
УДК 629.114.2

М. Г. Шамбалова

МЕТОДИКА ВЫЯВЛЕНИЯ ЕДИНИЧНЫХ ДЕФЕКТОВ ЗУБЬЕВ И ОЦЕНКА ИХ ВЛИЯНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДА

UDC 629.114.2

M. G. Shambalova

METHODS FOR DETECTING SINGLE GEAR TEETH DEFECTS AND ESTIMATION OF THEIR INFLUENCE ON DYNAMIC LOADING OF THE DRIVE

Аннотация

Приведена методика определения фактической величины единичного дефекта зуба с учетом коэффициента перекрытия в зубчатом зацеплении. Предложен способ выявления единичных дефектов зубьев привода посредством контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого зубчатых колес. Представлены результаты теоретических исследований влияния величины и местоположения дефектов в кинематической цепи привода на его динамическую нагруженность.

Ключевые слова:

зубчатые колеса, единичный дефект, динамическая модель, угловое ускорение.

Abstract

The methods are suggested for determining the real size of a single gear tooth defect with the contact ratio in gearing being taken into account. The technique for detecting single gear teeth defects of the drive is presented which is based on measuring relative angular movements of the drive gear and the driven gear. The results of the theoretical research are given which show the influence of defects size and their location in the kinematic chain of the drive on its dynamic loading.

Key words:

tooth gears, single defect, dynamic model, angular acceleration.

Состояние зубчатых передач оценивается величиной износа рабочих поверхностей и наличием единичных дефектов зубьев. Единичные дефекты зубьев – это обломы, сколы, выкрашивания рабочих поверхностей зубчатых колес (рис. 1). Появление таких дефектов – признак скорого разрушения передачи, поскольку они вызывают дополнительные динамические нагрузки, превосходящие рабочие в 2...3 раза. [1]. При этом перегрузки могут не вызывать непосредственно поломок деталей, но они существенно сказываются на их усталостной прочности и долговечности.

В зубчатой паре удар происходит при нарушении шага зацепления. В

зависимости от разницы предельного отклонения шага зацепления зубьев ведомого и ведущего колес различают «кромочный» и «серединный» удары профилей зубьев. Их сила при больших величинах ошибок бывает значительной, и нагрузочная способность передачи вследствие этого используется не полностью, в ряде случаев даже меньше, чем наполовину [2].

Ударный импульс, вызванный изменением кинетической энергии в зубчатом зацеплении при прохождении единичного дефекта, характеризует динамическую нагруженность зубьев, а не самого привода. В этих исследованиях упругим элементом представ-

ляется сам зуб, хотя жесткость привода может быть гораздо меньше. Результаты таких исследований применимы для редукторов, приводов станков и др., где в

приводе отсутствуют упругие элементы, а шестерни массивные и установлены на коротких и жестких валах.

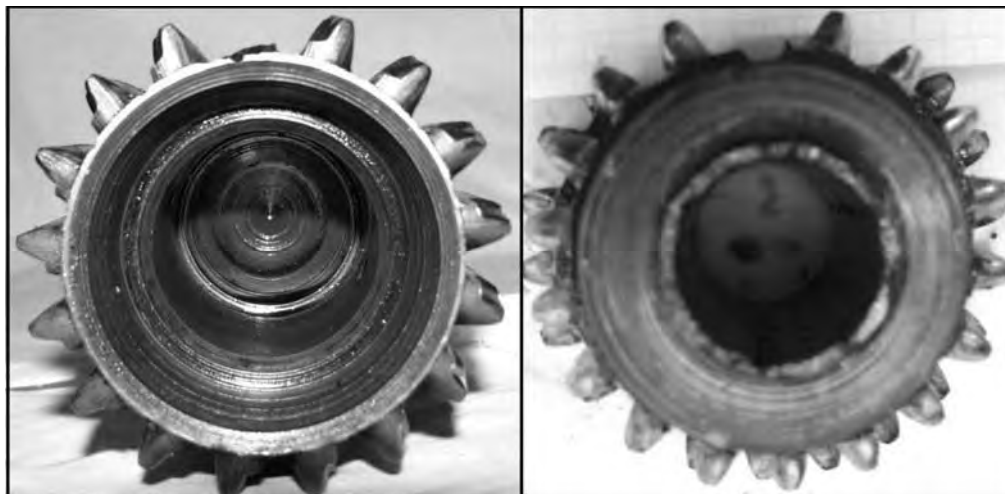


Рис. 1. Единичные дефекты зубчатых колес

В отличие от редукторов, в приводе автомобиля – трансмиссии – жесткость зуба зубчатого колеса, воспринимающего удар при прохождении единичного дефекта, существенно выше жесткости валов, на которых расположены зубчатые колеса. Это меняет картину нагружения зубьев. Применение классической теории удара не позволяет решить задачу оценки влияния величины и месторасположения дефекта на изменение динамической нагруженности такого сложного привода, как трансмиссия автомобиля.

