

УДК 621.833

UDC 621.833

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса (технические науки)

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex (technical sciences)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ МТЗ 82.2 С УЧЁТОМ ПОГРЕШНОСТЕЙ ШАГА ЗУБЬЕВ И ПРОГРЕССИРУЮЩЕГО ИЗНОСА

STUDY OF THE DYNAMICS OF GEAR WEAR IN THE GEARBOXES OF MTZ 82.2 TRACTORS TAKING INTO ACCOUNT THE ERRORS OF THE TOOTH PITCH AND PROGRESSIVE WEAR

Мехдиев Рауф Валех Оглы
аспирант
РИНЦ SPIN-код: 6018-0123; orcid=0009-0005-5536-5482
mehdiev23@mail.ru
ФГБОУ ВПО «Кемеровский государственный университет», г. Кемерово, 650056 бульвар Строителей д.47

Mekhdiev Rauf Valeh oglu
Postgraduate Student
RSCI SPIN Code: 6018-0123; ORCID: 0009-0005-5536-5482
mehdiev23@mail.ru
Kemerovo State University, 47 bul. Stroiteley, Kemerovo, 650056, Russia

Попов Анатолий Михайлович
д. т. н., профессор
РИНЦ SPIN-код: 6259-7555
popov4116@yandex.ru
ФГБОУ ВПО «Кемеровский государственный университет», г. Кемерово, 650056 бульвар Строителей д.47

Popov Anatoly Mikhailovich
Doctor of Technical Sciences, Professor
RSCI SPIN Code: 6259-7555
popov4116@yandex.ru
Kemerovo State University, 47 bul. Stroiteley, Kemerovo, 650056, Russia

В работе представлено комплексное исследование динамических характеристик прямозубых зубчатых передач, используемых в коробках механических передач тракторов МТЗ 82.2 (Беларусь, 2010 г.), с учётом прогрессирующего износа зубьев и влияния кумулятивных погрешностей шага зубьев. Методика основана на сочетании экспериментальных измерений вибрационных и нагрузочных параметров с численным моделированием на основе метода продольного анализа контактной нагрузки (LTCA) и закона износа Арчарда. Полученные результаты демонстрируют нелинейное изменение коэффициента динамичности, сопровождающееся снижением вибрационной активности на ранних стадиях износа и её ростом при дальнейшем накоплении дефектов. Модель позволяет оценить неравномерность износа зубьев, влияние числа зубьев на распределение нагрузок, а также прогнозировать ресурс зубчатой передачи. Предложенный подход обеспечивает возможность оценки остаточного ресурса и определения периодичности технического обслуживания, включая замену шестерён, что является актуальным для повышения надёжности и долговечности коробок передач тракторов МТЗ 82.2

The article presents a comprehensive study of the dynamic characteristics of spur gears used in mechanical gearboxes of MTZ 82.2 tractors (Belarus, 2010), taking into account progressive tooth wear and the effect of cumulative tooth pitch errors. The technique is based on a combination of experimental measurements of vibration and load parameters with numerical modeling based on the longitudinal contact load analysis (LTCA) method and the Archard wear law. The obtained results demonstrate a nonlinear change in the dynamic coefficient, accompanied by a decrease in vibration activity at the early stages of wear and its growth with further accumulation of defects. The model allows us to estimate the unevenness of tooth wear, the effect of the number of teeth on load distribution, and to predict the service life of the gear transmission. The proposed approach makes it possible to estimate the residual service life and determine the frequency of maintenance, including gear replacement, which is important for improving the reliability and durability of MTZ 82.2 tractor gearboxes

Ключевые слова: ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА, ИЗНОС ЗУБЬЕВ, ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ, КОЭФФИЦИЕНТ ДИНАМИЧНОСТИ,

Keywords: GEAR TRANSMISSION, TOOTH WEAR, DYNAMIC LOADS, DYNAMIC COEFFICIENT, TOOTH PITCH ERROR, MTZ 82.2

ПОГРЕШНОСТЬ ШАГА ЗУБА, КОРОБКА
ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ МТЗ 82.2, РЕСУРС
РЕДУКТОРА

TRACTOR GEARBOX, GEARBOX RESOURCE

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-210-049>

Введение.

