

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.114.2

Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПО АНАЛИЗУ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

UDC 629.114.2

G. L. Antipenko, V. A. Sudakova, M. G. Shambalova

EVALUATION OF TECHNICAL CONDITION OF TOOTHED GEARS BASED ON THE ANALYSIS OF THE KINEMATIC ERROR OF A GEAR TRANSMISSION

Аннотация

Описан метод оценки технического состояния зубчатых колес передач, основанный на анализе характера изменений кинематической и циклической погрешностей при отслеживании относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов импульсным способом. Предложенный метод позволяет выявлять наличие единичных дефектов зубьев, определять их величину и место расположения в кинематической цепи трансмиссии, оценивать неравномерность износа зубьев или эксцентриситета как одной пары зубчатых колес, так и многоступенчатой передачи.

Ключевые слова:

трансмиссия, зубчатые колеса, единичный дефект, кинематическая погрешность, относительные угловые перемещения, импульсный способ.

Abstract

The article describes the method for ng technical condition of toothed gears in gear transmissions based on the analysis of changes in kinematic and cyclic errors while tracking the relative angular displacements of driving and driven shafts by using a pulse method. The proposed method allows detecting defects of individual teeth, determining their size and location in the kinematic chain of the transmission, estimating the eccentricity or uneven wear of teeth both in gears of one pair and in a multiple transmission.

Key words:

gear transmission, toothed gears, single defect, kinematic error, relative angular displacements, pulse method.

Введение

Одно из важнейших требований при производстве автомобилей, карьерных самосвалов, тракторов, строительно-дорожной техники – это высокая надежность в эксплуатации. Существуют два направления повышения надежности машин – совершенствование системы технической эксплуатации в

направлении поддержания начального уровня надежности машин во время всего срока службы и повышение начального уровня надежности за счет увеличения стоимости машин. Зубчатые передачи, являясь неотъемлемой частью этих машин, во многом определяют их надежность. С течением времени техническое состояние зубчатых передач

ухудшается: изнашиваются рабочие поверхности зубьев, возникают единичные дефекты – обломы зубьев или их частей, сколы или выкрашивания рабочих поверхностей зубьев вследствие усталостных разрушений, появляется кинематическая погрешность передачи из-за неравномерного износа зубьев по окружности. Все это неизменно сказывается на неравномерности вращения ведомого вала, вызывающей дополнительные динамические нагрузки. Они могут не вызывать непосредственно поломок деталей, но существенно сказываются на их усталостной прочности и долговечности.

Нормативными документами по техническому диагностированию трансмиссий мобильных машин предусматривается оценивать состояние зубчатых передач по суммарному угловому зазору, характеризующему износ рабочих поверхностей зубьев. Но суммарный угловой зазор – это интегральный показатель, который не дает полного представления о состоянии отдельных элементов привода, поскольку он может быть получен из-за большого износа одного зубчатого колеса или небольших износов всех колес привода. Теоретически, если некоторые зубчатые колеса участвуют в передаче вращения на разных ступенях коробки передач в трансмиссии, то, составив матрицу диагностирования по передачам, можно с какой-то долей вероятности вычленивать те зубчатые колеса, которые имеют наибольший износ. Но на практике таких алгоритмов нет. С точки зрения восстановления работоспособности трансмиссии это является существенным недостатком такого диагностического параметра как суммарный угловой зазор, поскольку при его превышении нельзя заранее оценить объемы необходимых ремонтных работ.

Для зубчатых колес редукторов в приводах грузоподъемных кранов прекращение эксплуатации предусмотрено

при износе зуба по делительной окружности свыше 20 % либо при поломке зуба или при выкрашивании более 30 % поверхности зуба на глубину более 5 % толщины зуба [1]. Поломка одного зуба не приведет к заклиниванию редуктора, поскольку имеется перекрытие передачи, но вызовет дополнительные динамические нагрузки, приводящие к быстрому разрушению привода или металлоконструкции, на которой закреплен привод. В настоящее время точно выявить эти дефекты можно только при вскрытии привода и визуальном осмотре и обмере его зубчатых колес. Поэтому актуальной является задача по разработке метода безразборной оценки состояния зубчатых передач приводов машин в процессе эксплуатации. Если на ранней стадии обнаружить появление единичных дефектов и произвести ремонт, то можно избежать неожиданных поломок трансмиссии в эксплуатации, которые ведут к большим затратам времени и средств на их устранение.

Анализируя работу привода, можно отметить, что вращательное движение в зубчатой передаче передается от ведущего звена к ведомому по рабочей поверхности зуба. В случае возникновения на этих поверхностях дефектов или неравномерного износа зубьев будет появляться неравномерность вращения ведомого вала, вызванная изменением его положения относительно ведущего. Наличие и величину единичных дефектов можно оценить кинематической погрешностью передачи. Кинематическая погрешность зубчатой передачи является величиной, характеризующей кинематическую точность, т. е. согласованность углов поворота ведомого и ведущего валов, а плавность работы передачи характеризуется циклической погрешностью. При этом причиной возникновения кинематической погрешности может служить не только дефект или неравномерный износ рабочих поверхностей зубьев, но и погрешности изготовления и сборки

зубчатых колес, т. е. кинематическая погрешность является комплексным показателем состояния зубчатой передачи, как новой, так и бывшей в эксплуатации. Но, как и в случае использования параметра «суммарный угловой зазор», по кинематической погрешности передачи сложно оценивать состояние отдельных элементов привода. Даже если имеется облом зуба какого-либо колеса, то он по-разному будет отражаться на кинематической погрешности в зависимости от его места расположения в кинематической цепи привода. Следовательно, для поиска такого дефекта, как облом зуба, необходимо знать, как он отражается на кинематической погрешности в зависимости от его места расположения. Это существенно осложняет задачу, поскольку надо вначале определить местонахождение дефекта, а потом по его величине на выходе привода оценить реальную величину дефекта зуба. Попытки решить эту задачу с помощью виброакустических методов не привели к созданию надежных алгоритмов диагностирования.