Величина кинематической неравномерности вращения выходного вала воздействует на динамику работы привода. Во время прохождения зубчатым колесом дефекта происходит резкое увеличение скорости вращения ведущего колеса, т. к. к нему подводится вращающий момент от двигателя, а момент сопротивления становится равным нулю. С другой стороны, в этот период наблюдается замедление ведомого колеса, т. к. к нему момент сопротивления подво-

дится, а ведущий момент равен нулю. При восстановлении кинематической связи после прохождения дефекта происходит удар. Величина его энергии зависит от разницы скоростей ведомого и ведущего колес при их соприкосновении, величины передаваемого момента, накопленной кинетической энергии, т. е. от моментов инерции вращающихся масс, связанных с ведущей и ведомой частями привода.

Обнаружение факта наличия дефекта зуба не является поводом для прекращения эксплуатации. Опасность дефекта определяется величиной и местом его расположения в кинематической цепи трансмиссии. От этих параметров зависит дополнительная нагруженность трансмиссии при передаче вращающего момента. Величину единичных дефектов можно оценить кинематической неравномерностью вращения выходного вала, а место расположения в кинематической цепи трансмиссии – по периоду повторного появления признака дефекта [3].

Однако возникает вопрос, что понимать под дефектом зубчатой передачи. По условию непрерывности и плавности хода передачи коэффициент торцового перекрытия должен быть больше единицы. При вращении колес линия контакта зубьев перемещается по длине активной линии зацепления g_a (рис. 2, а). Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев.

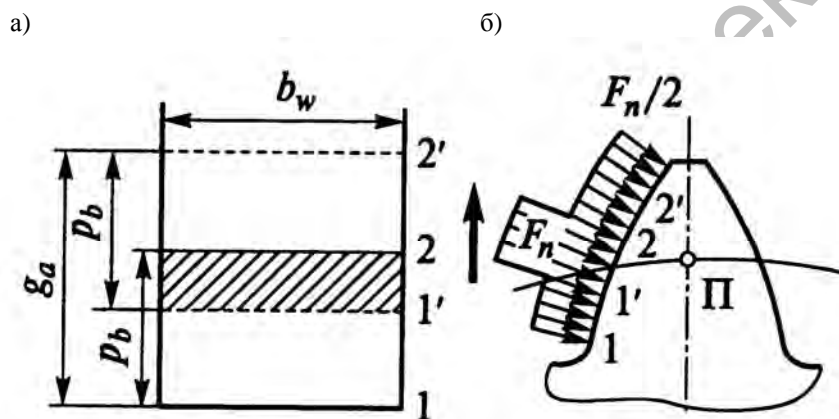


Рис. 2. Изменение нагрузки зуба по линии зацепления: а – поле зацепления зуба; б – распределение нагрузки по высоте зуба

Если за максимальный дефект принять облом зуба, то дефект в полной мере проявиться не может. Он проявится только в зоне однопарного зацепления, которая располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного – примерно половину (рис. 2, б). Величину этой зоны, а значит, и максимального дефекта, можно определить из анимационной модели, приняв соответствующую конфигурацию дефекта (рис. 3), или рассчитать графоаналитически.

В момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается. Рассматривая движение колес без учета динамики, видно, что при прохождении

В процессе вращения колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая – займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'...2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление [4].

дефекта ведомое колесо вначале останавливается, т. к. контакт с вращающимся ведущим колесом прекращается, а затем восстановление кинематической связи сопровождается ускоренным движением ведомого колеса, инициированным последующей парой зубьев. Угол поворота ведущего колеса при отсутствии его контакта с ведомым и есть фактическая величина дефекта $\Delta\varphi$. Причем величина дефекта в одной паре зубчатых колес не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в периоде T повторного появления. На шестерне дефект возникает чаще, а на колесе – в u раз реже, где $u = z_2 / z_1$ – передаточное число.