Зубчатые передачи продолжают оставаться основным типом механических приводов в сельскохозяйственной и промышленной технике, начиная от промышленных редукторов и заканчивая высокоточными приводами роботизированных систем [1,2]. Надёжность и долговечность работы таких передач напрямую связаны с глубинным пониманием процессов, протекающих при прогрессирующем износе рабочих поверхностей зубьев [3,4]. В условиях эксплуатации особую значимость приобретают вопросы, связанные с динамическими нагрузками, возникающими при вращении зубчатых колёс, особенно с учётом накопления эксплуатационного износа и производственных дефектов [5,6].

В ряде современных исследований износ рассматривается как фактор, снижающий плавность хода и увеличивающий вибрационные нагрузки зубчатых передач [2,7]. Однако выявлено, что на ранних стадиях износа, возможно, наблюдать обратный эффект — сглаживание динамических нагрузок и уменьшение коэффициента динамичности [3]. Это подчёркивает необходимость комплексного подхода, включающего учёт не только основных макропараметров зубчатых передач, но и микрогеометрии зубьев, суммарных погрешностей шага зубьев, дефектов сборки, а также общей жёсткости системы [4,6].

Особую актуальность приобретают исследования, сочетающие экспериментальные данные с численным моделированием, поскольку традиционные расчётные методики обычно основаны на упрощённых моделях и не учитывают реальные эксплуатационные условия [3,5]. Прогрессирующий износ влияет на условия контакта зубьев,

<http://ej.kubagro.ru/2025/06/pdf/49.pdf>

распределение нагрузок и динамический отклик, включая изменение спектральных характеристик вибраций [4,5].

В последних работах китайских исследователей предложены усовершенствованные модели, учитывающие кумулятивные ошибки шага зубьев и их влияние на динамические характеристики зубчатых передач. В частности, сочетание анализа контакта зубьев (LTCA — Load Tooth Contact Analysis), модели износа Арчарда и численного моделирования с использованием метода конечных элементов в среде MATLAB позволяет не только рассчитывать усреднённые параметры передачи, но и учитывать неравномерность износа отдельных зубьев [2,3].

В условиях производства и сервисного обслуживания редукторов коробок передач тракторов МТЗ 82.2, выпущенных с 2010 года, становится крайне важным понимание влияния накопленных геометрических дефектов на распределение контактных усилий, амплитуду колебаний, максимальные нагрузки и вероятность внезапных отказов. Получение таких данных в процессе реальной эксплуатации сопряжено с необходимостью применения дорогостоящего оборудования и длительных испытаний, что делает совместный анализ экспериментальных и численных данных особенно ценным [1,6].

В настоящем исследовании в качестве объекта изучения использован трактор МТЗ 82.2 с механической коробкой передач (МКПП). Проведённые эксперименты на специально разработанном стенде, а также численное моделирование, выполненное с применением современных подходов, позволили получить глубокое понимание динамического поведения зубчатых передач с учётом суммарных погрешностей шага зубьев и этапов износа. Полученные результаты обеспечивают возможность прогнозирования ресурса элементов коробки передач и определения периодичности замены изношенных шестерён, что

существенно повышает надёжность и экономическую эффективность эксплуатации тракторов.

Основное внимание в работе уделено сравнению коэффициентов динамической нагрузки, анализу формы сигнала вибраций, оценке амплитуды колебаний, жёсткости зацепления и распределению износа. Также рассмотрено влияние числа зубьев на неравномерность износа и формирование распределения вибрационных колебаний. Теоретически обоснована возможность применения конфигураций с числом зубьев, являющимся простыми числами, для снижения коэффициента неравномерности износа [3,5].

Таким образом, задачами данного исследования являются:

- экспериментальная регистрация динамических характеристик зубчатых передач в условиях эксплуатационного износа;
- построение и верификация теоретической модели на основе LTCA и модели износа Арчарда;
- моделирование процессов неравномерного износа и сопоставление результатов с экспериментальными данными;
- анализ влияния количества зубьев и суммарных погрешностей шага зубьев на динамическое поведение зубчатых передач в коробке тракторов МТЗ 82.2.

Материалы и методы.