Величину дефекта можно оценить, отслеживая относительные углы поворота $\Delta\varphi$ ведущего зубчатого колеса по отношению к ведомому, а место расположения дефекта – по шагу его повторного появления и сопоставления с шагом полного оборота того или иного колеса, находящегося в том или ином месте кинематической цепи передачи. Необходимо знать, какой дефект покажет выломанный зуб, т. к. зубчатая передача характеризуется коэффициентом перекрытия. Для решения задачи определения разницы углов поворота ведущего колеса относительно ведомого при прохождении максимального дефекта создана анимационная модель, особенностью которой является то, что перемещение ведомого колеса осуществляется путем обкатки поверхностей сопрягаемых профилей зубьев, позволяющей обкатывать и контур де-

фекта, переводя его в угол поворота ведомого зубчатого колеса [2].

Приняв за максимальную величину дефекта облом одного зуба и смоделировав на анимационной модели прохождение этого дефекта, установили, что разница $\Delta\varphi$ действительного угла поворота зубчатого колеса с теоретическим углом поворота будет существенно меньше самого дефекта, поскольку по условию непрерывности и плавности хода передачи коэффициент торцового перекрытия больше единицы (рис. 1). Исследования показали, что облом зуба соответствует дефекту в виде выкрашивания рабочей поверхности зуба по всей ширине, равной 0,3 его толщины по диаметру делительной окружности зубчатого колеса s .

Для теоретического определения угла рассогласования $\Delta\varphi$ при максимальном дефекте следует иметь в виду, что дефект зуба может проявиться только в зоне однопарного зацепления. Прохождение дефекта при передаче момента будет сопровождаться ускоренным движением ведущего вала, поскольку происходит разрыв кинематической связи и сопротивление движению становится равным нулю. После прохождения дефекта кинематическая связь восстанавливается за счет ускоренного поворота ведомого колеса путем обкатки сопрягаемой поверхности последующим зубом. По этой причине и появляются дополнительные динамические нагрузки в приводе, в котором имеются единичные дефекты.

Но единичный дефект – это импульсное, кратковременное воздействие, влияющее на неравномерность вращения выходного вала привода, которая оценивается кинематической погрешностью передачи. Циклическая погрешность передачи, включающая накопленную погрешность шага зацепления, вызванную как неравномерным износом зубьев по окружности, так и погрешностью изготовления и монтажа, кроме дефектов, вызывает неравномер-

ность вращения. Таким образом, кинематическая погрешность – это интегральный показатель, включающий влияние как единичных или локальных дефектов зубьев, так и циклической погрешности. Если выделить из кинемати-

ческой погрешности эти составляющие, ее можно использовать как информативный диагностический параметр для более точной оценки технического состояния зубчатых передач и перспектив их дальнейшей эксплуатации.

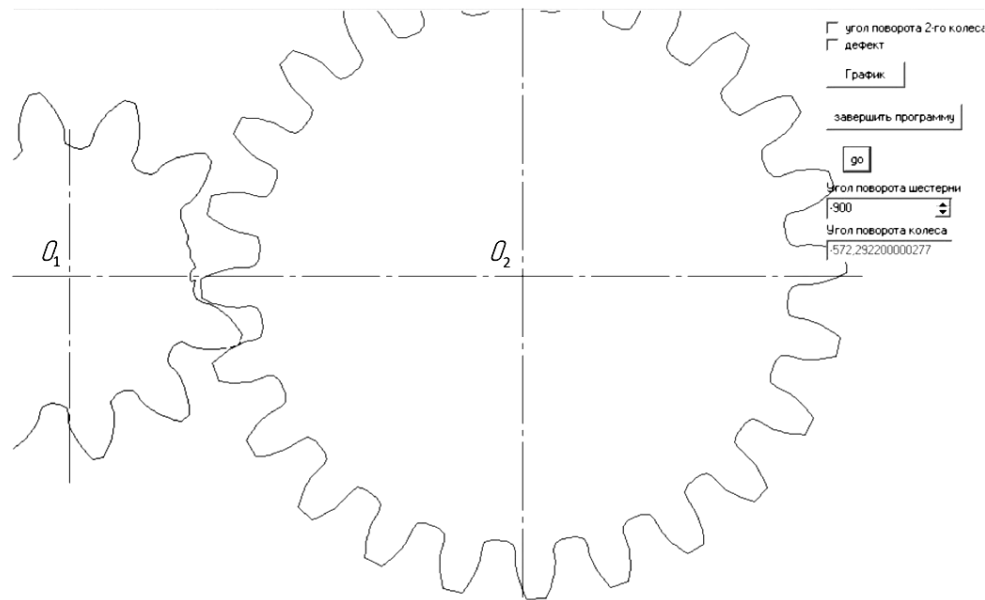


Рис. 1. Обкатка максимального дефекта зуба

В зависимости от назначения приводов зубчатые колеса изготавливаются различных степеней точности, для которых установлены нормы кинематической точности, нормы плавности и контакта зубьев колес и передач, а их предельные величины в эксплуатации не определены. С другой стороны, одним из признаков предельного состояния привода является появление единичного дефекта в виде выломанного зуба. Следовательно, задачей диагностики зубчатого привода в эксплуатации является не только определение суммарного углового зазора, но и поиск обломов зубьев в кинематической цепи привода.

Неравномерность вращения выходного вала, а следовательно, и кинематическую погрешность оценивают по результатам измерения колебаний частоты вращения за один оборот диагностируемой передачи. Для измерения неравномерности частоты вращения при-

меняют специальные приборы – кинематомеры, имеющие, как правило, на выходе регистрирующие приборы. Приспособить их для диагностики приводов в процессе эксплуатации довольно проблематично. По мнению авторов, наиболее приемлемым способом определения неравномерности вращения выходного вала является контроль относительных угловых перемещения ведущего и ведомого валов импульсным способом с помощью компьютерных средств. Для этого с ведущим зубчатым колесом связывают датчик углового перемещения высокой (опорной) частоты, а с ведомым, в зависимости от задач диагностирования, либо датчик зубцовой частоты ведомого колеса – для оценки наличия и величины единичного дефекта, либо высокочастотный датчик углового положения ведомого вала – для оценки циклической погрешности передачи, информация от которых обраба-

тывается компьютером по определенным алгоритмам [3]. Схема импульсного способа контроля относительных уг-

ловых перемещений ведущего и ведомого зубчатых колес показана на рис. 2.