На реальной зубчатой передаче величину дефекта можно определить,

контролируя относительные угловые перемещения ведущего и ведомого колес импульсным способом. Для этого с ведущим колесом 1 связывают высоко-

частотный датчик угла поворота 4, а с ведомым колесом 2 – датчик зубцовой частоты 3 (рис. 4).

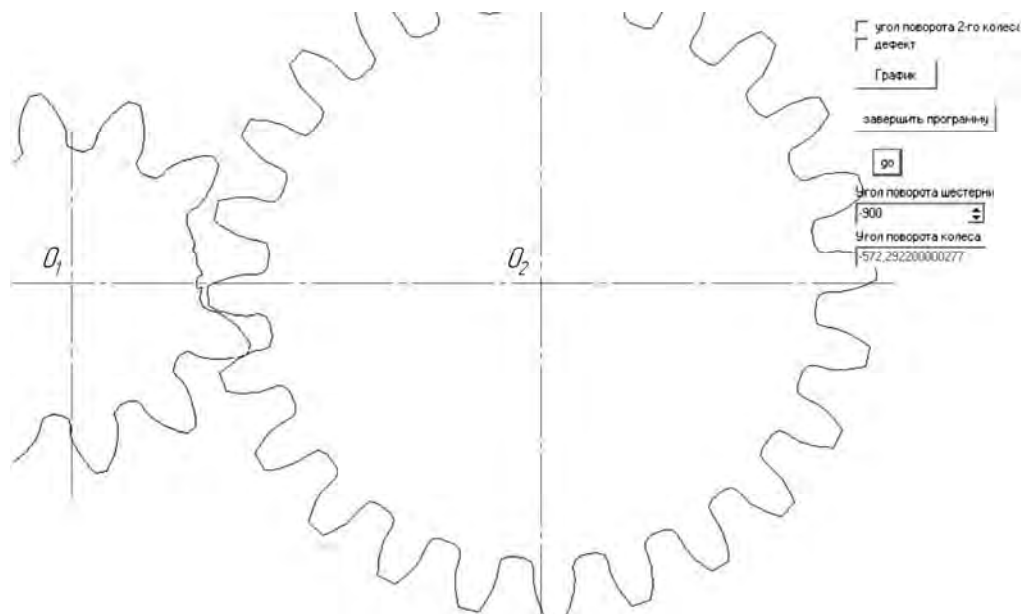


Рис. 3. Прохождение дефекта в виде облома зуба

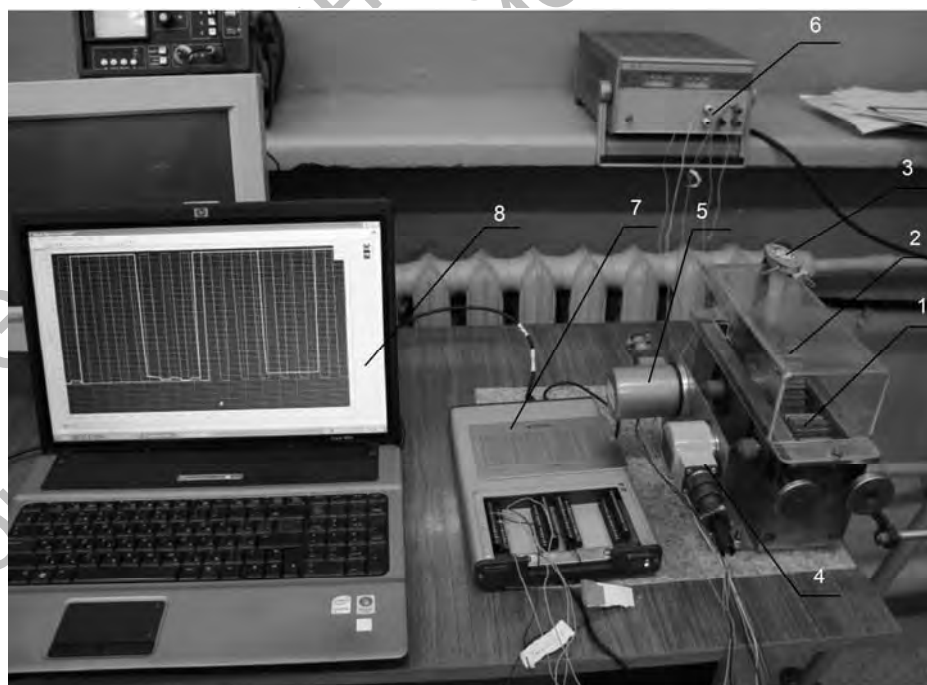


Рис. 4. Экспериментальная установка для идентификации дефекта зуба: 1 – ведущее зубчатое колесо; 2 – ведомое зубчатое колесо; 3 – датчик зубцовой частоты; 4 – датчик высокочастотного опорного сигнала; 5 – датчик выходного сигнала; 6 – блок питания; 7 – плата сбора данных; 8 – ЭВМ