Объект исследования

Объектом исследования выступают прямозубые цилиндрические передачи из коробки механических передач трактора МТЗ 82.2 (модель 2010 года выпуска). Передачи выполнены из стали марки 45 с твёрдостью около 160 НВ. Геометрические параметры: модуль $m=5$ мм, число зубьев $z=22$, ширина венца $b=10$ мм, угол зацепления 20° .

Материал был выбран исходя из его распространённости и стабильности механических характеристик при эксплуатации.

Использование необработанных поверхностей позволило наблюдать естественный процесс износа без влияния упрочняющих технологий [8].

Конструкция и схема экспериментального стенда

Экспериментальные испытания проводились на специализированном стенде, обеспечивающем регистрацию динамических нагрузок и вибраций в условиях реального функционирования редуктора без разборки. Схема стенда представлена на рисунке 1.

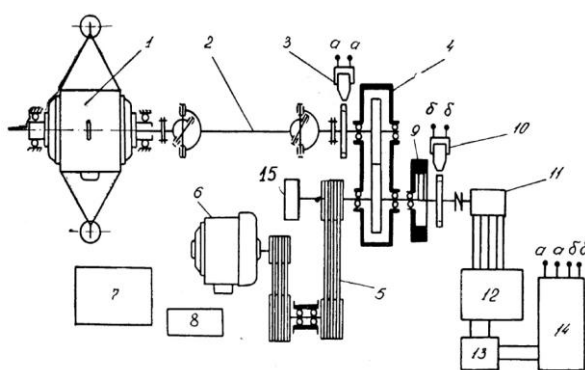


Рисунок 1 — Кинематическая схема стенда: 1 – приводной двигатель; 2 – карданный вал; 3, 10 – импульсные датчики; 4 – испытуемый редуктор; 5 – ременная передача; 6 – генератор торможения; 7 – нагрузочный реостат; 8 – реостат возбуждения; 9 – датчик угловых колебаний; 11 – токосъёмник; 12 – усилитель; 13 – фильтр; 14 – осциллограф; 15 – счётчик оборотов.

Установка обеспечивала возможность длительной непрерывной работы редуктора с контролем крутящего момента, числа циклов, температуры и вибраций. Торсиограф и тензодатчики, подключённые к измерительному мосту и осциллографу Н102, позволяли регистрировать угловые колебания и пиковые усилия с высокой точностью [7].

Методика проведения испытаний

Редуктор работал в течение 436 часов. В процессе эксплуатации регистрировались восемь контрольных точек по времени, в которых измерялись износ зубьев (по линейному убавлению высоты) и коэффициент динамичности. Все остальные параметры оставались неизменными. Испытания проводились без разборки редуктора.

Данные снимались по паре конкретных зубьев, промаркированных до начала эксперимента. Измерения производились в установившихся режимах после каждого заданного количества циклов (порядка 10^6) [2,3].

Алгоритм расчёта коэффициента динамичности

Коэффициент динамичности K_d определялся как отношение максимальной зарегистрированной динамической силы к статической:

$$K_d = \frac{F_{max}^{dym}}{F_{static}} \quad (1)$$

При этом статическая сила определялась по модели А.И. Петрусевича. В фазовой диаграмме зацепления с использованием импульсных датчиков уточнялось положение пика в пределах фазы контакта [8].

Модель контактного взаимодействия (LTCA)

Для численного анализа использовался метод продольного анализа контактной нагрузки (LTCA). В модели учитывалась погрешность шага, профильные отклонения и микродеформации. Контактная жёсткость рассчитывалась как:

$$\delta_n = \delta_s - \varepsilon - F_n \cdot K^{-1} \quad (2)$$

Где δ_s — статическая ошибка передачи,

- ε — суммарное отклонение профиля,

- F_n — нормальная сила в точке контакта,
- K^{-1} — матрица жёсткости контакта.

Жёсткость определялась для каждой точки контакта с учётом локальных деформаций:

$$k_{ij}^{pg} = \frac{E \cdot L}{\pi(1-\nu^2)} \ln \left(\frac{2L}{|x_i - x_j|} \right) \quad (3)$$

Здесь E — модуль упругости,

L — ширина зуба,

ν — коэффициент Пуассона.