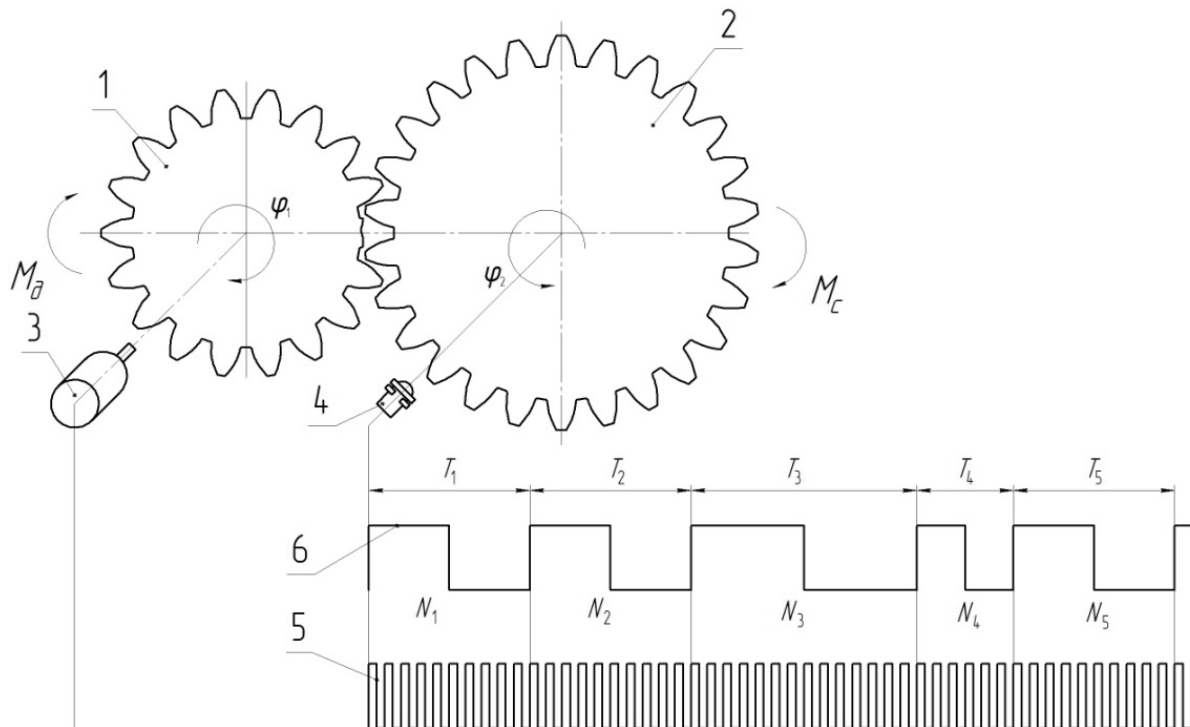


Рис. 2. Схема импульсного способа контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого колес зубчатой передачи: 1 – ведущее колесо; 2 – ведомое колесо; 3 – датчик опорного сигнала; 4 – датчик выходного сигнала; 5 – импульсы опорного сигнала; 6 – импульсы от каждого зуба ведомого колеса

С ведущим колесом 1 связан датчик опорного сигнала 3, в качестве которого использован энкодер (датчик угла поворота) с высоким разрешением, выдающий большое количество (до 2500) импульсов опорного сигнала 5 за один оборот ведущего колеса (угол φ_1) при подведении крутящего момента M_d , а с ведомым зубчатым колесом 2, на которое действует момент сопротивления M_c , связан датчик 4, выдающий импульсы от каждого зуба 6 ведомого колеса при повороте его на угол φ_2 , которые поступают на плату сбора данных для накопления информации и последующей передачи на компьютер для обработки массивов данных (обработка может осуществляться в режиме реального времени).

Алгоритм поиска единичных де-

фектов зубьев в этом случае включает анализ шага зацепления ведомого колеса по количеству импульсов опорного сигнала, генерируемых датчиком угла поворота ведущей шестерни. При отсутствии дефекта зуба количество опорных импульсов N_1 и N_2 (см. рис. 2) на каждом шаге зубчатого колеса T_1 и T_2 одинаковое, поскольку между ведомым и ведущим колесами имеется жесткая кинематическая связь. Отклонение количества импульсов опорного сигнала N_3 и N_4 в двух последовательных шагах зубьев T_3 и T_4 от других значений (T_1 , T_2 , T_5) сначала в большую сторону, а затем в меньшую свидетельствует о наличии дефекта зуба, поскольку при прохождении дефекта ведущий вал поворачивается на больший угол, т. к. ведомый останавливается при разрыве кинематической связи, а затем

на меньший, поскольку движение ведомого колеса ускоряется при восстановлении кинематической связи. При этом разница в количествах опорных импульсов будет характеризовать величину дефекта, а их сумма в шагах $T3$ и $T4$ будет равна сумме опорных импульсов шагов $T1$ и $T2$, т. к. после прохождения единичного дефекта кинематическая связь восстанавливается.

Чем больше разность между большим и меньшим значениями опорных импульсов в шагах $T3$ и $T4$, соответствующих прохождению зуба и впадины, тем больше дефект. Если соотнести эту разницу, соответствующую прохождению дефектного зуба к половине опорных импульсов в шаге, при котором кинематическая связь не была нарушена, например в шаге $T1$ или $T2$, то получим величину дефекта в долях толщины зуба по делительной окружности.

Принадлежность дефекта тому или иному зубчатому колесу можно установить по углу поворота выходного вала при повторном его появлении. Если дефект в зубчатом колесе, расположенном на выходном валу, то он проявляется за полный оборот этого вала, если на ведущем валу, то за один оборот выходного вала он появиться u раз, где u – передаточное число зубчатой передачи.