Подсчитывая количество импульсов от датчика 4 за период прохождения каждого зуба под датчиком 3, можно увидеть, что при отсутствии дефекта в каждом последующем импульсе выходного сигнала будет практически одинаковое число импульсов (± 1 на округление из-за дискретности сигнала) входного сигнала.

При прохождении дефекта всегда найдутся два соседних импульса, в одном из которых количество опорных

импульсов будет больше среднего значения, когда ведомое колесо останавливается, а у другого – на такую же величину меньше, когда кинематическая связь восстанавливается (рис. 5). По величине этой разницы можно определить фактическую величину дефекта либо в углах поворота ведущего колеса $\Delta\varphi_1$, либо в долях от толщины зуба по постоянной хорде s_c ; принадлежность дефекта одному из колес – по периоду его повторного появления.

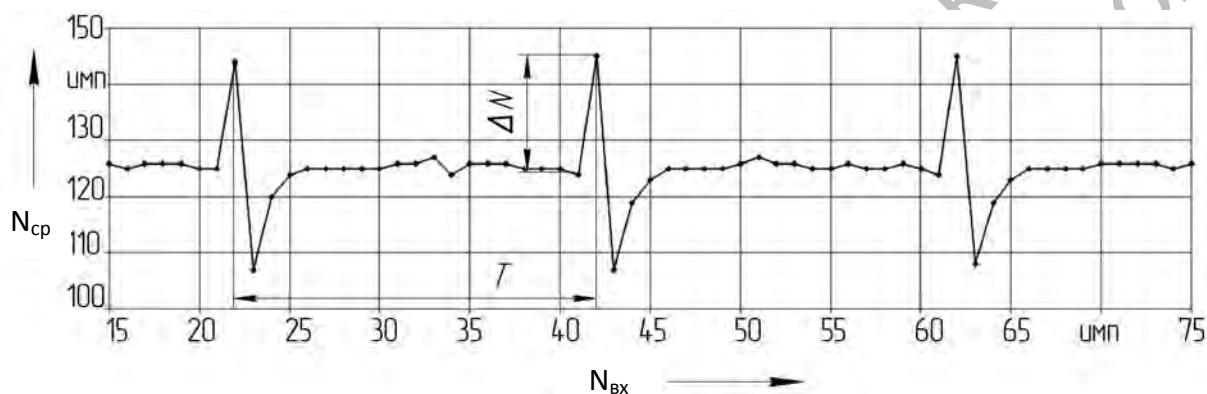


Рис. 5. Результаты идентификации дефекта зуба

Анализируя результаты эксперимента с одной парой зубчатых колес с $z_1 = 20$ и $z_2 = 50$, можно отметить, что при отсутствии дефекта в каждом импульсе выходного сигнала накапливается $N_{ср} = 125 \pm 1$ импульсов высокочастотного сигнала, связанного с ведущим колесом. При прохождении дефекта в одном выходном импульсе накапливается большее число опорных импульсов $N_{max} = 145$, а в последующем, наоборот, – меньшее $N_{min} = 105$. Подсчитав разницу относительно среднего $\Delta N = 20$ и соотнеся ее с количеством опорных импульсов за один оборот ($N = 2500$), получим величину дефекта в градусах $\Delta\varphi_1 = 2,9^\circ$ или в долях от толщины зуба по постоянной хорде $0,32s_c$. Принадлежность дефекта – зубчатое колесо 1, поскольку период его повторного появления составляет 20 импульсов выходного сигнала, т. е. он появляется после прохож-

дения 20 зубьев, а это ровно столько, сколько их на зубчатом колесе 1.

Имея возможность определения величины и местоположения дефектов, можно оценить их влияние на динамическую нагруженность привода. Изменение скоростей вращения ведущего и ведомого колес при прохождении дефекта сопровождается изменением ускорений, а следовательно, и динамической нагруженности передачи. Для оценки нагруженности привода при наличии единичных дефектов зубчатых колес необходимо создание динамической модели всего привода, позволяющей определить влияние величины и места расположения дефекта на изменения передаваемого момента при различных режимах работы и оценить опасность его для дальнейшей эксплуатации привода.