Динамическая модель ротора с зацеплением

Полная модель учитывала жёсткость вала, упругость подшипников и гироскопические моменты:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (4)$$

Сила зацепления описывалась через проекцию на линию действия:

$$F(t) = K_m \cdot (\Delta x_m - \delta(t)) \quad (5)$$

где $\delta(t)$ — ошибка передачи, зависящая от износа.

Модель износа Арчарда

Для расчёта глубины износа использовалась модель:

$$h = K_\omega \cdot \frac{F_n \cdot \nu \cdot \Delta t}{H} \quad (6)$$

Где: h — глубина износа,

K_w — коэффициент износа (учитывает смазку и материал),

v — скорость скольжения,

H — твёрдость материала.

Модель итеративно обновляла профиль зуба при превышении порога износа 2 мкм. После каждого шага обновлялась карта контактной жёсткости.

Результаты

Динамическое поведение передачи в процессе износа

В ходе длительных испытаний редуктора коробки механической передачи трактора МТЗ 82.2 были получены данные, демонстрирующие чёткие закономерности изменения динамических характеристик в зависимости от степени износа зубьев. Одним из ключевых параметров стал коэффициент динамичности K_d , зафиксированный в восьми временных точках. На начальной стадии эксплуатации (до 1% линейного износа) наблюдалось отчётливое снижение коэффициента с 1,73 до 1,50.

Данный факт подтверждает эффект самоприработки, при котором микропогрешности профиля, возникающие в результате обработки, частично устраняются, что обеспечивает более плавное и устойчивое зацепление зубчатых колес в коробке передач трактора [1,9].

Стабильность сигнала угловых колебаний

На промежуточной стадии износа зубьев коробки механической передачи трактора МТЗ 82.2 (от 0,3 до 1,4% линейного износа) форма сигнала угловых колебаний оставалась стабильной, без выраженных скачков и искажений. Это свидетельствует о сохранении устойчивых условий контакта зубьев и компенсации геометрических нарушений благодаря естественной адаптации рабочих поверхностей трения [2].

Данный этап можно условно выделить как «фазу эксплуатационного комфорта», характеризующуюся минимальными вибрационными нагрузками и локальным максимумом динамической надёжности механизма.

Рост фона колебаний на поздних стадиях

При достижении износа 2% наблюдалось повышение фона колебаний зубьев в МКПП трактора МТЗ 82.2, особенно в начальной и конечной фазах контакта. Это связано с уменьшением длины линии зацепления и коэффициента перекрытия, ростом угловой податливости. В таких условиях возрастает риск усталостных разрушений и выкрашивания зубьев, особенно на ведомом колесе [10].

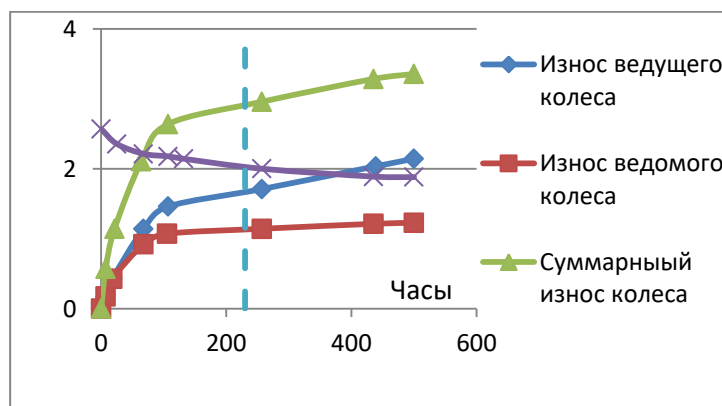


Рисунок. 2. График износа колес и изменения полного усилия на зуб.

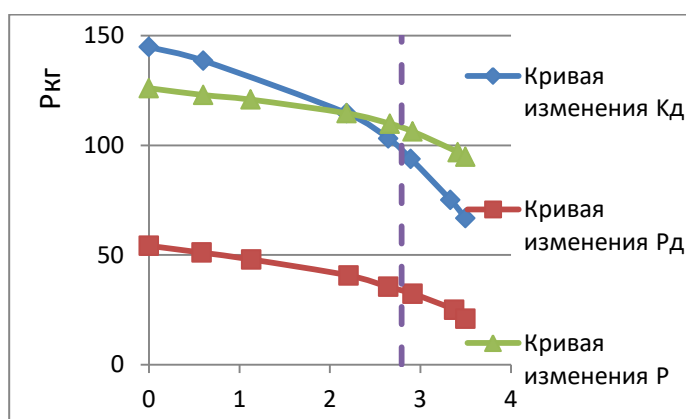


Рисунок 3. График изменения P, Pд и Кд в функции суммарного относительного износа пары исследуемых зубьев.