Накопленная погрешность шага зацепления зубчатой передачи будет вызывать изменение мгновенного передаточного числа вначале в большую, затем в меньшую сторону, или наоборот. В этом случае в каждом последующем шаге зубьев количество опорных импульсов вначале будет уменьшаться по отношению к теоретическому, а затем увеличиваться.

Экспериментальное определение единичного дефекта зуба импульсным способом.

Для проверки выдвинутых предположений была создана экспериментальная установка (рис. 3), представляющая собой зубчатую пару, имеющую $Z_1 = 20$ зубьев и $Z_2 = 50$ зубьев с модулем

$m = 3,15$ и толщиной зуба по диаметру делительной окружности $s = 4,95$ мм. С ведущим колесом 1 связан задатчик высокочастотного опорного сигнала 4, представляющий собой фотоэлектрический преобразователь углового перемещения ВЕ-178А, генерирующий 2500 импульсов за один оборот, а с ведомым колесом 2 – аналогичный датчик углового перемещения 5, генерирующий 1024 импульса за один оборот. Напротив зубчатого венца ведомого колеса установлен также датчик зубцовой частоты 3, генерирующий прямоугольные импульсы напряжения на основе эффекта Холла при прохождении под ним каждого зуба. Все датчики запитаны от источника питания 6, а дискретные сигналы от них в виде прямоугольных импульсов поступали на плату сбора данных 7, после чего полученный массив данных обрабатывался по разработанным алгоритмам на ЭВМ 8.

На шестерне зубчатой пары был выполнен единичный дефект зуба, величину и место расположения которого следовало установить.

Идентификацию дефекта проводили по изменению шага зуба ведомого колеса в количестве импульсов опорного сигнала, поступающих с ведущей шестерни. Для установления величины единичного дефекта зубчатой пары и места его нахождения (на ведущем или ведомом колесе) использовалась информация, поступающая от высокочастотного датчика угла поворота ведущего колеса и датчика зубцовой частоты. Параметры импульсной системы, позволяющей установить величину и принадлежность единичного дефекта, сведены в табл. 1.

График, приведенный на рис. 4, а, соответствует результатам проведения диагностирования при отсутствии единичного дефекта зуба в зубчатой передаче. Ось абсцисс графиков соответствует количеству импульсов, генерируемых датчиком зубцовой частоты $N_{\text{вых}}$, по оси ординат откладывается количество

опорных импульсов в каждом выходном $N_{оп/вых}$.

При повороте ведомого колеса на один зуб (точка на графике), количество опорных импульсов близко к теоретиче-

скому значению в 125 импульсов. Колебание значения этого параметра вызвано как результатами округления подсчета импульсов, так и кинематической погрешностью передачи.

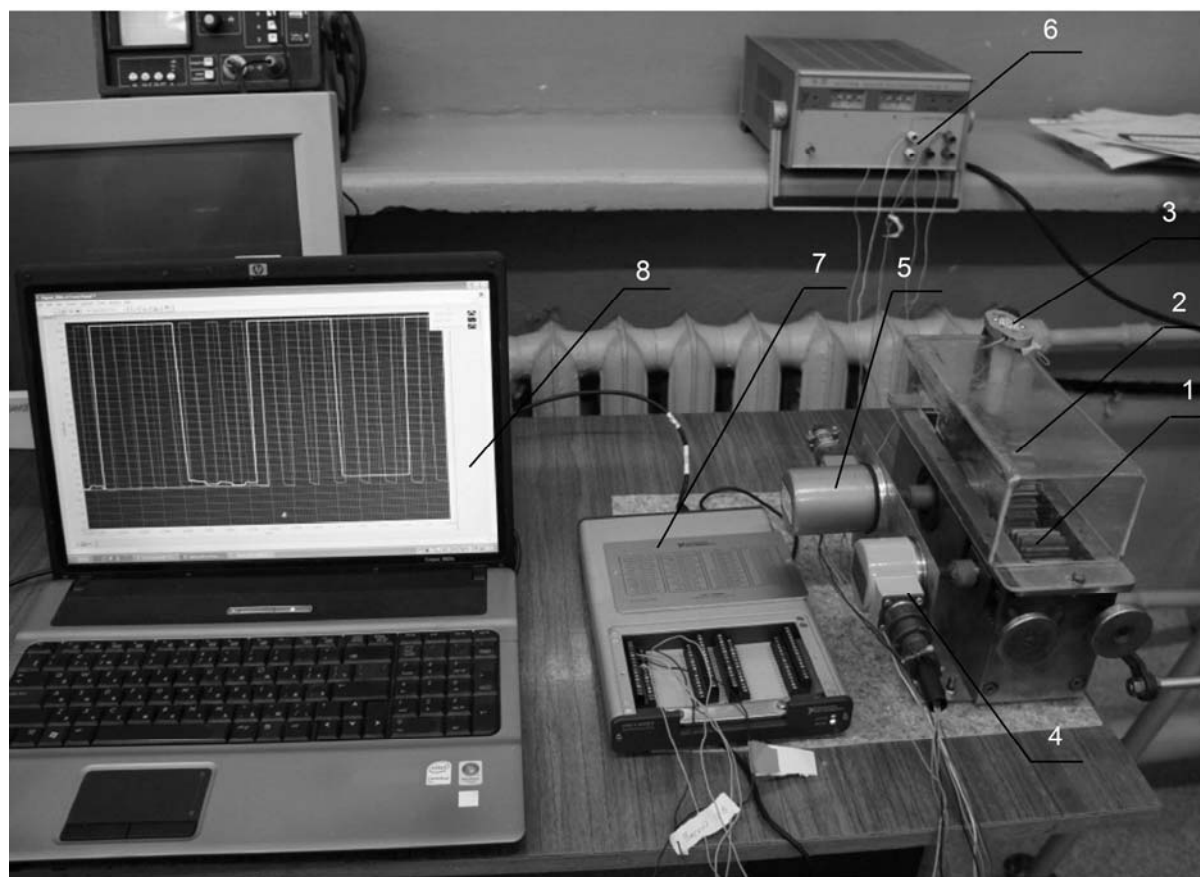


Рис. 3. Экспериментальная установка: 1 – ведущее зубчатое колесо; 2 – ведомое зубчатое колесо; 3 – датчик Холла; 4 – датчик высокочастотного опорного сигнала; 5 – датчик углового перемещения ведомого зубчатого колеса; 6 – блок питания; 7 – плата сбора данных; 8 – ЭВМ