Изучение влияния величин дефектов и места их расположения на

динамическую нагруженность привода осуществлялось на динамической модели типового привода. Типовой привод, например, трансмиссия автомобиля, – динамическая система с сосредоточенными параметрами. Основанием для дискретизации является то, что крутильные колебания в трансмиссии имеют выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 300 Гц. В системах, приведенных к дискретному виду, массы сосредоточены и обладают только инерционностью. Участки системы, связывающие массы, имеют вид упругих элементов, которые характеризуются определенной жесткостью, а затухание колебаний – демпфированием или рассеянием энергии колебаний. При изучении кратковременных переходных процессов рассеивания энергии, вызываемые гистерезисными потерями в материале деталей, зубчатых, шлицевых соединениях, опорах валов, сказывающиеся на затухании колебаний, можно не учитывать [5, 6].

На рис. 5 представлена динамическая модель типового привода, в состав которой входят силовая установка, подводящая вращающий момент M_0 , фрикционный элемент разъединения привода $\Phi Э$, трансформаторные эле-

менты $TЭ1$ и $TЭ2$ с передаточными числами U_1 и U_2 , в которых задается определенная величина дефекта. С трансформаторными элементами, отображающими безынерционные преобразования параметров потока энергии, связаны ведущие и ведомые элементы привода, характеризующиеся определенной величиной моментов инерции J_i , способных накапливать кинетическую энергию: нулевая сосредоточенная масса с моментом инерции J_0 отображает инерционные свойства вращающихся масс приводного двигателя и кинематически связанных с ним деталей привода; первая сосредоточенная масса с моментом инерции J_1 учитывает моменты инерции вращающихся масс (валов и зубчатых колес), приведенных к первичному валу привода после фрикционного элемента (при включенном фрикционном элементе $\Phi Э$ объединяется с J_1); вторая сосредоточенная масса с моментом инерции J_2 учитывает моменты инерции элементов привода, связанных с выходным валом привода. Внешнее воздействие на систему представлено вращающим моментом M_c , отображающим воздействие со стороны полезного сопротивления привода [7].

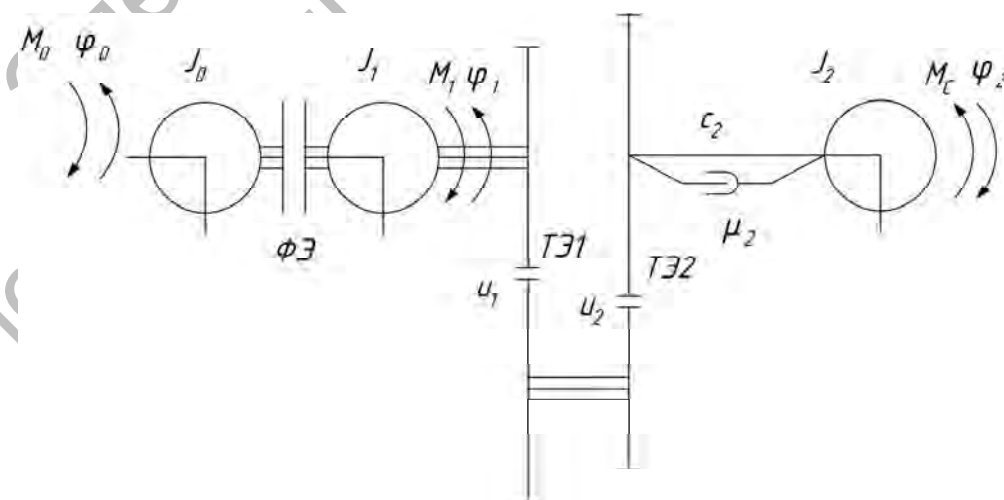


Рис. 5. Динамическая модель типового привода

Математическое представление динамической модели переменной структуры с сосредоточенными параметрами выражено системой обыкновенных

дифференциальных уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_0 = \frac{\left(M_\delta - (1 - L_0) \cdot M_\phi - L_1 \cdot \left(c_2 / (u_1 \cdot u_2) \cdot (\varphi_0 / (u_1 \cdot u_2) - \varphi_2) + \mu_2 / u_1 \cdot \left(\dot{\varphi}_0 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) \right)}{j_0 - L_0 \cdot j_1}; \\ \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_0 \cdot L_0 + \frac{(1 - L_0) \cdot \left(M_\phi - L_1 \cdot \left(c_2 \cdot (\varphi_1 / (u_1 \cdot u_2) - \varphi_2) + \mu_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) \right)}{j_1}; \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{\left(L_1 \cdot \left(c_2 \cdot (\varphi_1 / (u_1 \cdot u_2) - \varphi_2) + \mu_2 \cdot \left(\dot{\varphi}_1 / (u_1 \cdot u_2) - \dot{\varphi}_2 \right) \right) - M_c \right)}{j_2}, \end{cases}$$