Неравномерный износ по ширине зуба

Измерения показали, что основной износ сосредоточен в зоне основания и вершины зуба, где контактное давление выше. В области середины активной поверхности износ минимален из-за нулевой относительной скорости скольжения [3].

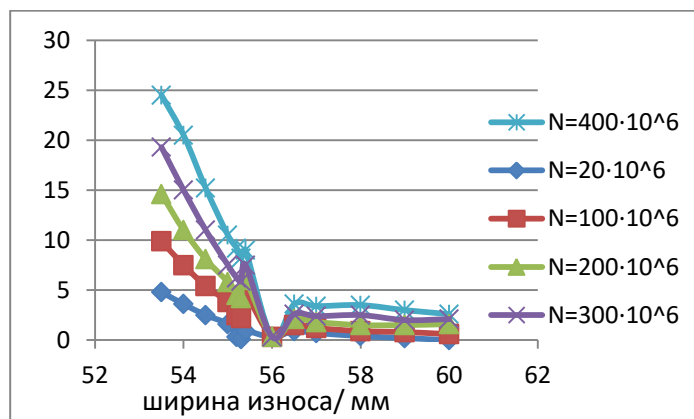


Рисунок 4 — Карта распределения глубины износа по ширине зуба при различных временных точках.

Жёсткость зацепления в процессе работы

Сравнение жёсткости зацепления в цикле показало, что при отсутствии ошибки шага зубьев жёсткость сохраняется постоянной. Введение ошибки приводит к колебательной структуре жёсткости в пределах одного оборота:

$$K_e(t) = K_{nom} + \Delta K \cdot \sin(\omega_{ht} \cdot t) \quad (7)$$

где ω_{ht} — частота следящего зуба.

Спектральный анализ вибраций

Анализ спектра динамической ошибки передачи показал появление боковых частотных полос, обусловленных накопленной ошибкой шага

(рисунок 5). Основной компонент — частота зацепления f_m , сопровождается гармониками $f_m \pm f_{ht}$, $f_m \pm f_{ap}$, где:

$$f_{ht} = \frac{f_{rotor}}{НОК(Z_1, Z_2)} \quad (8)$$

где НОК — наименьшее общее кратное число зубьев ведущего (z_1) и ведомого колёс (z_2).

Коэффициент динамической нагрузки

По результатам моделирования установлено, что коэффициент динамической нагрузки изменяется нелинейно (рисунок 6). На ранней стадии износ снижает его, затем происходит рост, особенно при ошибке шага:

$K_d = 1.73 > 1.38$ при относительном износе 2% и ошибке шага $F_{pk} = 100\%$

1,73 — начальное значение коэффициента (в начале испытаний, при новом профиле зубьев).

1,38 — значение после накопленного износа в 2% и присутствии полной погрешности шага

F_{pk} — накопленная ошибка шага зуба, выраженная в процентах относительно допустимого предела.

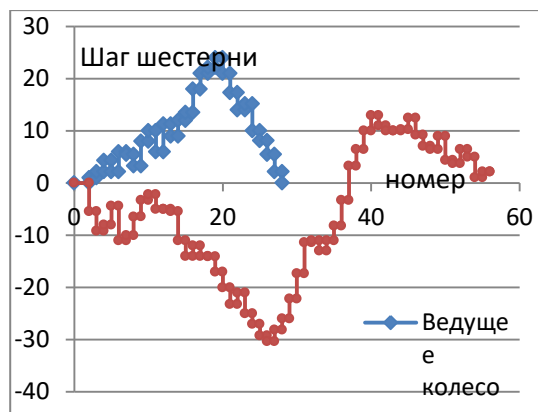


Рисунок 5 — Спектр вибраций при 400 млн циклов (слева — без ошибки шага; справа — с ошибкой).