Табл. 1. Параметры импульсной системы для диагностирования единичного дефекта в зубчатой паре

Количество опорных импульсов за один оборот ведущего колеса $N_{оп1}$, имп	Количество опорных импульсов за один оборот ведомого колеса $N_{оп2}$, имп	Шаг повторного появления дефекта на ведущем колесе T_1 , имп	Шаг повторного появления дефекта на ведомом колесе T_2 , имп	Количество опорных импульсов, приходящихся на один зуб ведомого колеса, $N_{оп1/зуб}$, имп
2500	6250	20	50	125

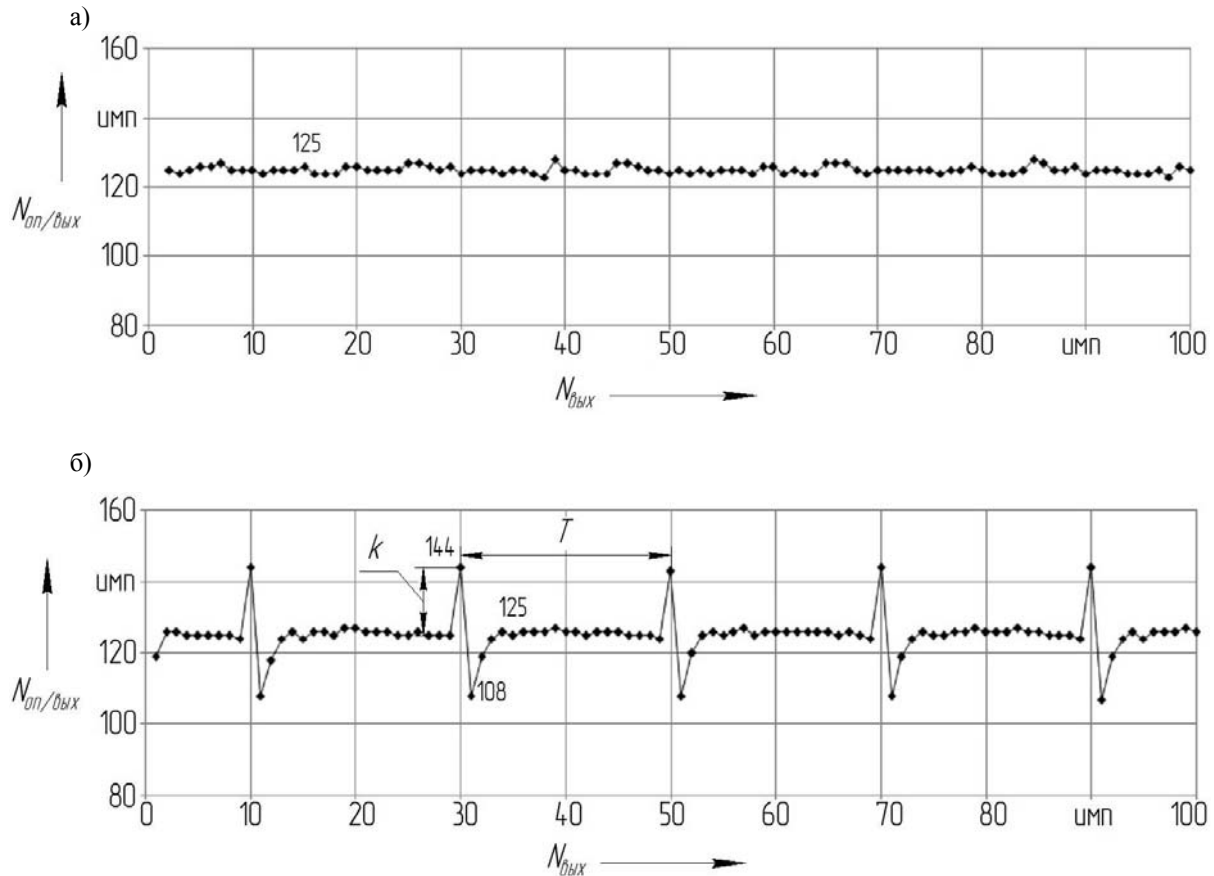


Рис. 4. Графики изменения количества импульсов опорного сигнала на каждом выходном при отсутствии (а) и наличии (б) дефекта зуба

При наличии единичного дефекта график изменения количества импульсов опорного сигнала в каждом выходном имеет вид, представленный на рис. 4, б. Пики на графике соответствуют моменту прохождения дефекта, когда кинематическая связь зубчатых колес нарушается. При прохождении дефекта количество опорных импульсов на одном из шагов резко возрастает от 125 до 144 (ведомое колесо приостанавливается, а ведущее продолжает вращаться и генерировать опорные импульсы), а затем происходит ускоренное восстановление кинематической связи на последующих периодах (108 и 120 импульсов) и восстанавливается до теоретических 125 импульсов. Размер дефекта характеризует величина k , которая определяется как разница количества импульсов опорного сигнала в од-

ном выходном при установившейся работе передачи и в момент прохождения дефекта. Для исследуемой зубчатой передачи величина k , характеризующая величину дефекта, определится как

$$k = 144 - 125 = 19 \text{ имп.}$$

Величина единичного дефекта def определяется как отношение разницы количества импульсов опорного сигнала в одном выходном k к половине от теоретического значения импульсов в одном периоде зубцовой частоты $N_{он1зуб}$, соотнесенной с толщиной зуба по диаметру делительной окружности s :

$$def = \frac{2k}{N_{он1зуб}} \cdot s_c = \frac{2 \cdot 19}{125} \cdot 4,95 = 1,5 \text{ мм.}$$

Дефект величиной 1,5 мм при толщине зуба $s = 4,95$ мм составляет 30 % его толщины. Шаг повторного появления составляет $T_1 = 20$ импульсов выходного сигнала, что соответствует принадлежности дефекта ведущему зубчатому колесу. В случае, если дефект находился бы на ведомом колесе, шаг повторного появления был бы $T_2 = 50$ импульсов.