где $\ddot{\varphi}_0$ – ускорение инерционной массы приводного двигателя, рад/с²; $\ddot{\varphi}_1$ – ускорение ведущего зубчатого колеса привода, рад/с²; $\ddot{\varphi}_2$ – ускорение ведомой части привода, рад/с²; $\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$ – угловые скорости инерционной массы приводного двигателя, ведущей и ведомой частей привода, рад/с; $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ – углы поворота инерционной массы приводного двигателя, ведущего и ведомого валов привода, рад; M_δ – вращающий момент приводного двигателя, Н·м; M_c – момент сопротивления движению привода, Н·м; M_ϕ – момент, создаваемый фрикционом, Н·м; c_2 – коэффициент жесткости, приведенный к ведомому валу привода, Н·м/рад; μ_2 – коэффициент демпфирования ведомой части привода, Н·м·с/рад; L_0 – дискретная функция состояния, характеризующая состояние фрикционного элемента, $L_0 = 0$ – фрикцион буксует, $L_0 = 1$ – фрикцион замкнут; L_1 – дискретная функция состояния, характеризующая наличие кинематической связи между ведущим и ведомым зубчатыми колесами. При наличии кинематической связи между ведущим и

ведомым валами $L_1 = 1$, а при нарушении кинематической связи в момент прохождения дефекта $L_1 = 0$.

Приняв параметры привода автомобиля ГАЗ-3307, определяем максимальную величину дефекта в долях от толщины зуба по постоянной хорде, приведенной к углу поворота ведущего вала привода, что составляет 0,3 s_c .

Оценка влияния максимальной величины дефекта на динамическую нагрузку привода проводилась на представленной выше математической модели. Дефект располагали в зубчатой паре с передаточным числом $u_1 = 2,53$, затем – в зубчатой паре с передаточным числом $u = u_1 \cdot u_2 = 6,55$ (см. рис. 4). Передаваемый момент при этом изменялся в зависимости от имитируемых дорожных условий. Изменения момента в приводе при ударе, сопровождаемом прохождением дефекта зуба, зависят от разности ускорений инерционных элементов, возникшей от разгона ведущей части зубчатого колеса при мгновенном снятии нагрузки и от замедления ведомой, при пропадании ведущего момента и действия только момента сопротивления. Характер изменения ускорения приводной шестерни с максимальным дефектом зуба при угловой скорости

20 рад/с на первой ступени коробки передач при нагружении моментом сопротивления $M_c = 57$ Н·м, характерном для

движения полностью груженого автомобиля по грунтовой дороге, представлен на рис. 6.

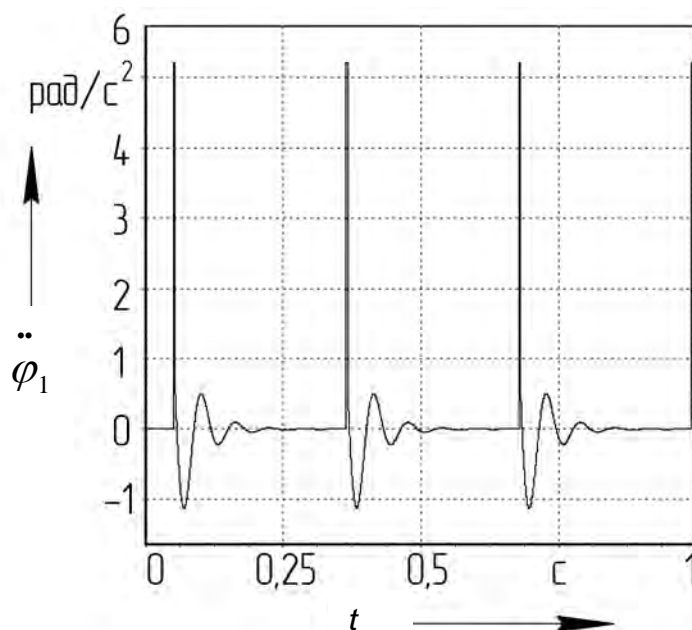


Рис. 6. Ускорение приво́дной шестерни при наличии дефекта 0,3 с

В момент разрыва кинематической связи с ведомым звеном ведущее звено ускоряется, что соответствует пику графика на рис. 5. Затем происходит удар и восстановление кинематической связи с резким замедлением ведущего звена. Поскольку в приводе имеется упругий элемент, то в динамической системе происходят колебания, которые, благодаря демпфированию, затухают.