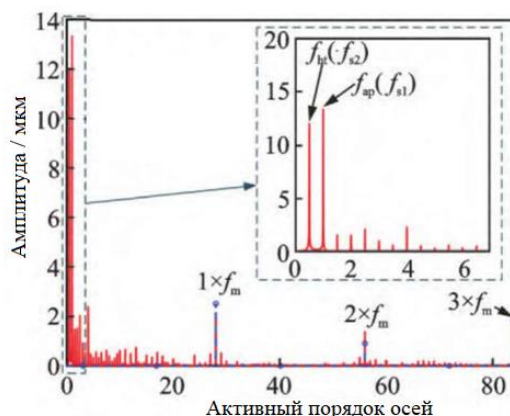


Рисунок 6 — Изменение KdK_dKd в зависимости от количества циклов и накопленной ошибки шага.

Влияние числа зубьев на равномерность износа

Сравнительный анализ пяти пар передач с разным числом зубьев показал, что конфигурации, где числа зубьев взаимно просты, обеспечивают более равномерный износ. Это объясняется полной сменяемостью зацепляющихся пар за полный цикл [4].

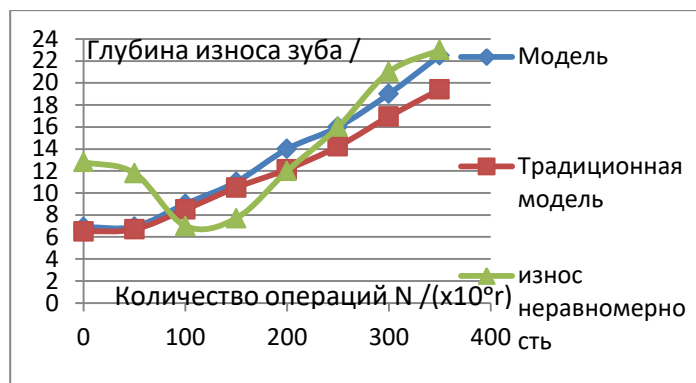


Рисунок 7 — График зависимости коэффициента неравномерного износа от коэффициента следящего зуба.

Конструкция зуба в зацеплении

Моделирование показало, что конструкции с распределением нагрузок по следящим зубьям снижают коэффициент неравномерного износа примерно на 30%, учитывая циклы контакта и ошибки шага. Результаты применимы к зубчатым передачам коробки МТЗ 82.2 и способствуют увеличению ресурса за счёт снижения локального износа [9,11].

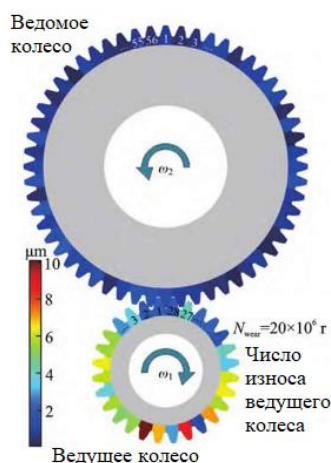


Рисунок 8 — Распределение износа между зубьями — обычная конструкция и зуба в зацеплении.

Глубина износа корня зуба

Оценка глубины износа в корневой зоне показала, что традиционные модели без учёта ошибки шага недооценивают максимальные значения. Разница между моделью и экспериментом достигает 15–20% после 400 млн циклов.

Формирование очагов разрушения

На ведомом колесе при износе свыше 2% наблюдаются очаги выкрашивания на фланцевой части зуба. Это обусловлено направлением касательных сил и циклической концентрацией усилий в зоне снижения перекрытия.

Подтверждение эффективности численной модели

Сопоставление спектров, усилий и коэффициентов с экспериментальными данными показывает хорошее совпадение. Это подтверждает применимость численной модели LTCA + Арчард + динамика ротора для прогноза состояния передачи.

Заключение

Результаты проведённого исследования динамики и износа зубчатых передач в коробке механической передачи трактора МТЗ 82.2 позволяют сделать ряд важных научных и практических выводов, актуальных для повышения надёжности и долговечности данной техники.

Во-первых, установлено, что в начальный период эксплуатации коробки передач (до 1% линейного износа зубьев) наблюдается снижение коэффициента динамичности, что связано с процессами самоприработки, устранением локальных погрешностей профиля и более равномерным распределением контактных нагрузок. На этом этапе обеспечивается более плавное зацепление и снижение вибрационной активности, что способствует увеличению ресурса редуктора.