Таким образом, оценка технического состояния зубчатой пары по анализу характера изменения кинематической погрешности посредством контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого колес путем подсчета импульсов высокочастотного опорного сигнала в каждом импульсе зубцовой частоты ведомого колеса позволяет установить факт наличия единичного дефекта в зацеплении, выявить степень разрушения зуба и определить принадлежность его к одному из зубчатых колес.

Оценка неравномерности износа зубьев зубчатой пары импульсным способом. При проведении оценки технического состояния любого зубчатого привода необходимо принимать во внимание влияние циклической погрешности передачи на неравномерность вращения выходного вала, т. к. при неравномерном износе зубьев передачи существенно изменяется плавность работы привода. Поэтому важно уметь определять значение циклической погрешности диагностируемой передачи, от которой во многом зависит динамическая нагруженность привода.

Определение циклической погрешности зубчатых колес по их относительным угловым перемещениям предлагается осуществлять с помощью двух высокочастотных датчиков углового положения ведущего и ведомого валов. При использовании на выходном валу датчика с $N_{\text{вых}} = 1024$ импульса за один оборот количество опорных импульсов должно быть постоянным и иметь значение N_{const} .

$$N_{\text{const}} = \frac{N_{\text{on2}}}{N_{\text{вых}}} = \frac{6250}{1024} = 6,104 \text{ имп.} \quad (1)$$

Наибольшую кинематическую погрешность передачи F'_{ior} можно определить, фиксируя накопленное отклонение фактического значения количества импульсов опорного сигнала в каждом n -м выходном от истинного теоретического значения за эти же n импульсов:

$$F'_{\text{ior}} = \sum_{i=1}^n N_{\text{oni}} - \sum_{i=1}^n N_{\text{consti}} \quad (2)$$

В результате получаем график кинематической погрешности зубчатой передачи F'_{ior} (рис. 5), по которому легко определить наибольшее значение по размаху A изменения кинематической погрешности передачи в импульсах опорного сигнала $A = 32$ или в угле поворота ведущего вала φ_{pad} .

$$\varphi_{\text{pad}} = 2\pi A / u N_{\text{on1}}, \quad (3)$$

где u – передаточное число привода; N_{on1} – количество импульсов опорного сигнала за один оборот ведущего вала, имп.

При наличии в зубчатой передаче единичного дефекта кинематическая погрешность передачи имеет вид, представленный на рис. 6.

Анализируя графическую зависимость, представленную на рис. 6, по шагу T_1 повторного появления пиков, который соответствует моменту прохождения дефекта, можно установить его принадлежность. За этот шаг ведомое колесо повернулось на угол, соответствующий 410 импульсам выходного сигнала. Поскольку в каждом выходном импульсе содержится 6,104 импульса опорного сигнала, то шаг появления единичного дефекта в количестве импульсов опорного сигнала будет равен 2500, что соответствует одному обороту ведущего зубчатого колеса. Определив принадлежность дефекта, можно найти и его величину. Относительно начала

выброса величина дефекта составляет те же 19 импульсов, что и в предыдущем случае определения величины дефекта,

что подтверждает правильность предложенной методики.

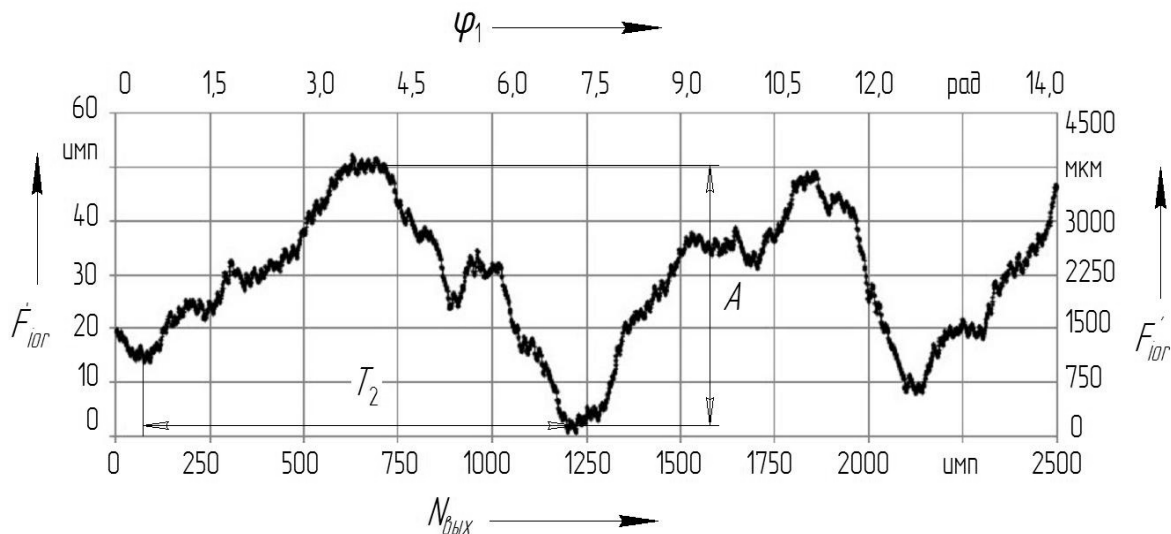


Рис. 5. Определение кинематической погрешности диагностируемой передачи: T_2 – шаг, соответствующий ведомому колесу