При увеличении угловой скорости входного вала ускорения, а следовательно, и максимальные моменты, казалось бы должны возрастать, однако с возрастанием угловой скорости динамическая нагруженность привода уменьшается (рис. 7).

Так, при угловой скорости входного вала 20 рад/с динамическая нагруженность привода, по сравнению с величиной передаваемого момента, возросла в 1,45 раза, а при 180 рад/с — только в 1,05 раза.

Эта зависимость нелинейная и

объясняется тем, что вращающиеся массы привода с увеличением угловой скорости накапливают большую кинетическую энергию, пропорциональную квадрату угловой скорости, и в меньшей степени реагируют на возмущения при прохождении дефекта, продолжая свое движение за счет сил инерции.

Величина динамической нагруженности привода зависит не только от величины дефекта, но и места его расположения в кинематической цепи. На рис. 8 показано изменение момента в упругом элементе привода в зависимости от величины дефекта зуба колеса, расположенного на входном валу зубчатой пары ТЭ1, передаточное число которой $u_1 = 2,53$, и зубчатом колесе пары ТЭ2, когда общее передаточное число $u = u_1 \cdot u_2 = 6,55$ при работе в одинаковых условиях нагружения моментом сопротивления $M_c = 57$ Н·м с угловой скоростью входного вала 100 рад/с.

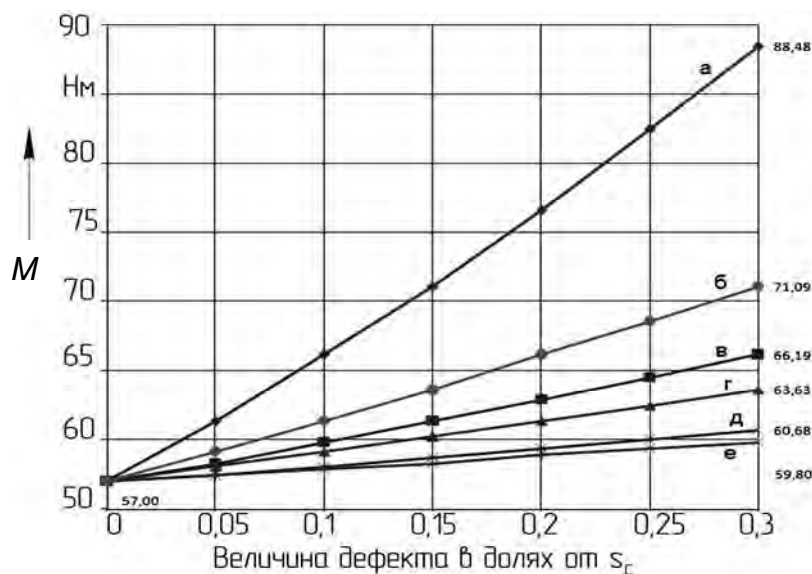


Рис. 7. Изменение нагруженности привода в зависимости от скорости работы при наличии дефекта зуба в зацеплении при $u = 6,4$



Рис. 8. Изменение нагруженности привода в зависимости от величины и места расположения дефекта

При анализе графика можно сделать вывод, что наличие единичного дефекта максимальной величины на зубчатом колесе пары, наиболее удаленной от первичного вала, увеличивает нагруженность привода в 1,1 раза по сравнению с установившимся режимом движения, тогда как дефект колеса ближней пары – в 1,03 раза. Это соотношение справедливо для различной

величины передаваемого момента.

Дефект в кинематической цепи привода будет по-разному влиять на динамическую нагруженность в зависимости от типа привода. Если это станочный привод с короткими жесткими валами и высокомоментными массивными зубчатыми колесами, то динамическая нагруженность его при одной и той же величине дефекта будет отли-

чатся от динамической нагруженности привода автомобиля, содержащего в своем составе упругие элементы (торсионные валы или упругие муфты).