Во-вторых, дальнейшее нарастание износа (от 2% и более) приводит к росту фона колебаний, сокращению длины линии зацепления и

уменьшению коэффициента перекрытия, что повышает риск возникновения усталостных разрушений зубьев, особенно ведомого колеса. Это существенно снижает эксплуатационную надёжность коробки передач трактора и указывает на необходимость своевременной диагностики и замены изношенных деталей.

В-третьих, математическая модель, построенная на основе метода Load Tooth Contact Analysis (LTCA) с учётом накопленных погрешностей шага зубьев, продемонстрировала высокую точность в описании изменений жёсткости зацепления, распределения контактных нагрузок, глубины износа и вибрационного поведения зубчатой передачи. Впервые удалось количественно смоделировать неравномерность износа между отдельными зубьями и подтвердить эффект последовательного контакта экспериментальными данными.

В-четвёртых, выявлено, что применение зубчатых пар с количеством зубьев, являющимся взаимно простыми числами, способствует снижению коэффициента неравномерного износа на 30% по сравнению с традиционными конфигурациями. Это открывает перспективы для оптимизации конструктивных параметров зубчатых передач в коробках тракторов МТЗ 82.2 с целью повышения их долговечности.

В-пятых, результаты исследования позволяют не только уточнить существующие методы расчёта ресурса коробки механических передач, но и заложить основу для разработки систем предиктивной диагностики на базе анализа динамических параметров и вибрационных характеристик, что существенно повысит эффективность технического обслуживания тракторов.

Таким образом, настоящая работа подтверждает важность комплексного подхода, объединяющего экспериментальные исследования и численное моделирование, для повышения надёжности и ресурса зубчатых передач в коробках механических передач трактора МТЗ 82.2, а

также предлагает конкретные рекомендации для своевременного контроля и замены изношенных элементов.

Литература.

1. Акопян, М. Г. Сопоставление результатов изнашивания зубчатых колес при моделировании и натурных испытаниях [Текст] / М. Г. Акопян, С. С. Резников, В. Н. Федотова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2017. – Т. 23, № 1. – С. 184–189.
2. Фэн, К. Обзор методов мониторинга и прогнозирования износа зубчатых передач на основе вибрации [Текст] / К. Фэн, Дж. Си Джи, К. Ни, М. Бир // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2023. – Т. 182. – Ст. № 109605.
3. Донг, Н. Исследование эволюции износа прямозубых зубчатых колес с учетом динамической жесткости зацепления [Текст] / Н. Донг, К. Цюй, Дж. Чжоу, Р. Тонг, Х. Ван, Ф. Лу // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2023. – Т. 37. – С. 3393–3408.
4. Чен, В. Исследование влияния износа поверхности зубьев на изменяющуюся во времени жесткость зацепления внешней цилиндрической шестерни [Текст] / В. Чен, Ю. Лей, Ю. Фу, Л. Хоу // Mechanism and Machine Theory. – 2021. – Т. 155. – Ст. № 104055.
5. Гао, Х. Б. Динамический анализ системы прямозубых зубчатых колес с дефектами изнашивания зубьев на основе динамического люфта [Текст] / Х. Б. Гао, Ю. Г. Ли, Дж. Лю // Journal of Vibration and Shock. – 2014. – Т. 33. – С. 221–226.
6. Резников, С. С. Основы построения эволюционной модели процесса изнашивания зубчатого зацепления [Текст] / С. С. Резников // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. – 2011. – № 4(2). – С. 296–298.
7. Фэн, К. Использование улучшенной методологии обновления на основе вибрации для прогнозирования износа шестерен [Текст] / К. Фэн, В. Смит, З. Пэн // Engineering Failure Analysis. – 2021. – Т. 120. – Ст. № 105066.
8. Гриб, В. В. Диагностическое моделирование механических систем [Текст] / В. В. Гриб. – Санкт-Петербург : Экспертные решения, 2014. – 448 с.
9. Старжинский, В. Е. Виды повреждений зубчатых колес: типология и рекомендации по предупреждению повреждений [Текст] / В. Е. Старжинский, Ю. Л. Солимтерман, Е. И. Тескер, А. М. Гоман, С. А. Осипенко // Трение и износ. – 2008. – № 5. – С. 465–482.
10. Тимофеев, Г. А. Расчет долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов [Текст] / Г. А. Тимофеев, С. И. Красавин, П. Н. Сильченко, Е. С. Новиков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 9. – С. 12–21. – DOI: 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21.
11. Дубовик, Е. А. Особенности изнашивания зубчатых передач трансмиссий [Текст] / Е. А. Дубовик // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2015. – № 3. – С. 31–35.