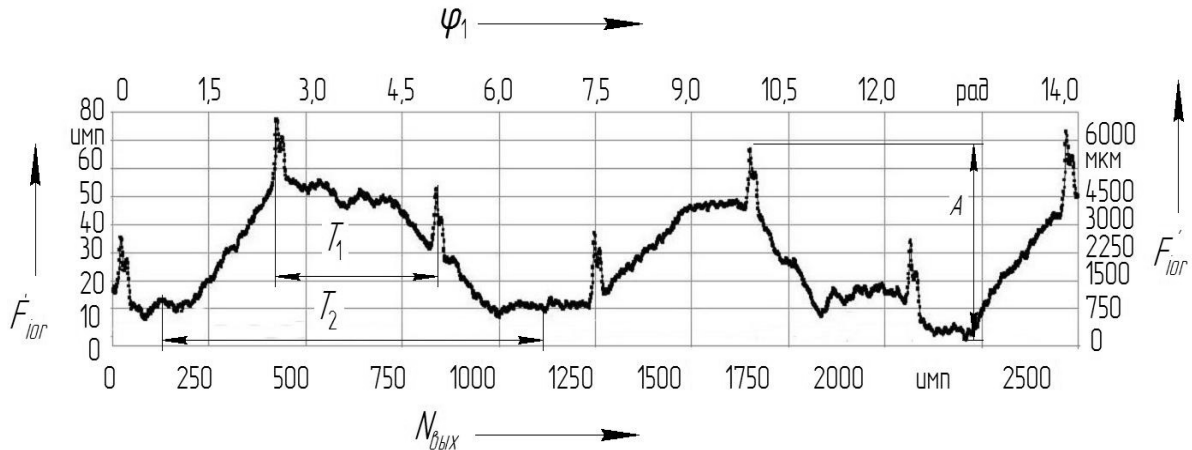


Рис. 6. График кинематической погрешности диагностируемой передачи: T_1 – шаг полного оборота ведущего вала; T_2 – шаг полного оборота ведомого вала; A – максимальный размах изменения циклической погрешности передачи; k – выброс от единичного дефекта

Однако зубчатая передача, состоящая из двух звеньев, на практике встречается довольно редко. Поэтому важно опробовать алгоритм определения кинематической и циклической погрешностей и для многоступенчатого привода.

В качестве многоступенчатого привода для экспериментальных исследований взята четырехступенчатая коробка передач автомобиля, выработавшего свой ресурс, имеющая по две пары зубчатых зацеплений на каждой ступени и обломанный зуб на шестерне ве-

дущего вала (рис. 7).

Для отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода использовались преобразователи угловых перемещений, генерирующие 2500 и 1024 имп/об соответственно на ведущем и ведомом валах.

Первичный диагностический сигнал по определению количества опорных импульсов в каждом выходном при диагностировании первой передачи с $U_2 = 6,4$ имеет вид, представленный на рис. 8.

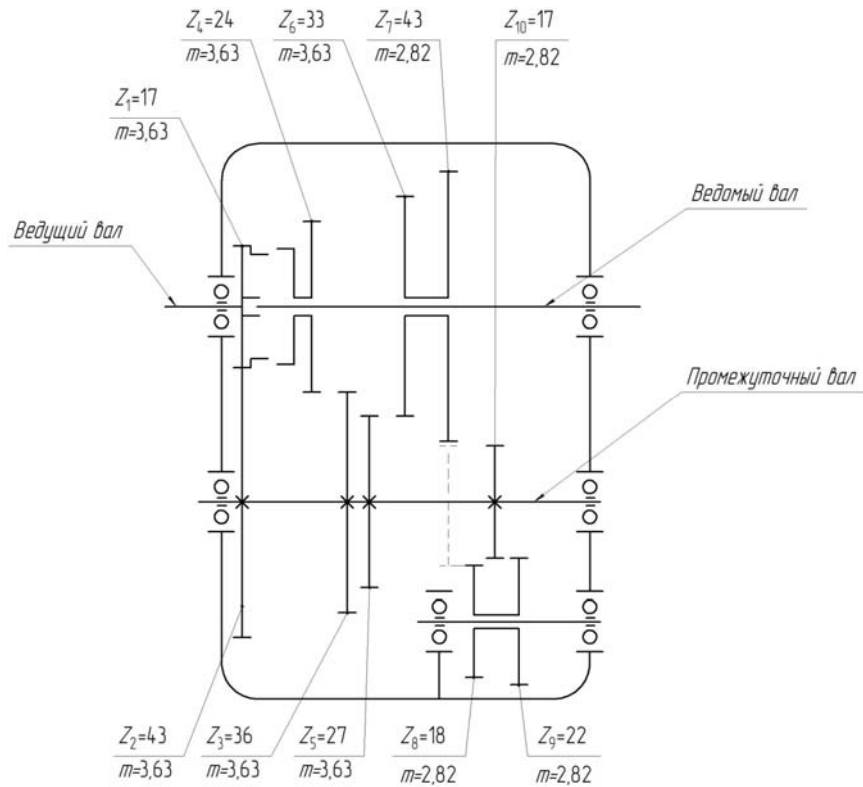


Рис. 7. Четырехступенчатая коробка передач автомобиля

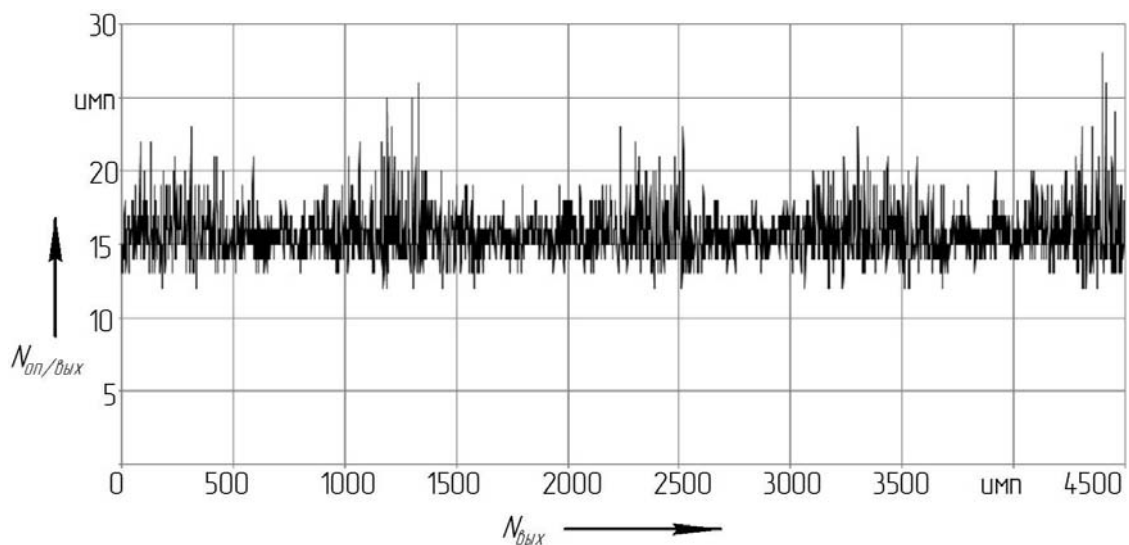


Рис. 8. Первичный диагностический сигнал при оценке состояния многоступенчатой передачи

Информативная способность этого сигнала невелика, хотя он свидетельствует об изменениях кинематической погрешности, если сравнивать с эталонным сигналом, снятым на новом

приводе. Но, обрабатывая этот сигнал по алгоритму, описанному выражением (2), получаем график изменения кинематической погрешности двухступенчатого привода (рис. 9).

