомендації з норм кінематичної точності та плавності роботи.

6.3. Адекватність теоретичної моделі реальним зубчатим передачам підтверджена експериментально-статистичним дослідженням з гарним результатом кореляції.

7. Для 5-го, 6-го, 7-го, 8-го ступенів точності для альтернативної тягової передачі розроблені допуски, показники точності та комплекси - у відповідності до міжнародної практики стандартизації.

8. Застосування альтэрнативної зубчатої передачі при незмінній масі та габаритах тягового редуктора дозволить збільшити його несучу здатність та ресурс в 1,5-1,7 рази, а при збереженні навантажувальної здатності та ресурсу - зменшити габарити та масу на 30-40%.

Крім цього в дисертації викладені методи та засоби контролю точності зубчатих коліс та тягової альтернативної передачі (додаток).

Таким чином, обгрунтування актуальності застосування зачеплення Новікова в тягових редукторах вантажних магістральних тепловозів, розробка математичної моделі для дослідження, а також дослідження реальної тягової альтернативної передачі, розробка методики розрахунку допусків, розробка системи допусків, норм та показників точності альтернативної передачі тягового редуктора локомотива - головний науковий та практичний результат дисертаційної роботи.

Основний змІст дисертацІІ вІдображено в публІкацІях:

1. Математическое моделирование реальных зацеплений на основе аппарата тригонометрических рядов Фурье // Проблемы повышения прочности и надежности элементов конструкций и приводов в машиностроении: Тез. докл. республ. науч.-техн. конф. - Харьков, 1990. - С. 91-92 (в соавторстве).

2. Некоторые соображения по проблеме исходного контура, многокритериальному синтезу и анализу зубчатых передач Новикова // Проблемы прочности, надежности и долговечности зубчатых передач и редукторов: Тез. докл. республ. науч.-техн. конф. - Харьков, 1991. - С. 38-39 (в соавторстве).

3. К вопросу о структуре формулы Эйлера-Савари в пространственных зацеплениях // Развитие геометрической теории зубчатых зацеплений: Тез. докл. международн. симпоз. - Ижевск, Россия-США, 1993. - С. 23-24 (в соавторстве).

4. К повышению ресурса тяговых зубчатых передач локомотивов / Луган. машиностроит. ин-т (Восточноукраин. госуниверситет). - Луганск, 1993. - 4 с. - Деп. в ГНТБ Украины 24.05.93 № 1021-Ук 93 (в соавторстве).

5. Оценка динамических нагрузок в тяговой передаче локомотива в случае арочных передач с зацеплением Новикова / Луган. машиностроит. ин-т (Восточноукраин. госуниверситет). - Луганск, 1993. - 5 с.

6. Эвольвентный и с зацеплением Новикова тяговые редукторы подвижного состава: сравнительная оценка динамических нагрузок при пересопряжении зубьев // Проблемы зубчатых передач и редукторостроения: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Харьков, 1993. - С. 27 (в соавторстве).

Подписано к печати 11.02.94г. формат 60x84 1/16
п.л.1 заказ 77 тираж 100

Отпечатано на ротапринте ВУГУ
348034 г.Луганск, кв. Молодежный 20 "а"