References

1. Akopyan, M. G. Sopostavlenie rezul'tatov iznashivaniya zubchaty`x koles pri modelirovani i naturny`x ispy`taniyax [Tekst] / M. G. Akopyan, S. S. Reznikov, V. N. Fedotova // Nauchno-texnicheskie vedomosti SPbGPU. – 2017. – Т. 23, № 1. – С. 184–189.

2. Fe`n, K. Obzor metodov monitoringa i prognozirovaniya iznosa zubchaty`x peredach na osnove vibracii [Tekst] / K. Fe`n, Dzh. Si Dzhi, K. Ni, M. Bir // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2023. – Т. 182. – Ст. № 109605.
3. Dong, N. Issledovanie e`volyucii iznosa pryamozuby`x zubchaty`x koles s uchetom dinamicheskoy zhestkosti zacepleniya [Tekst] / N. Dong, K. Czyuj, Dzh. Chzhou, R. Tong, X. Van, F. Lu // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2023. – Т. 37. – S. 3393–3408.
4. Chen, V. Issledovanie vliyaniya iznosa poverxnosti zub`ev na izmenyayushhuyusya vo vremeni zhestkost` zacepleniya vneshnej cilindricheskoy shesterni [Tekst] / V. Chen, Yu. Lej, Yu. Fu, L. Xou // Mechanism and Machine Theory. – 2021. – Т. 155. – Ст. № 104055.
5. Gao, X. B. Dinamicheskij analiz sistemy` pryamozuby`x zubchaty`x koles s defektami iznashivaniya zub`ev na osnove dinamicheskogo lyufta [Tekst] / X. B. Gao, Yu. G. Li, Dzh. Lyu // Journal of Vibration and Shock. – 2014. – Т. 33. – S. 221–226.
6. Reznikov, S. S. Osnovy` postroeniya e`volyucionnoj modeli processa iznashivaniya zubchatogo zacepleniya [Tekst] / S. S. Reznikov // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N. I. Lobachevskogo. – 2011. – № 4(2). – S. 296–298.
7. Fe`n, K. Ispol`zovanie uluchshennoj metodologii obnovleniya na osnove vibracii dlya prognozirovaniya iznosa shesterev [Tekst] / K. Fe`n, V. Smit, Z. Pe`n // Engineering Failure Analysis. – 2021. – Т. 120. – Ст. № 105066.
8. Grib, V. V. Diagnosticheskoe modelirovanie mexanicheskix sistem [Tekst] / V. V. Grib. – Sankt-Peterburg : E`kspertny`e resheniya, 2014. – 448 s.
9. Starzhinskij, V. E. Vidy` povrezhdenij zubchaty`x koles: tipologiya i rekomendacii po preduprezhdeniyu povrezhdenij [Tekst] / V. E. Starzhinskij, Yu. L. Solimtermann, E. I. Tesker, A. M. Goman, S. A. Osipenko // Trenie i iznos. – 2008. – № 5. – S. 465–482.
10. Timofeev, G. A. Raschet dolgovechnosti zubchaty`x mexanizmov e`lektromexanicheskix privodov [Tekst] / G. A. Timofeev, S. I. Krasavin, P. N. Sil`chenko, E. S. Novikov // Izvestiya vy`sshix uchebny`x zavedenij. Mashinostroenie. – 2017. – № 9. – S. 12–21. – DOI: 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21.
11. Dubovik, E. A. Osobennosti iznashivaniya zubchaty`x peredach transmissij [Tekst] / E. A. Dubovik // Trenie i smazka v mashinax i mexanizmax. – 2015. – № 3. – S. 31–35.