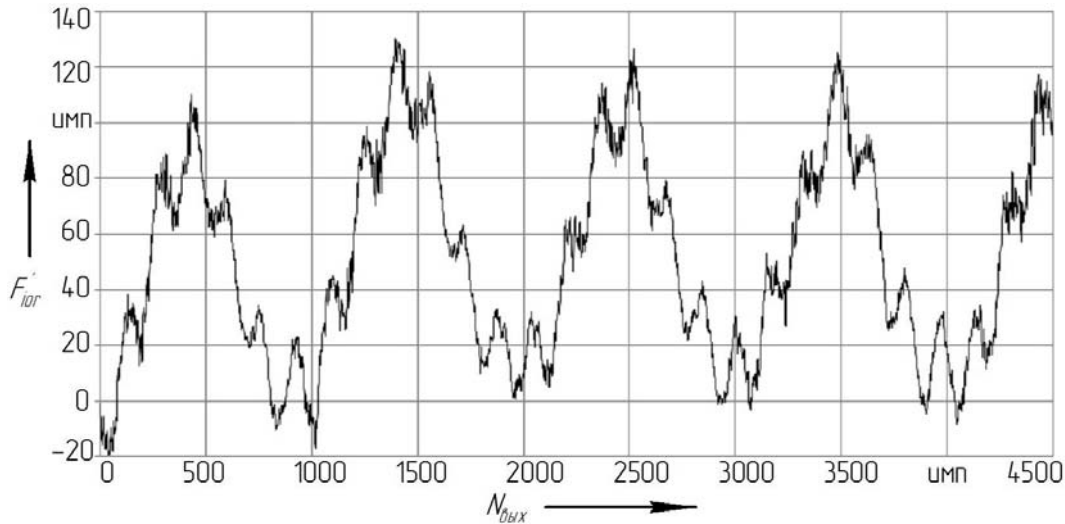


Рис. 9. График изменения кинематической погрешности двухступенчатого привода при $U_2 = 6,4$

На графике видны две гармонические составляющие кинематической погрешности передачи, наложенные друг на друга, – от шестерни входного вала размахом около 30 импульсов и выходного зубчатого колеса размахом около 140 импульсов. При этом видно, что за один оборот выходного зубчатого колеса (низкочастотные колебания) появляется 6,4 колебаний более высокой частоты, соответствующие 6,4 оборотам ведущей шестерни в приводе с передаточным числом 6,4.

Наибольшая величина кинематической погрешности одной зубчатой пары колес 8-й степени точности составляет 200 мкм. Если пересчитать импульсы на рис. 9 в линейные величины, то наибольшая величина кинематической погрешности для первой пары зубчатых колес составит 2300 мкм, для второй 2060 мкм, что более чем в 10 раз превышает допустимые по ГОСТу для новой исследуемой передачи. При анализе высокочастотных колебаний графика

кинематической погрешности (см. рис. 9) обнаружены выбросы колебаний, которые идентифицированы как единичные дефекты (рис. 10). По шагу повторного проявления T_1 и T_2 определена принадлежность дефекта зубчатому колесу входного вала привода.

Величина дефекта определяется величиной выброса, составляющей 19 импульсов опорного сигнала, что соответствует размеру дефекта, равному трети толщины зуба по диаметру делительной окружности s . С учетом величины перекрытия передачи этот дефект соответствует выломанному зубу на ведущей шестерне привода.

Таким образом, имея возможность определения величины и местонахождения единичных дефектов зубьев и величины циклической погрешности каждой пары зубчатой передачи, можно более точно диагностировать зубчатые приводы, определяя опасность дефектов для дальнейшей эксплуатации и своевременного вывода их в ремонт.



Рис. 10. Фрагмент графика изменения кинематической погрешности передачи

Выводы

Предложенный метод определения единичных дефектов, их величины и месторасположения в кинематической цепи привода, а также циклической погрешности по анализу изменения кинематической погрешности передачи, определяемой путем отслеживания относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов привода импульсным способом, позволяет более точно оценивать техническое состояние

не только зубчатой пары, но и более сложного привода. Поскольку максимальная величина единичного дефекта регламентирована нормативными документами, то предложенный способ диагностики зубчатых передач по анализу кинематической погрешности позволит проводить мониторинг технического состояния трансмиссий для своевременного ремонта и упреждения выхода из строя приводов машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методические рекомендации по проведению технического диагностирования грузоподъемных кранов с истекшим сроком службы. – Минск : БОИМ, 2006. – 328 с.
2. Антипенко, Г. Л. Моделирование единичных дефектов в зубчатых зацеплениях приводов машин / Г. Л. Антипенко, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 2. – С. 6–16.
3. Пат. 6802 ВУ, С 1 G 01 M 13/02. Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.]. – № a20020570 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.03.03. – 5 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 16 мая 2016 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-45-34-95.

Вероника Александровна Судакова, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: www.veronia111@yandex.ru.

Марина Григорьевна Шамбалова, инженер, ИООО «Эпам Системз». Тел.: +375-447-16-06-69.

Grigory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-45-34-95.

Veronika Aleksandrovna Sudakova, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. E-mail: www.veronia111@yandex.ru.

Marina Grigoryevna Shambalova, engineer, IOOO «Epm Systems». Phone: +375-447-16-06-69.