Для оценки влияния жесткости привода на изменения динамической нагруженности при наличии дефекта в зубчатом зацеплении рассматривалось изменение момента в приводе при дефекте максимальной величины в зацеплении пары $TЭ1$ и $TЭ2$ и передаче максимального момента при угловой скорости привода на входе 100 рад/с. Минимальная величина жесткости привода

соответствовала приведенной жесткости торсионных валов полуосей автомобильного привода, а максимальная – жесткости самих зубьев колеса, характерной для станочных приводов.

Анализируя графическую зависимость на рис. 9, можно сделать вывод, что чем выше жесткость привода, тем большее возмущение возникает при прохождении дефекта. Так, при изменении жесткости привода в 10 раз момент в нем при прохождении дефекта возрастал в 1,2 раза.

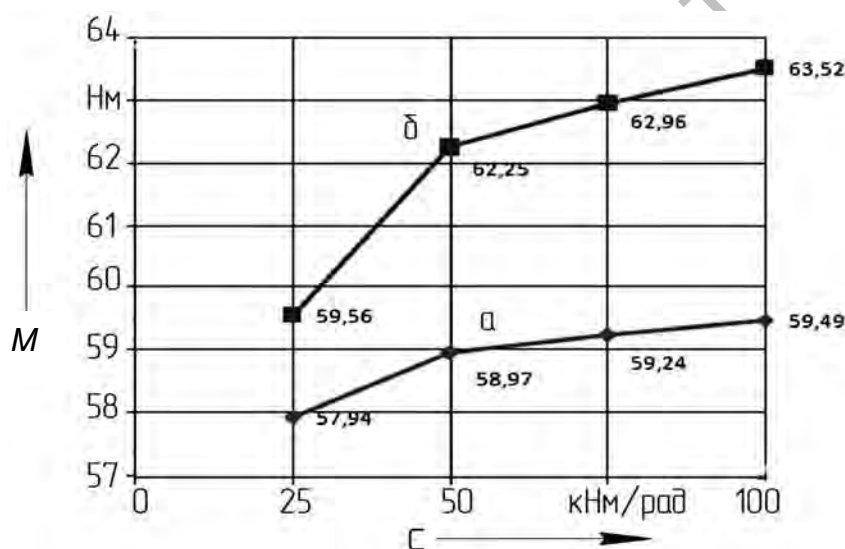


Рис. 9. Изменения момента при прохождении дефекта зуба в приводе с различной жесткостью: а – при $i_1 = 2,53$; б – при $i_1 = 6,55$

Проведенные теоретические исследования показывают, что изменение жесткости привода также меняет картину нагружения. Введение в привод упругих элементов будет снижать динамическую нагруженность при появлении единичных дефектов зубьев. Однако при этом необходимо определение собственных частот привода, чтобы вынужденные колебания в рабочем диапазоне изменения частот не приводили к резонансным режимам.

Таким образом, рассматривая динамическую нагруженность отдельно

взятого зубчатого зацепления вне привода, результаты расчета нагруженности зубьев будут менее точны, чем при рассмотрении данного зацепления в составе привода [8]. При этом важно отметить, что даже такой опасный для дальнейшей эксплуатации дефект, как облом зуба, не вызывает резких внешних проявлений, способствующих идентификации дефекта. Данное обстоятельство необходимо учитывать при разработке систем диагностики зубчатых передач различных приводов машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антипенко, Г. Л.** Диагностирование механических трансмиссий машин импульсным способом на стационарном стенде / Г. Л. Антипенко, В. А. Судакова, М. Г. Шамбалова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 2. – С. 9–16.
2. **Генкин, М. Д.** Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М. Д. Генкин, М. А. Рыжов, Н. М. Рыжов. – М. : Машиностроение, 1981. – 232 с. : ил.
3. **Шамбалова, М. Г.** Исследование кинематики зубчатого зацепления при наличии единичных дефектов зубьев / М. Г. Шамбалова // Интерстроймех-2011 : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2011. – С. 245–246.
4. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финонгенов. – 12-е изд. испр. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с. : ил.
5. **Автомобили.** Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : учеб. пособие / Под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш. шк., 1985. – 240 с.
6. **Проектирование трансмиссий автомобилей :** справочник / Под ред. А. И. Гришкевича. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.
7. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 1997. – 640 с. : ил.
8. **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с. : ил.

Статья содана в редакцию 12 февраля 2013 года

Марина Григорьевна Шамбалова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-16-06-69.
E-mail: shambalova87@tut.by.

Marina Grigoryevna Shambalova, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-447-16-06-69.
E-mail: shambalova87@tut.by.